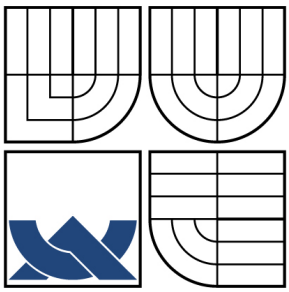
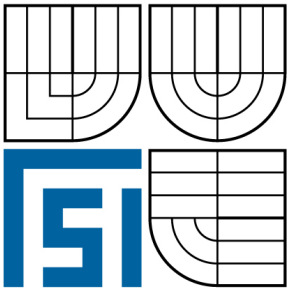


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PODVOZEK PRO AUTOBUSOVÝ PŘÍVĚS

CHASSIS OF TRAILER BUS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE — JOSEF KOPECKÝ

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — prof. Ing. VÁCLAV PÍŠTĚK, DrSc.

SUPERVISOR

BRNO 2008

Abstrakt

Tato práce se zabývá návrhem přívěsu za autobus pro firmu SOR Libchavy spol. s r.o. Jedná se o dvounápravový přívěs určený pro přepravu osob s nezávislým zavěšením všech kol a vzduchovým pérováním. Všechna kola jsou řízena v závislosti na natočení oje přívěsu. Obě nápravy jsou odvozeny z přední nápravy autobusu SOR BN 12.

Klíčová slova

přívěs autobusu, řízení, lichoběžníková náprava, podvozek

Abstract

My diploma thesis is about project trailer bus for transportation of persons. It´s for SOR Libchavy spol. s r.o. This project work deals with four-wheel trailer bus for person transportation with independent suspension of all wheels and air axle suspension. All of the wheels are operated in dependence on turning trailer drawbar. Both of the axles are taken from front axle of bus SOR BN 12.

Keywords

trailer bus, steering system, double-wishbone axle, chassis

Bibliografická citace

KOPECKÝ, J. *Podvozek pro autobusový přívěs.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 176 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

Prohlášení

Tímto prohlašuji, že předloženou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně pod odborným vedením vedoucího diplomové práce a na základě literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 16.5.2008

……
podpis

Poděkování

Děkuji tímto vedoucímu mé diplomové práce a pracovníkům konstrukčního oddělení firmy SOR Libchavy, spol. s r.o. za ochotu a pomoc při práci. Zvláštní poděkování pak patří především ing. J. Černému a ing. M. Velínskému za cenné rady a připomínky. V neposlední řadě bych také chtěl poděkovat svým rodičům za podporu během celého mého studia a všem, kteří byli jakkoli nápomocni při dokončení této práce.

Obsah

1 Úvod 8
2 Vysokokapacitní autobusové systémy 9
2.1 Princip systému 9
2.2 Vznik systému a provozované linky ve světě 10
2.3 Možnost nasazení systému v České republice 11
2.4 Porovnání s dalšími způsoby hromadné dopravy 12
3 Historie autobusové přepravy a autobusových přívěsů v naší zemi 12
3.1 Počátky autobusové dopravy v českých zemích 12
3.2 Autobusové přívěsy 13
3.3 Stručný popis jednotlivých souprav a autobusových přívěsů 14
3.3.1 Autobusové přívěsy Sodomka 14
3.3.2 Autobusové přívěsy Karosa 18
3.3.3 Autobusový přívěs Jelcz PO 1E 21
3.4 První československé kloubové autobusy 21
4 Současné soupravy autobusů s přívěsy 22
4.1 Přívěsy Hess 22
4.2 Přívěsy Göppel 23
4.2.1 Souprava Miditrain 23
4.2.2 Souprava Maxitrain 24
4.2.3 Souprava Megatrain 24
4.3 Porovnání souprav autobusů s přívěsem s kloubovými autobusy 25
4.3.1 Ekonomické a výrobní hledisko 25
4.3.2 Pohled z hlediska cestujících a řidičů 26
4.3.3 Možnost nasazení do provozu v České republice 27
5 Vlastní návrh řešení soupravy autobusu s přívěsem 28
5.1 Hlavní technická data tažného autobusu SOR C 10,5 28
5.2 Předpokládaná hlavní technická data přívěsu 29
5.3 Přepravní kapacita a hlavní rozměry souprav autobusů SOR s navrhovaným přívěsem 31
6 Zatáčení soupravy 32
6.1 První navržená varianta zatáčení soupravy 33
6.2 Druhá navržená varianta zatáčení soupravy 35
6.3 Třetí navržená varianta zatáčení soupravy 37
7 Použité nápravy 39
7.1 Návrh lichoběžníku řízení 40
7.1.1 Návrh lichoběžníku řízení pro přední nápravu přívěsu 40
7.1.2 Návrh lichoběžníku řízení pro zadní nápravu přívěsu 43
7.2 Změna hodnot geometrie zavěšení kol náprav při propružení kola 46
7.2.1 Změna odklonu kola při jeho propružení 46
7.2.2 Změna stopy kola při propružení 47
7.2.3 Změna sbíhavosti kol při propružení 48
8 Návrh mechanismu řízení náprav od tažné oje přívěsu 50
8.1 Návrh mechanismu řízení přední nápravy 50
8.2 Návrh mechanismu řízení zadní nápravy 52
8.3 Stanovení odchylek vzájemného natočení kol a natočení oje přívěsu 55
8.4 Předpokládané chování přívěsu s navrženým mechanismem řízení za autobusem SOR C12 58

9 Možné konstrukční řešení - vytvoření 3D modelu částí podvozku 58
9.1 Přední náprava přívěsu 59
9.2 Zadní náprava přívěsu 60
9.3 Návrhy pro další řešení podvozku přívěsu 61
9.4 Vytvoření základních sestavných výkresů 63
10 Závěr 64
11 Seznam použitých zdrojů 65
11.1 Knihy 65
11.2 Časopisy 65
11.3 Internetové zdroje 65
11.4 Normy a vyhlášky 66
12 Seznam příloh 66
13 Přílohy 68
13.1 Příloha č.1 - Základní rozměry soupravy Škoda 706 NG s přívěsem Sodomka 68
13.2 Příloha č.1 - Základní rozměry soupravy Hess 69
13.3 Příloha č.3 - Základní rozměry autobusu SOR C10,5 s navrhovaným přívěsem 70
13.4 Příloha č.4 - Základní rozměry autobusu SOR C12 s navrhovaným přívěsem 71
13.5 Příloha č.5 - První varianta zatáčení - odvození závislostí a sestrojení grafů 72
13.6 Příloha č.6 - Druhá varianta zatáčení - odvození závislostí a sestrojení grafů 81
13.7 Příloha č.7 - Třetí varianta zatáčení - odvození závislostí a sestrojení grafů 90
13.8 Příloha č.8 - Základní výpočtový návrh lichoběžníku řízení přední nápravy 101
13.9 Příloha č.9 - Stanovení odchylek natočení kol přední nápravy přívěsu na základě naměřených dat ze simulace v programu Adams View 109
13.10 Příloha č.10 - Základní výpočtový návrh lichoběžníku řízení zadní nápravy 114
13.11 Příloha č.11 - Stanovení odchylek natočení kol zadní nápravy přívěsu na základě naměřených dat ze simulace v programu Adams View 122
13.12 Příloha č.12 - Sestrojení grafů změn hodnot geometre zavěšení kol náprav při propružení kola na základě naměřených dat ze simulace v programu Adams View 127
13.13 Příloha č.13 - Základní výpočtový návrh mechanismu řízení přední nápravy přívěsu od oje..... 131
13.14 Příloha č.14 - Základní výpočtový návrh mechanismu řízení zadní nápravy přívěsu od oje..... 149
13.15 Příloha č.15 - Stanovení odchylek vzájemného natočení kol a oje přívěsu na základě naměřených dat ze simulace v programu Adams View 167

1 Úvod

Pro zlepšení dopravní situace a obslužnosti se nejen v západní Evropě začínají stále více rozšiřovat systémy velkokapacitní přepravy osob. Jedná se o vícečlánkové autobusy nebo trolejbusy. Další možností je použití soupravy skládající se z tažného vozidla (autobusu či trolejbusu) a přívěsného vozidla. Jak z hlediska ekonomického, tak i z hlediska kapacity přepravených osob jsou vážnou konkurencí pro kolejovou dopravu.

Dle platných zákonných předpisů je v České republice zakázán provoz takovéto soupravy s přívěsem pro přepravu osob. Do budoucna není ovšem možno vyloučit udělení výjimky pro zkušební provoz souprav. Podobně tomu tak je v Německu nebo v sousedním Rakousku, kde jsou tyto soupravy úspěšně nasazovány do provozu. Nejblíže k vidění v běžném provozu jsou přívěsy v okolí Innsbrucku, kde je do provozu nasazuje společnost Postbus rakouských drah.

V Evropě v dnešní době existují dva výrobci přívěsů, švýcarská firma Hess a německá firma Göppel. V České republice neexistuje zatím žádný výrobce takovýchto přívěsů. Pro zavedení velkokapacitní přepravy a plného využití autobusů hovoří také ten fakt, že se u nás potýkáme s nedostatkem kvalifikovaných a zkušených řidičů.

Druhý největší výrobce autobusů v České republice firma SOR Libchavy, spol. s r.o. se zabývá také otázkou případné výroby autobusových přívěsů. Pro přijatelnou pořizovací cenu přívěsů je třeba zajistit maximální unifikaci mezi autobusem a přívěsem jak v oblasti podvozku, tak v oblasti karoserie a dále také možnost výroby přívěsu na stejné výrobní lince jako tažného autobusu.

2 Vysokokapacitní autobusové systémy

Jako vysokokapacitní autobusové systémy neboli bus rapid transit jsou nazývány systémy rychlé autobusové nebo trolejbusové dopravy s krátkými intervaly. Doprava je zajišťována velkokapacitními vozidly pohybujícími se po vyhrazených jízdních pruzích nebo speciálních samostatných komunikacích. Obvykle jde o páteřní trasy městské hromadné dopravy, obdobné metru. Tyto systémy dopravy jsou někdy také označovány jako metrobus, silniční tramvaj nebo autobusové metro. Na obrázku 2.1 je zachycený autobus Volvo streetcar v provozu ve Velké Británii.

Obr. 2.1 Volvo Streetcar [22]

2.1 Princip systému

V oddělených jízdních pruzích jsou provozovány vysokokapacitní vícečlánkové autobusy i trolejbusy, které jsou vybaveny optickými nebo elektrickými naváděcími systémy. Tato silniční vozidla mohou být naváděna například také pomocí vodicí koleje. Nedílnou součástí systému jsou zastávky a odbavovací systémy koncipované tak, aby výměna cestujících i jejich odbavení byly maximálně rychlé.

Na trasách mohou jezdit i běžná kloubová nebo nekloubová vozidla, ale v některých městech se používají i typy vozidel vyvinuté speciálně pro tyto sítě, například tříčlánkové autobusy

mimořádné délky. Na obrázku 2.2 je tříčlánkový trolejbus švýcarského výrobce Hess o celkové délce 24,7 metru a přepravní kapacitě až 200 osob.
Z ekonomických i kapacitních důvodů lze takovýto způsob dopravy považovat za významnou konkurencí kolejové dopravy. Protože vozidla mají k dispozici vyhrazené jízdní pruhy, mají přednost v jízdě a disponují vysokou přepravní kapacitou. Optimalizace provozu vozidel také znamená menší zátěž pro životní prostředí a v porovnání případu použití autobusů nebo kolejové dopravy s trakčními systémy mají nízké nároky na infrastrukturu.
Pro Evropu, kde je dopravní síť ve městech často výsledkem dlouhodobého vývoje, je charakteristická dobrá integrace tohoto typu dopravy a nutnost splnění vysokých nároků na bezpečnost, komfort a ochranu životního prostředí.

Obr. 2.2 Trolejbus Hess lighTram 3 [19]

2.2 Vznik systému a provozované linky ve světě

První systémy tohoto typu se objevily v 60. a 70. letech 20. století. Mezi první se řadí město Runcorn v Anglii.
Tyto systémy bývají často spojovány s Latinskou Amerikou, kde nahrazují zdejší chaotické dopravní systémy. Pro hovoří také zdejší neklidné seizmické podmínky a dostatek prostoru. Prvním velkoměstem, ve kterém tímto způsobem vytvořili páteř dopravního systému, byla Curitiba v Brazílii. Také v hlavním městě Mexika tvoří tyto linky základní a páteřní systém dopravy. Přitom se jedná se o mladý koncept, první linka systému svezla cestující teprve 19. června 2005.
Významnou složkou dopravy tvoří také například ve městech Adelaide (Austrálie), Bogotá (Kolumbie), Ottawa (Kanada) nebo Jakarta (Indonésie).
Větší rozvoj tohoto systému dopravy nastal zejména v prvním desetiletí 21. století. Kromě Latinské Ameriky je provozován i v Severní Americe, ve Švédsku, Francii, Velké Británii, Nizozemí a i jinde v západní Evropě. Například v Německu byla první linka v Hamburgu zavedena v roce 2001, v roce 2004 se přidal Berlín a Mnichov.
Z výrobců autobusů je za průkopníky považována značka Volvo vyrábějící speciální vysokokapacitní vícečlankové autobusy. V rámci těchto systémů jezdí zejména ve Finsku a Švédsku. Volvo také vyrábí nejdelší autobusy světa. Jedná se o vícečlánkové autobusy o délce 26,8 metru (viz. Obr. 2.3), schopné pojmout až 300 cestujících. V tomto provedení jsou provozovány například na linkách v Brazílii.

Obr. 2.3 Volvo B12 M o celkové délce až 26,8 m [22]

2.3 Možnost nasazení systému v České republice

V České republice nebyl podobný projekt dosud realizován.
Za nouzovou obdobu metrobusu lze považovat zavedení autobusových linek v Praze při povodních v roce 2002, kdy na Severojižní magistrále byly vyznačeny vyhrazené jízdní pruhy pro autobusy nahrazující linku metra C v úseku, kde byl provoz metra přerušen.
O konkrétním projektu uvažují například obce na jih od Prahy, v nichž probíhá rozsáhlá výstavba rodinných domků. Trasa by měla vést z pražského sídliště Jižní Město a pokračovat přes pražské čtvrti Šeberov a Hrnčíře do blízkých obcí Vestec a Jesenice.
Dle studie nadnárodní dopravní společnosti Veolia Transport, která provozuje metrobusy například v oblasti Rouen ve Francii nebo v Las Vegas v USA, by v České republice byly k zavedení obdobných linek vhodné například tyto trasy:

- Praha – Letiště Ruzyně
- Hradec Králové – Pardubice
- Letiště Mošnov – Ostrava
- Most – Litvínov

Tyto trasy splňují základní předpoklady pro nasazení metrobusů. Těmi jsou vysoká frekvence cestujících, nepříliš členitý terén a dostatečný prostor pro vytvoření odděleného jízdního pruhu.

2.4 Porovnání s dalšími způsoby hromadné dopravy

Na autobusové konferenci v Bogotě v roce 2007 byla mimo jiné prezentována studie porovnávající rychlost, kapacitu a náklady při porovnání metra, lehké kolejové dopravy, klasické autobusové dopravy a vyšší úrovně autobusového systému (Bus rapid transit). Ze studie vyplývá, že při porovnání běžné autobusové linky s lehkou kolejovou dopravou a metrem mají autobusy nižší pořizovací náklady, ale také nižší rychlost i přepravní kapacitu.
Vyšší úroveň autobusového systému (Bus rapid transit) má oproti klasické autobusové dopravě vyšší pořizovací náklady. Ale má výrazně nižší pořizovací, udržovací i provozní náklady ve srovnání s jakoukoliv kolejovou dopravou, přepravní kapacita je přitom srovnatelná s metrem. Rychlost je navíc podstatně vyšší než u běžné autobusové dopravy. Vybudování sítě pro tento systém je také rychlejší a umožňuje větší variabilitu ve využití vozidel a dopravců. Při použití vozidel, která plní nejpřísnější emisními limity je tato doprava také šetrná k životnímu prostředí.
Systém se tedy může uplatnit jednak v chudších zemích a městech, dále i v místech seizmicky rizikovějších. Nalezne ale také uplatnění v bohatých zemích, zejména ve městech, která mají na povrchu dostatek prostoru pro jejich vybudování. V některých městech v Evropě jsou tyto linky považovány za dočasný vývojový předstupeň před vybudováním kolejové dráhy.

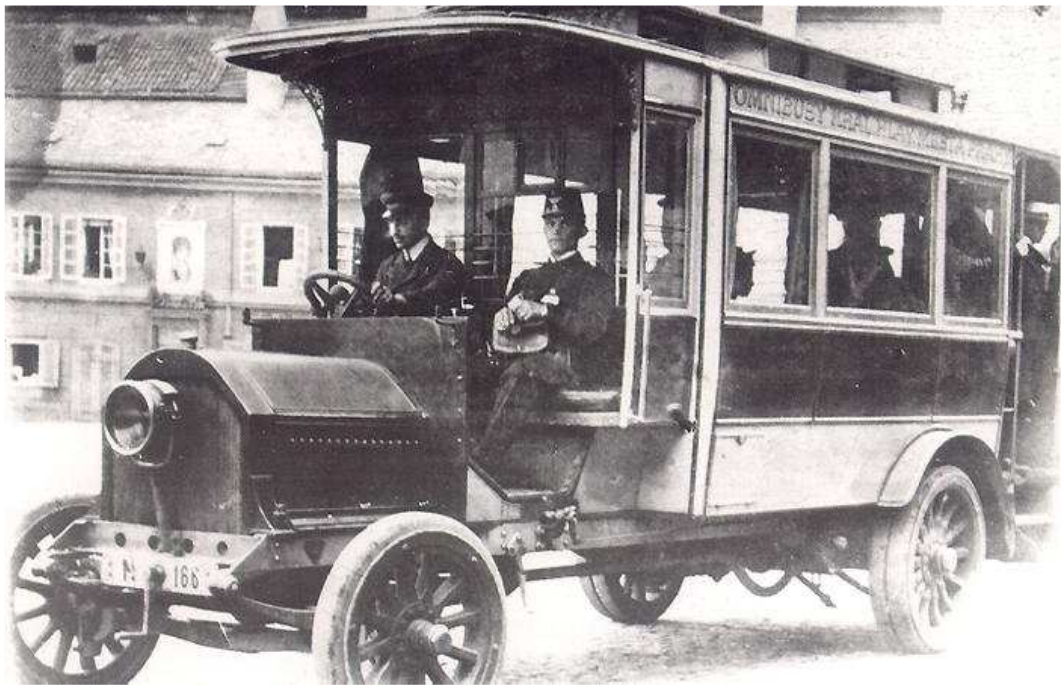
3 Historie autobusové přepravy a autobusových přívěsů v naší zemi

3.1 Počátky autobusové dopravy v českých zemích

Na konci 19. století se v hromadné silniční dopravě osob používal převážně kočár. V té době se do popředí především dostávala radikálně se rozvíjející železnice. Na území Rakouska-Uherska od roku 1905 fungovala poštovní autobusová doprava, která kromě zásilek přepravovala i omezené množství osob. Na obrázku 3.1 je znázorněn omnibus značky Benz z roku 1895, který lze považovat za první autobus.

Obr. 3.1 Kočárový omnibus Benz [15]

První pravidelná autobusová doprava v tehdejší monarchii v rámci českých zemí začala 13. 5. 1908, konkrétně zajišťovala dopravu mezi Pardubicemi a Holicemi a dále Pardubicemi a Bohdančí. Po roce 1910 zajišťovaly dopravu osob také soukromé automobily a autobusy, přičemž byly většinou používány autobusy značky Laurin a Klement a Austro Daimler. První autobusy značky Laurin a Klement měly dřevěnou karoserii a osazeny byly čtyřválcovým benzinovým motorem o výkonu 18 kW. Kola byla dřevěná s obručemi z plné gumy a zadní byla poháněna řetězy. Spotřeba se při optimální rychlosti 26 km/h pohybovala až na hodnotě 62 litrů benzínu na 100 km. Podle jízdního řádu trvala jedenáctikilometrová trasa Pardubice - Bohdaneč 64 minut a autobus přepravil 15 až 20 cestujících. Cesta nebyla příliš pohodlná jak pro cestující, tak i pro samotného řidiče, jehož místo v autobusu bylo většinou otevřené, maximálně vybavené malou stříškou. Řidič musel zkušebně spustit motor již hodinu před jízdou, většinu oprav si také prováděl sám. Za jízdy nesměl mluvit a musel dodržovat maximální rychlost 28 km/h v obci a 15 km/h za tmy. Na obrázku 3.2 je zobrazen jeden z prvních autobusů značky Laurin a Klement.



Obr. 3.2 Autobus Laurin a Klement [13]

3.2 Autobusové přívěsy

K rozšíření provozu souprav autobusů s přívěsem pro přepravu osob v naší zemi došlo zejména v období druhé světové války. Autobusové přívěsy znamenaly významný přínos k rozšíření, zdokonalení a zlepšení hospodářské výkonnosti autobusové dopravy. Především umožnily zvýšení dopravní kapacity za nižších nákladů, zvláště v nárazových dopravních špičkách. S výrobou autobusových přívěsů započal již v roce 1938 ve své firmě ve Vysokém Mýtě Josef Sodomka.

Nedostatek pohonných hmot během druhé světové války znamenal i u autobusů zavedení alternativních pohonů. Ve válečných letech pak byl různým českým dopravcům dodáván autobus škoda 706 NG s karosérií přizpůsobenou na zástavbu plynového generátoru. Tuto karoserii dodávala firma Sodomka, stejně jako přívěs PRK 6 za tento autobus. Takováto

souprava byla tehdy nazývána jako „generátorový autovlak“. V příloze č.1 je nákres této soupravy včetně základních rozměrů.

3.3 Stručný popis jednotlivých souprav a autobusových přívěsů

3.3.1 Autobusové přívěsy Sodomka

3.3.1.1 Autobusový přívěs Sodomka RPA

Jako první autobusový přívěs se ve firmě Sodomka začal v roce 1938 vyrábět model RPA (zkratka pro Reichspost Anhänger, tedy pro německou říšskou poštu). Přívěs o délce 7220, šířce 2350 a rozvoru 3850 milimetrů byl podle druhu provedení určen pro 29 až 36 sedících a 8 až 11 stojících cestujících. Celodřevěná samonosná karoserie s ocelovými výztuhami byla vně oplechovaná, k dispozici byly jedny čtyřdílné skládací dveře ovládané mechanicky, do výbavy patřil také střešní nosič. Hmotnost přívěsu činila 3980 až 4400 kilogramů a odpružení bylo zajištěno podélnými půleliptickými listovými pery. Dobová fotografie tohoto přívěsu je na obrázku 3.3.

Obr. 3.3 Autobusový přívěs Sodomka RPA (1938) [12]

3.3.1.2 Autobusový přívěs Sodomka PRK 6

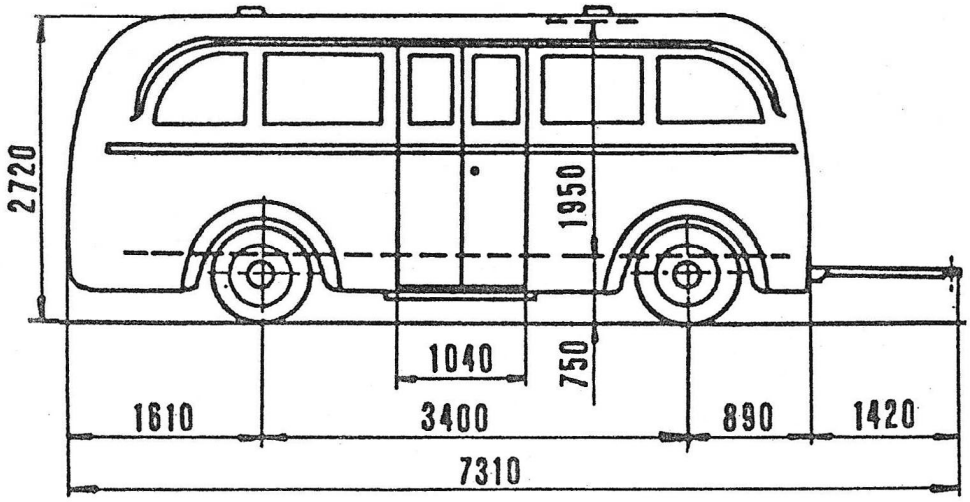
V letech 1943 a 1944 firma Sodomka dodávala přívěs PRK 6. Jednalo o dvounápravový přívěs s celodřevěnou vně oplechovanou karoserií s ocelovými výztuhami. Význam označení se nepodařilo vypátrat, ale číslice v označení určuje počet kol. To tedy znamená, že typ PRK 6 byl vybaven na zadní nápravě dvoumontáží. Přívěs o délce 6290, šířce 2350 a rozvoru 3500 milimetrů měl jedny manuálně ovládané dvojdílné skládané dveře. Uvnitř se nalézaly

podélné čalouněné lavice, u předního čela jedna sedačka, u zadního příčná lavice. Hmotnost přívěsu činila 3980 kilogramů, maximální obsaditelnost byla 22 až 25 sedících a 20 stojících cestujících plus 420 kilogramů zavazadel. Teno přívěs je zachycen na dobové fotografii na obrázku 3.4.

Obr. 3.4 Autobusový přívěs Sodomka PRK 6 (1943) [12]

3.3.1.3 Autobusový přívěs Sodomka DR 6

Označení DR znamenalo původní určení přívěsu pro německé říšské železnice – Deutsche Reischbahn, číslice 6 značí opět počet kol. Základní rozměry tohoto typu přívěsu, který pochází z roku 1943 jsou vyznačeny na obrázku 3.5.

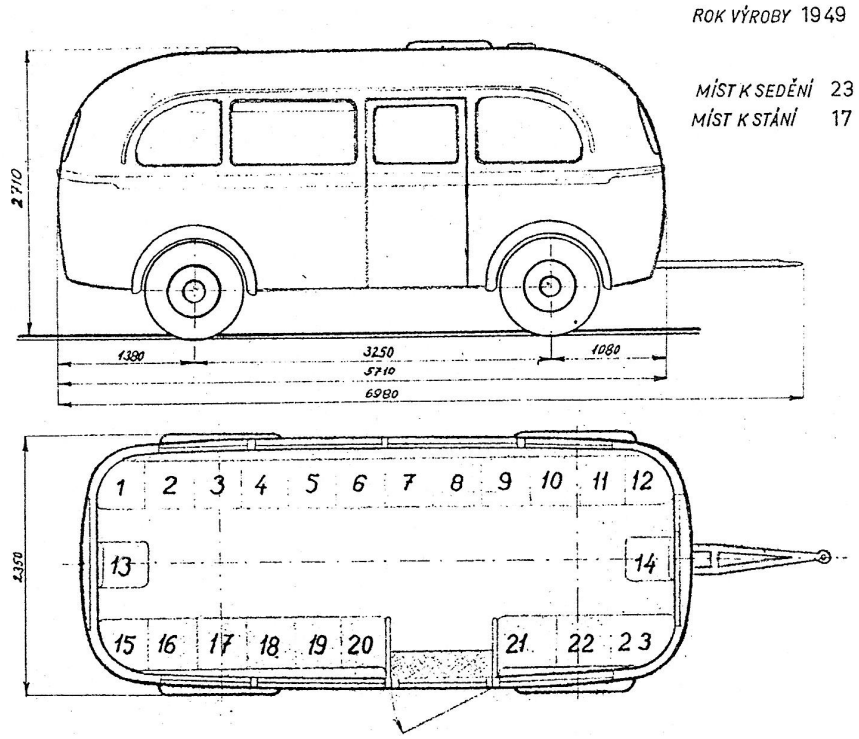


Obr. 3.5 Nákres autobusového přívěsu Sodomka DR 6 (1943) [2]

Kostra dvounápravového přívěsu byla vyrobena z lisovaných ocelových profilů, které byly pokryty ocelovými výlisky. Stěny a strop byly vyloženy dřevěnými deskami. Dvoudílné skládací, manuálně ovládané dveře se nacházely ve střední části vozu. Tyto přívěsy se v provozu například používaly také se švýcarskými trolejbusy FBW ve Zlíně, jejich kapacita byla 15 sedících a 20 stojících cestujících.

3.3.1.4 Autobusový přívěs Sodomka D 4

Tento typ přívěsu se vyráběl mezi roky 1946 až 1952, výrobu nejdříve ještě zajišťoval soukromník Sodomka, poté pak národní podnik Karosa. Rozměry a obsaditelnost tohoto dvounápravového přívěsu jsou patrné z nákresu na obrázku 3.6.



Obr. 3.6 Typový výkres přívěsu D4 (1949) [2]

Karosérie byla samonosná a podvozkové části byly přímo zavěšeny na hlavní nosníky roštu karosérie. Nosná kostra karosérie byla zhotovená z lisovaných ocelových profilů a tvořila jeden celek. Z vnější strany byla karosérie oplechována a obložení vnitřních stěn bylo provedeno dřevovláknitými deskami, jednodílné dveře o šířce 900 milimetrů se otevíraly mechanicky. Přívěs o hmotnosti 2820 kilogramů neměl žádné vytápění a k větrání sloužila posuvná střecha. V provozu se dobře osvědčil, takže poslední přívěsy byly z provozu vyřazeny až v polovině sedmdesátých let minulého století. Dobová fotografie tohoto typu autobusového přívěsu je na obrázku 3.7.

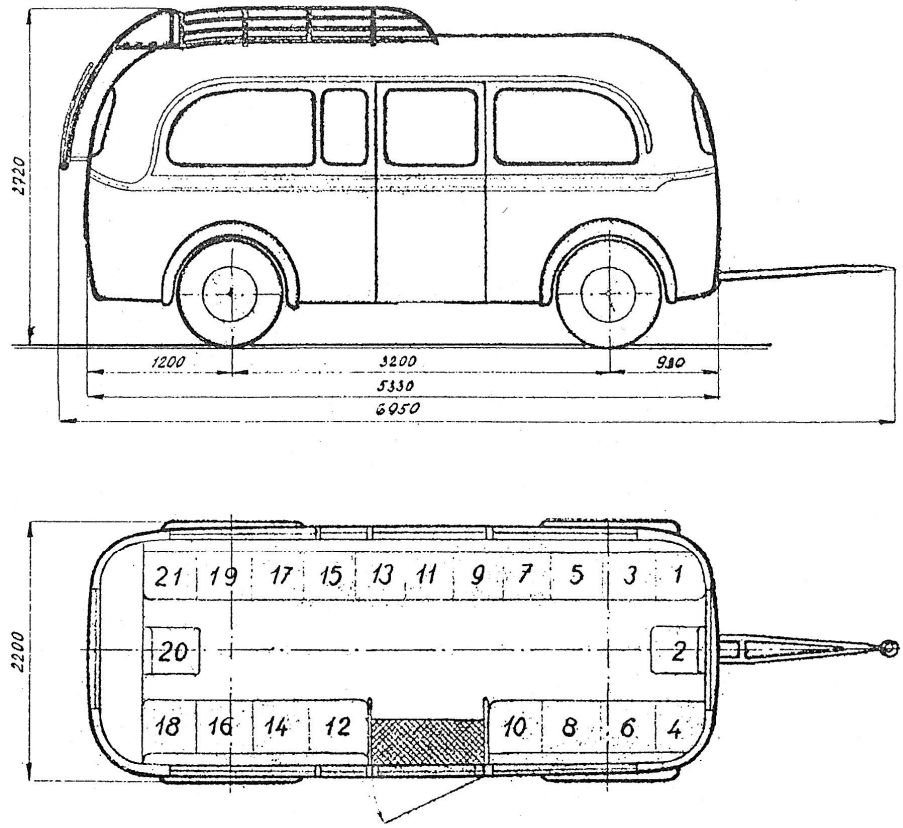
3.3.1.5 Autobusový přívěs Sodomka PRK 4, resp. DM 4

Prototyp jediného přívěsu PRK 4 byl vyroben v roce 1943 (viz. obrázek 3.8) a odprodán protektorátním železnicím. Byl zařazen v garážích Litomyšl a provozován za autobusem Praga RN na linkách v okolí Litomyšle a Vysokého Mýta. Jeho sériovou výrobu v roce 1945 znemožnil konec války.

Obr. 3.7 Autobusový přívěs Sodomka D 4 (1947) [12]

Obr. 3.8 Autobusový přívěs Sodomka PRK 4 (1943) [12]

Po různých problémech byl od roku 1947, na místo přívěsu PRK 4, vyráběn typ DM 4, stavěný právě na bázi přívěsu PRK 4. Lišil se od něj většími rozměry a vyšší obsaditelností, dále také čtyřmi bočnímy okny oproti původním třem (viz. nákres na obrázku 3.9). V interiéru byl navýšen počet stropních svítidel ze čtyř na šest a počet větráků ze tří na čtyři.



Obr. 3.9 Typový výkres přívěsu DM 4 (1947) [2]

Typ DM 4 se stal rozšířeným autobusovým přívěsem ve službách ČSD. Jen v letech 1947 až 1948 jich bylo pro železniční správu ČSD dodáno 90. Část z nich karosovala jihlavská karosářská firma J. K. Sedláček, tehdy tedy již také ve státní správě.

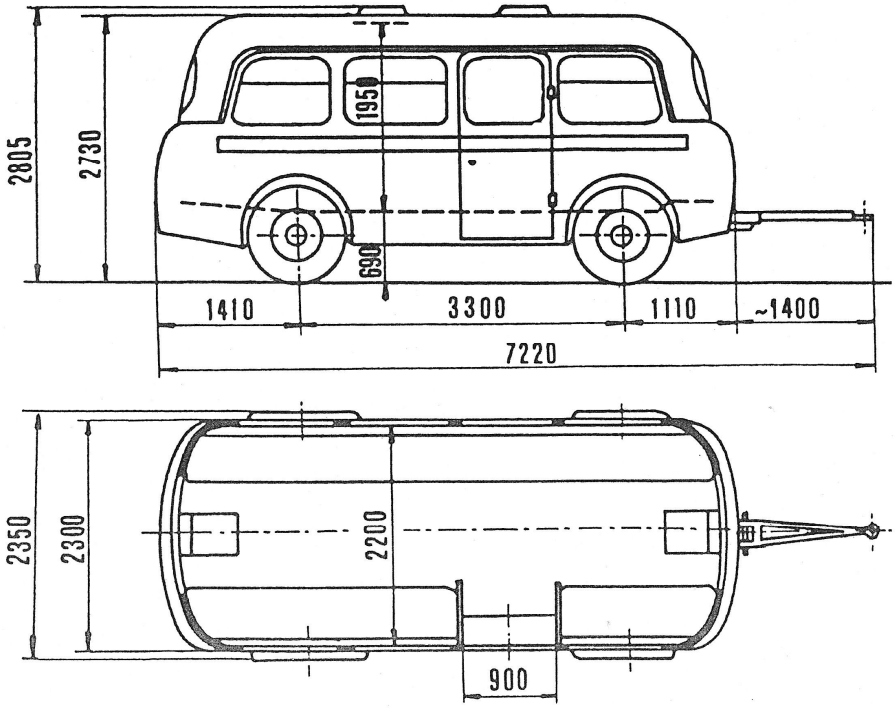
3.3.2 Autobusové přívěsy Karosa

3.3.2.1 Autobusový přívěs Karosa B 40

Tento autobusový přívěs se samonosnou karoserií lze označit jako nejtypičtějšího představitele autobusových přívěsů v silniční veřejné dopravě v padesátých a šedesátých letech minulého století. Vyráběn byl v letech 1953 až 1959 v národním podniku Karosa Vysoké Mýto a od roku 1960 pak v Letňanských strojírnách, závody J. Dimitrova. Jeho výroba skončila až v polovině šedesátých let. Základní rozměry tohoto typu přívěsu jsou patrné z nákresu na obrázku 3.10.

Typ vyráběný v Karose nabízel 23 míst k sezení na podélných lavicích a 17 míst k stání, typ z Letňanských strojíren (někdy označovaný také jako B 40A) pak 26 míst k sezení na příčně umístěných sedadlech a 13 míst ke stání.

Koncepčně přívěs vycházel z typu Sodomka D4, oproti kterému měl jiné provedení čelních skel. Hlavním zlepšení ovšem bylo vlastní naftové topení, ventilátor topení v létě sloužil zároveň k větrání.



Obr. 3.10 Nákres autobusového přívěsu Karosa B 40 (1953) [2]

Přes dvě desítky těchto přívěsů se používaly i v trolejbusové dopravě, například v Ostravě, Pardubicích, Plzni nebo Zlíně. Avšak hlavním těžištěm použití tohoto přívěsu bylo na špičkových spojích autobusových linek ČSAD. Přívěsy tohoto typu bylo vidět v běžném provozu ještě v sedmdesátých letech. Na obrázku 3.11 je fotografie zrenovovaného autobusu Škoda 706 RO s rovněž zrenovovaným přívěsem B 40 z veteránského dne 2007 v Českých Budějovicích.

Obr. 3.11 Škoda 706 RO + Karosa B 40 (2007) [15]

3.3.2.2 Osobní návěs Karosa NO 80

Na konci roku 1960 byl v Karose vyroben prototyp osobního návěsu typového označení NO 80. Tvarově vycházel z dle mého názoru designově nejhezčího autobusu všech dob, a to sice Škoda 706 RTO. Jako tahač sloužil vůz Škoda 706 RTTN, vyráběný národním podnikem LIAZ nebo dvounápravová Tatra 137. Na obrázku 3.12 je dobová fotografie ze Světa motorů, kde byla tato souprava představena veřejnosti v únorovém čísle ročníku 1961.

Obr. 3.12 Škoda 706 RTTN + NO 80 (1961) [15]

Návěs byl určen pro přepravu 80 cestujících, výstup a nástup byl možný pomocí jedněch mechanických křídlových dveří na pravém boku vozidla. Měl sloužit především v pravidelné linkové dopravě tak, že ráno měl odvézt pracující do závodů, během pracovní směny pak jezdit s nákladním návěsem a po směně opět odvézt pracující. Dle socialistických plánovačů, tak měly odpadnout takzvané prostoje nebo „jalové“ manipulační kilometry.
Od roku 1962 byl návěs po zkušebních jízdách trvale zařazen do provozu v ČSAD Bratislava, závod Galanta, závod Šaľa, kde byl po odvezení ranních spojů tahač 706RTTN opravdu důsledně využíván i v nákladní dopravě. Tato souprava byla v provozu celých 17 let!
I přesto, že byl vyroben pouze jeden kus tohoto vozu podařilo se jej vypátrat. Sice v katastrofálním stavu, ale byl nakonec objeven na Slovensku. Zrekonstruovaná souprava se tak mohla představit na pražském výstavišti v Holešovicích v červenci 2007 při příležitosti konání výstavy Retro Prague 2007 (viz Obr. 3.13).

Obr. 3.13 Škoda 706 RTTN + NO 80, Praha Holešovice (2007) [15]

3.3.3 Autobusový přívěs Jelcz PO 1E

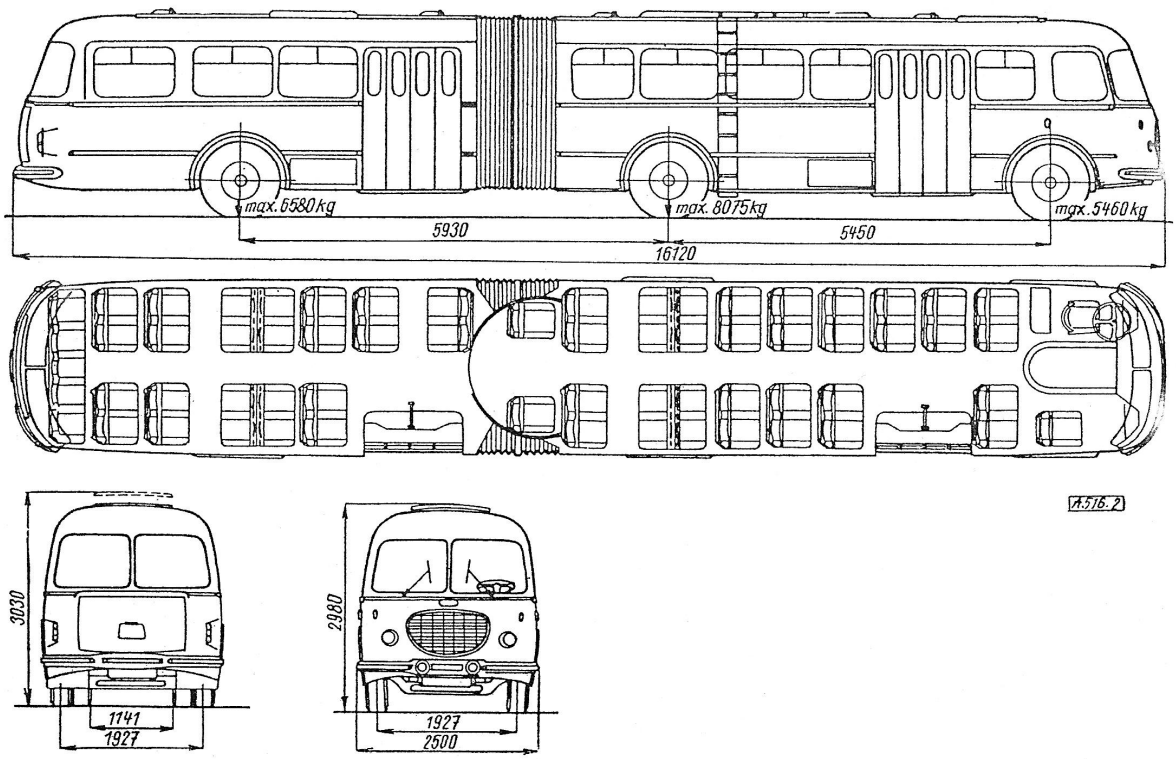
Po zastavení výroby autobusových přívěsů v Československu, kdy projekt přívěsu Karosa B 50 nebyl realizován, se od roku 1965 začaly pro hromadnou silniční dopravu osob pořizovat přívěsy typu PO lE, vyráběné automobilkou v polském Jelczi. Postupně se staly v Československu velmi rozšířenými. Svým tvarem tato vozidla nezapřou příbuznost s československým autobusem Škoda 706 RTO, který se v Polsku montoval na základě mezistátní úmluvy.
Jelcz PO 1E je tedy dvounápravový autobusový přívěs s polosamonosnou ocelovou karoserií s jedněmi jednokřídlými dveřmi a vlastním naftovým teplovzdušným vytápěním. Čalouněná sedadla, uspořádaná příčně , nabízejí 31 míst k sezení.
Jako tažné autobusy se používaly typy Škoda 706 RO a později 706 RTO. V soupravě s tažným autobusem 706 RTO pak byl ukázkou pěkné designové souhry a ladných křivek celé soupravy. Poslední soupravy bylo možno na našich silnicích zahlédnout ještě počátkem 80. let minulého století. Na obrázku 3.14 je zachycená zrestaurovaná souprava autobusu Škoda 706 RTO a přívěsu Jelcz PO 1E německé společnosti Barnimer Busgesellschaft mbH v Eberswalde.

Obr. 3.14 Škoda 706 RTO + Jelcz PO 1E (2005) [15]

3.4 První československé kloubové autobusy

Do šedesátých let minulého století se kloubové autobusy v Československu vůbec nevyráběly, vyšší nároky na přepravu cestujících byly řešeny v autobusové dopravě přívěsy. Také zde nebyla tradice, tak jako například v Itálii, kde bylo provozováno v rámci veřejné dopravy osob velké množství kloubových autobusů, nebo ve Spolkové republice Německo.
První pokus o výrobu kloubového autobusu byl učiněn v roce 1960 v Karose, když byl vyroben první prototyp kloubového autobusu Škoda 706 RTO-K na bázi autobusu Škoda 706 RTO. Velký počet dílů byl použit ze standardního autobusu Škoda 706 RTO, přední část vozidla byla prakticky totožná. Střední tuhá náprava byla hnací a pro zajištění dobré manévrovatelnosti byla zadní náprava řízená. Autobus tak dosahoval minimálního poloměru otáčení 24,5 metru, což bylo dokázáno i na demonstračních jízdách pro tehdejší pražský dopravní podnik. I přesto tehdejší ředitel dopravního podniku vznesl názor, že dokud on bude ředitelem, tak kloubové autobusy v Praze jezdit nebudou. Základní rozměry tohoto kloubového autobusu jsou patrné z nákresu na obrázku 3.15.
Vývoj tohoto autobusu byl zastaven a k sériové výrobě nedošlo. Později se jeho modifikace vyráběla v polském Jelczi.
Do sériové výroby se dostal až kloubový autobus Karosa ŠM 16,5. Do pravidelného zkušebního provozu s cestujícími byl tento typ zařazen v roce 1967.

Vzhledem k rozsahu a zaměření této práce na autobusové přívěsy nebudu už dále tento typ a ani žádné další více popisovat.



Obr. 3.15 Nákres prototypu autobusu Škoda 706 RTO-K (1960) [2]

4 Současné soupravy autobusů s přívěsy

Jak jsem již uvedl v úvodu, v současné době existují v Evropě dva výrobci autobusových přívěsů. Jednak švýcarská firma Hess, která je také současně výrobcem autobusů a trolejbusů a to jak klasických, tak i vícečlánkových. Druhým výrobcem je německá firma Göppel, která používá karosářské prvky značek Man a Neoplan. Přívěsy obou dvou výrobců mají řízené obě dvě nápravy, a proto dobře kopírují stopu tažného autobusu. Z důvodu bezpečnosti jsou vybaveny elektronickým brzdovým systémem EBS, jehož součástí je i systém ABS a dále také stabilizačním systémem ESP.

4.1 Přívěsy Hess

Přívěsy této švýcarské značky jsou k vidění přímo ve Švýcarsku, například i za trolejbusy, ale i blíže naší republice a to konkrétně v Rakousku. Zde je v Innsbrucku provozuje pobočka rakouského Postbusu pod označení „Buszug“. Soupravy jsou používány jednak pro dopravu do zaměstnání a do škol, ale i jako skibusy. Používány jsou v oblasti s integrovanou dopravou, přívěs je tak určen majitelům předplatních jízdenek a kontrola je obdobná jako v městské dopravě.

Používání autobusové soupravy s přívěsem není ale v Innsbrucku žádnou novinkou. Před 25 lety byla vyřazena poslední tehdejší souprava. V současnosti je nasazeno do provozu v Innsbrucku 6 souprav, dvě starší v kombinaci autobusu Temsa a vleku Hess a 4 novější soupravy autobusu Scania Hess LE a vleku Hess. Tato souprava pojme 78 sedících a 66

stojících pasažérů, tedy celkem 144 cestujících. Základní rozměry soupravy jsou patrné z nákresu v příloze č.2.
Firma Hess se výrobě vleků věnuje již delší dobu a právě na jejich soupravách se potvrzuje vysoká životnost vleku, až dvojnásobná oproti autobusu. Z fotografie, pořízené při prezentaci firmy Postbus v Innsbrucku v lednu 2007, na obrázku 4.1 je patrné natočení kol obou náprav přívěsu a nízkopodlažní provedení jak tažného autobusu, tak i přívěsu.

Obr. 4.1 Souprava autobusu a přívěsu Hess (2007) [15]

4.2 Přívěsy Göppel

Tato firma nabízí několik variant řešení soupravy tažného autobusu a přívěsu. Soupravy jsou pak dle velikosti označovány jako „Miditrain“, „Maxitrain“ a „Megatrain“. Přívěsy jsou primárně určeny pro tažné autobusy Man Lions city. Designově jsou sladěny s těmito autobusy jak v interiéru, tak i s vnější částí karosérie. Všechny typy přívěsů jsou nízkopodlažní. První soupravy byly uvedeny na trh v roce 2004. Prvním městem, kde byla nasazena souprava „Maxitrain“ byl Reutlingen spolkové země Bádensko-Württembersko. Na konci roku 2007 bylo v provozu již okolo 20 souprav „Miditrain“ a „Maxitrain“ v několika spolkových zemí Německa. Pro provoz těchto souprav musí být udělována výjimka, protože podobně jako v České republice je ve Spolkové republice Německo zakázána přeprava osob v přípojných vozidlech.

4.2.1 Souprava Miditrain

Celková délka této soupravy se podle tažného autobusu pohybuje v rozmezí 17,7 až 20,2 metru. Přívěs o délce 9,7 metru je tedy kombinován s tažným autobusem o délce 8 až 10,5 metru, tedy s menšími autobusy, označovanými také jako tzv. midibusy. Tato souprava se dobře využije na takové lince, kde při nejvyšší přepravní vytíženosti postačuje kloubový

autobus a mimo tuto špičku postačuje kapacita samostatného autobusu. Dle rozmístění sedadel může souprava nabídnout až 162 míst pro cestujících, z toho 36 míst k sezení v přívěsu a 34 míst ke stání v přívěsu.
Na obrázku 4.2 je zachycena souprava Miditrain s tažným autobusem Man přepravní společnosti Firmengruppe Rübenacker v městě Nagold v Báden-Württembersku. Z fotografie je opět patrné natočení kol obou náprav přívěsu, podobně jako u přívěsu značky Hess. Navíc je zde dobře vidět i bezpečnostní páska mezi autobusem a přívěsem, která zamezuje vstupu osob do tohoto prostoru.

Obr. 4.2 Souprava „Miditrain“ (2006) [18]

4.2.2 Souprava Maxitrain

V tomto případě se souprava sestává z kombinace tažného autobusu o délce 10,5 až 12 metrů a přívěsu o délce 10,65 metru. Celková délka této soupravy tedy dosahuje až 23 metrů.
Tato kombinace je vhodná pro linku , kde je třeba v přepravní špičce dvou vozidel (dvou klasických autobusů nebo 1 klasického autobusu a 1 kloubového) a mimo tuto nárazovou špičku postačuje opět samostatný tažný autobus. Dle rozmístění sedadel může tato souprava nabídnout až 200 míst pro cestujících, z toho 100 míst je v přívěsu.
Na obrázku 4.3 je zachycena souprava Maxitrain s tažným autobusem Man přepravní společnosti Reutlinger Stadtverkehrs Gessellschaft Hogenmüller & Kull v městě Reutlingen v Báden-Württembersku. Jedná se vůbec o první soupravu, která byla uvedena do provozu ve Spolkové republice Německo v listopadu roku 2004.

4.2.3 Souprava Megatrain

Jedná se o soupravu tažného autobusu o délce 15 metrů a přívěsu jako u soupravy Maxitrain. Celková délka této soupravy se tedy vyšplhá až na hodnotu 26 metrů. Z tohoto důvodu se tato souprava nepoužívá ve veřejné linkové dopravě. Dle rozmístění sedadel může souprava nabídnout až 250 míst pro cestujících, z toho 100 míst je v přívěsu.
Avšak nabízí se možnost použití na zvláštních linkách jako například na letištích nebo v systémech vysokokapacitní dopravy, jejíž princip jsem stručně popsal v kapitole 2.

Obr. 4.3 Souprava „Maxitrain“ (2004) [18]

4.3 Porovnání souprav autobusů s přívěsem s kloubovými autobusy

4.3.1 Ekonomické a výrobní hledisko

Hlavní výhodou autobusových přívěsů je jejich operativní využitelnost v době největší přepravní špičky, například při přepravě lidí do zaměstnání a škol. Nebo i při jiné nárazové potřebě přepravy většího množství cestujících, které je takto možno velmi rychle a pružně vyřešit připojením přívěsu za autobus. Přitom je tedy uvažována obsluha této soupravy pouze řidičem. Pokud by byla vyžadována přítomnost průvodčího v přívěsu, byl by na dané lince už opět výhodnější kloubový autobus. Tento problém lze však v dnešní době vyřešit kamerovými systémy v přívěsu a elektronickým odbavováním cestujících. Odbavení by bylo možno pak realizovat pomocí klasických papírových jízdenek nebo čipovými kartami. Obdobně jak jsme zvyklí například z tramvají.

Ze zkušeností rakouské firmy Postbus z provozu souprav v Innsbrucku vyplývá, že při nasazení na stejných linkách vykazuje kloubový autobus o 5-8% vyšší spotřebu pohonných hmot než souprava autobusu s přívěsem. Autobus je zde průměrně 75% v provozu jako samostatné vozidlo a 25% v soupravě, proto jsou provozní náklady v důsledku nižší než u kloubového autobusu. Podle studie firmy Göppel mohou být provozní náklady na soupravu dle jejího nasazení až o 20% nižší oproti kloubovým autobusům.

Na základě zkušeností zaměstnanců konstrukčního oddělení firmy SOR Libchavy, spol. s r.o., které vyplývají z dlouhodobého sledování různých typů autobusů na meziměstských linkách je zjištěno, že přeprava 1 tuny hmotnosti na 100 km vyžaduje 1,9 litrů paliva. Pro jednoduché porovnání s kloubovým autobusem o stejné přepravní kapacitě budu předpokládat i stejnou pohotovostní hmotnost soupravy autobusu s přívěsem, která činí 14,5 - 15 tun, přičemž hmotnost přívěsu budu předpokládat 5,5 tun. Pak mohu provést orientační výpočet úspory paliva, tak jak je vidět z tabulky 1:

Počet ujetých km [km/rok]	50 000		100 000	
Počet ujetých km bez přívěsu [km/rok]	25 000 (pro 50% jízd bez přívěsu)	37 500 (pro 75% jízd bez přívěsu)	50 000 (pro 50% jízd bez přívěsu)	75 000 (pro 75% jízd bez přívěsu)
Úspora paliva za rok [l/rok]	2612,5	3918,8	5225,0	7837,5
Finanční úspora při ceně paliva 30,- Kč/l [Kč/rok]	78375,00	117562,50	156750,00	235125,00

Tab.1 Orientační výpočet úspory paliva

Z tohoto jednoduchého výpočtu, předpokládané životnosti přívěsu cca. 20 let, jeho nižších nárocích na údržbu a zvyšující se ceně paliv lze vyvodit závěr, že úspory za celkovou dobu provozu přívěsu by měly minimálně nahradit jeho pořizovací cenu.
Menší množství spotřebovaného paliva neznamená pouze finanční úsporu, ale také menší množství vyprodukovaných emisí. To tedy můžeme považovat za další výhodu mluvící pro provoz souprav autobusů s přívěsy.
Konstrukčně je autobusový přívěs odvozen od standardního autobusu. Jeho dvě řízené nápravy jsou většinou také odvozeny z náprav používaných u nízkopodlažního městského autobusu. Specifickým konstrukčním řešením je pak především mechanizmus řízení obou náprav, který je ovládán od tažné oje přívěsu. Při jisté minimální poptávce ze strany dopravců by pak bylo možno přívěs vyrábět na stejné výrobní lince jako autobus. A tím tedy dosáhnout přibližně stejné produktivity práce. Zachování maximálních unifikovaných vazeb mezi autobusem a přívěsem jak v oblasti karoserie, tak i podvozku je výhodné nejen pro výrobce, ale i pro provozovatele. Jednak z hlediska servisu a náhradních dílů, tak i z hlediska pořizovací ceny. Pořizovací cena celé soupravy by pak mohla být blízká pořizovací ceně kloubového autobusu. Podle zkušeností firmy Göppel jsou pořizovací náklady na soupravu tažného autobusu s přívěsem o 15-20% vyšší než u kloubového autobusu. Přičemž ale přepravní kapacita takové soupravy může být až o 10 - 25% vyšší a provozní náklady až o 20% nižší oproti kloubovému autobusu.
V České republice zatím neexistuje žádný výrobce autobusových přívěsů, který by tak nabídl levnější alternativu k přívěsům švýcarské a německé výroby.

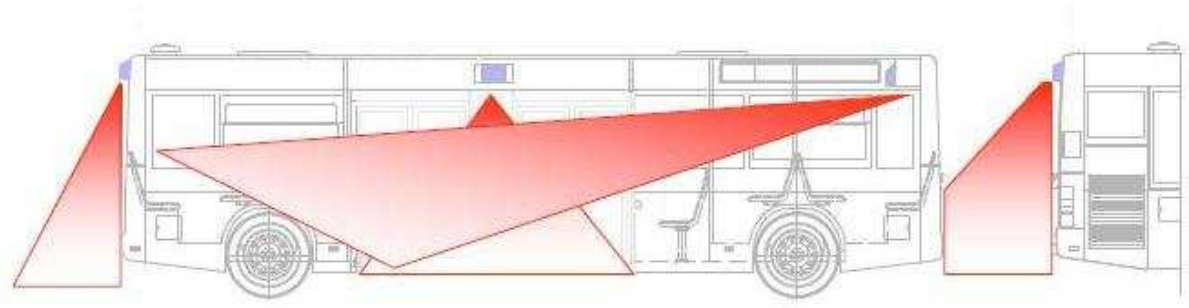
4.3.2 Pohled z hlediska cestujících a řidičů

Rakouský dopravce Postbus v Innsbrucku se cestujících na spokojenost se soupravami zeptal v písemném dotazníku, v kterém 85 % z 650 odpovídajících cestujících vyslovilo přání o další rozšíření souprav autobusů s přívěsy. Za celou dobu provozu dokonce nenastal ani žádný problém s vandalismem. Přívěs cestujícím nabízí poměrně vysoký komfort cestování, zajištěný nezávislým zavěšením a vzduchovým odpružením všech kol, dále také nejsou cestující obtěžováni ani hlukem od motoru. Přívěsy jsou navíc vybavovány nezávislým naftovým teplovodním topením, které lze naprogramovat, tak aby předehřálo odstavený přívěs již před spřažením s tažným autobusem a nastoupením prvních cestujících. Přívěs má tedy i své akumulátory dobíjené za jízdy z tažného autobusu. Navíc zde cestující nepociťují tzv. houpání jak je tomu u kloubového autobusu v zadní části vozu. Díky těmto skutečnostem lze autobusovou přepravu pro cestující zatraktivnit.
Z pohledu řidičů má souprava tažného autobusu s přívěsem lepší manévrovací schopnosti než kloubový autobus. A to díky tomu, že přívěs má řízena všechny čtyři kola obou náprav a zachovává tak lepší stopu tažného vozidla, což řidiči ocení zejména v městském provozu. Jak

bylo prakticky předvedeno v pobočce rakouského Postbusu v Innsbrucku se soupravou autobusu Scania Hess LE a vleku Hess, není problém při couvání a ani dalších jízdních manévrech, tím byla potvrzena obratnost těchto souprav.

4.3.3 Možnost nasazení do provozu v České republice

Dle platných zákonných předpisů je v České republice zakázán provoz takovéto soupravy s přívěsem pro přepravu osob. V první fázi řešení by bylo třeba stanovisko Ministerstva dopravy k možnosti schválení autobusových jízdních souprav do zkušebního provozu a po vyhodnocení tohoto provozu možnost změny v legislativě. Vzhledem k již výše uvedeným pozitivním ekologickým dopadům by pro nasazení souprav mohlo vyjádřit kladný postoj i Ministerstvo životního prostředí.
Například ani v Rakousku nebylo jednoduché provoz souprav autobusů s přívěsy obnovit. Od roku 2003 jezdily ve zkušebním provozu a až v roce 2005 byla vytvořena odpovídající státní legislativa. Ve Spolkové republice Německo jsou tyto soupravy provozovány jako výjimka.
Lze předpokládat, že jednou ze základních podmínek pro udělení svolení pro zkušební provoz v České republice by bylo vybavení přívěsu elektronickým brzdovým systémem EBS a stabilizačním systémem ESP, tak aby byla zajištěna základní bezpečnost provozu.
Jednou z podmínek pro povolení provozu v Rakousku byl například i kamerový systém. Přívěs i autobus je pak vybaven několika kamerami a podle jízdního stavu se automaticky přepíná zobrazení jednotlivých kamer na monitoru řidiče. Při zastavení na zastávce se tak automaticky aktivuje kamera nade dveřmi, tak aby řidič mohl pozorovat nástup a výstup cestujících. Při zapojování přívěsu a rozjíždění je aktivována kamera pro monitorování prostoru mezi autobusem a přívěsem, řidič tak vidí zda do tohoto prostoru nevstoupila osoba. Z důvodu bezpečnosti je tento prostor navíc ještě většinou ohraničen nataženými páskami mezi autobusem a přívěsem. Během jízdy je monitorován vnitřní prostor přívěsu, zajišťující nejen bezpečnost cestujících, ale také brání před vandalismem. Dodatečnou kamerou, která je nasměrována do prostoru závěsu, může být vybaven i tažný autobus. V kombinaci s automatickým závěsem pak připojení přívěsu zvládne sám řidič bez další osoby. Pro bezpečné couvání s přívěsem je pak umístěna ještě kamera na zádi přívěsu. Možné rozmístění kamer je patrné z obrázku 4.4, tak jak je umístěno na přívěsu firmy Göppel.



Obr. 4.4 Rozmístění kamer na přívěsu Göppel [18]

Z hlediska bezpečnosti může být přívěs také vybaven integrovaným interkomunikačním zařízením, které umožňuje v nouzi komunikaci cestujících s řidičem.

Závěrem lze tedy říci, že kromě změny platných zákonů by pro nasazení autobusů s přívěsem do provozu byl také rozhodující podnět od dopravců a jejich vlastní ekonomické zhodnocení výhodnosti těchto souprav. Dle průzkumu provedeném na internetovém busportálu, zájem o

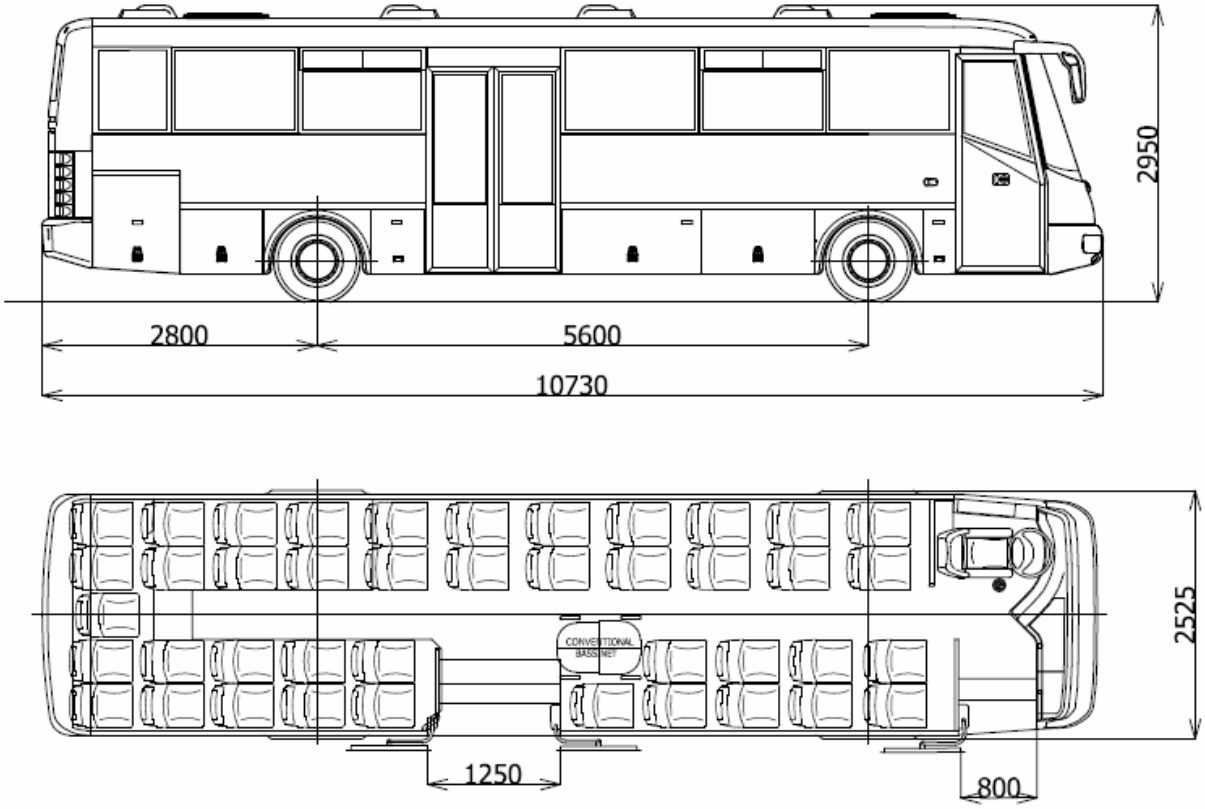
provoz takovýchto souprav autobusů s přívěsem projevilo několik dopravců. Ty by pak tyto soupravy, v celkovém počtu několik desítek kusů, využily během přepravní špičky.
Pro zavedení souprav do provozu hovoří také výše uvedená srovnání a příklady z provozu z Německa a Rakouska. Zároveň je třeba vzít v úvahu rostoucí podíl personálních nákladů a fakt, že se potýkáme s nedostatkem kvalifikovaných a zkušených řidičů.

5 Vlastní návrh řešení soupravy autobusu s přívěsem

Jak jsem již napsal v úvodu zabývám se návrhem přívěsu za autobus pro firmu SOR Libchavy, spol. s r.o. Z toho vyplývá, že pro přívěs budou jako tažná vozidla určeny právě autobusy této značky a zároveň budou v konstrukci přívěsu použity díly z těchto autobusů.
V současné době firma SOR Libchavy spol. s r.o. vyrábí autobusy ve třech délkových řadách, celková délka autobusu v metrech pak figuruje i v jeho označení, konkrétně jsou to tedy autobusy s označením 9,5, 10,5 a 12. Vždy pak v provedení pro meziměstskou dopravu (označení C), příměstskou dopravu (označení CN) a městskou dopravu (označení BN). Provedení pro městkou a příměstskou dopravu je nízkopodlažní. Dále pak ještě zvýšené turistické provedení s označením LH. Novinkou v nabídce je městský plně nízkopodlažní autobus NB 12 a městský plně nízkopodlažní kloubový autobus NB 18 o celkové délce 18,75 metru.
Pro návrh soupravy budu jako tažné vozidlo uvažovat meziměstský autobus SOR C 10,5. Kinematické vlastnosti chování přívěsu za autobusem při průjezdu otáčky, pak ověřím i pro alternativní tažné vozidlo, a to konkrétně meziměstský autobus SOR C 12.

5.1 Hlavní technická data tažného autobusu SOR C 10,5

Stejně jako všechny ostatní autobusy této značky, je i tento model standardně osazen motorem Iveco v provedení splňující emisní předpisy EURO IV. Převodovka ZF je mechanická šestistupňová, plně synchronizována s ručním řazením, doplněna retardérem značky Telma popř. Voith.
Autobus o pohotovostní hmotnosti 7750 kg je možno zatížit až na celkovou hmotnost 13 800 kg. Dle rozmístění sedadel nabízí celkem až 77 míst pro cestující. Základní rozměry jsou patrné z nákresu na obrázku 5.1.
Přední lichoběžníková náprava je vlastní konstrukce. Zadní hnací náprava Meritor je tuhá s dvoumontáží. Všechna kola jsou osazena ráfky o rozměrech 7,50 x 19,5 a pneumatikami o rozměrech 285/70 R 19,5. Brzdy na všech kolech jsou kotoučové, opatřené protiblokovacím systémem ABS a protiprokluzovým systémem ASR.
Rám autobusu je svařovaný z ocelových uzavřených profilů obdélníkového průřezu. Dutiny a spodek vozidla jsou ošetřeny voskovými nástřiky. Spodní část skeletu je pro zvýšení antikorozní odolnosti zhotovena z nerezových profilů a opláštění karoserie je z plastových materiálů.



Obr. 5.1 Autobus SOR C 10,5 - základní rozměry

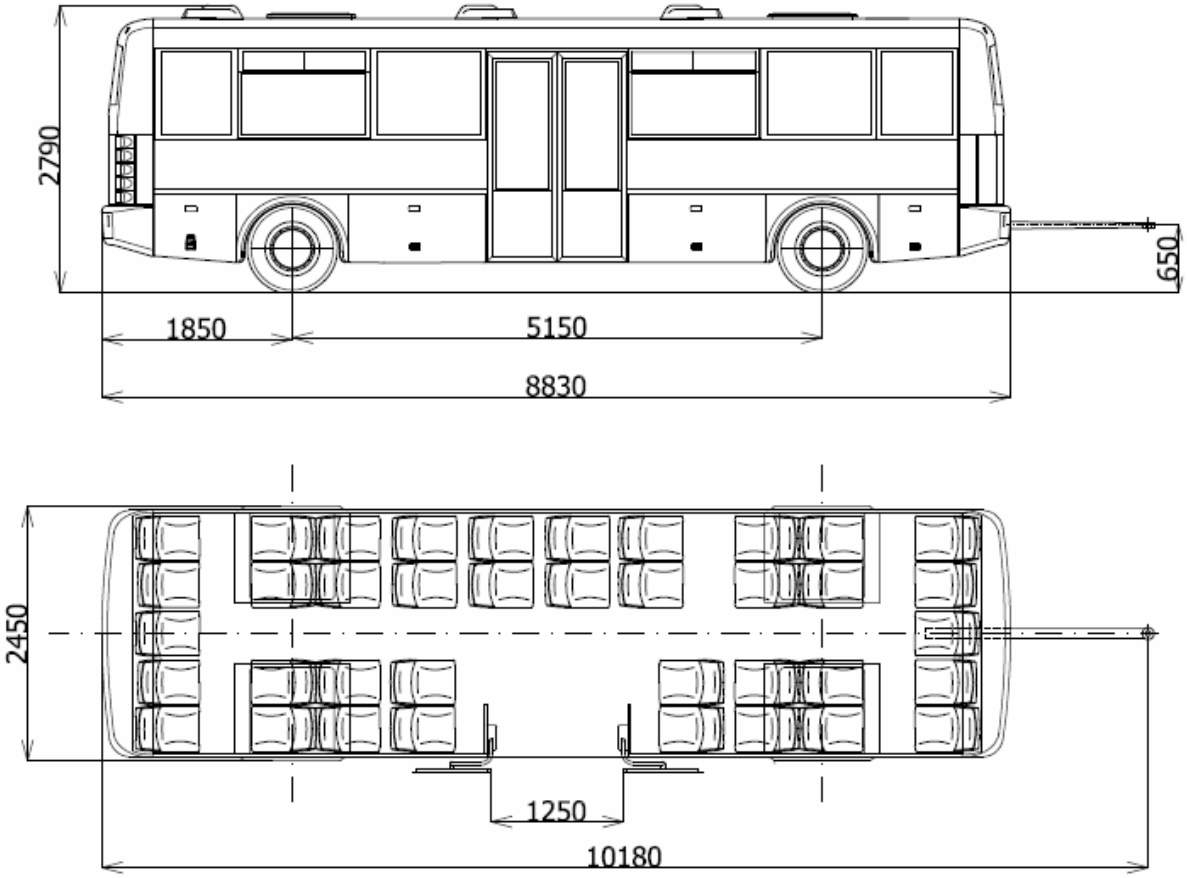
5.2 Předpokládaná hlavní technická data přívěsu

V současné době je u městských a příměstských autobusů kladen požadavek na jejich nízkopodlažní řešení, z důvodu snadného nastoupení a vystoupení cestujících, a proto je také i tento přívěs navrhován jako nízkopodlažní. Výška podlahy je tedy 360 mm nad rovinou vozovky, navíc je v oblasti nástupních dveří snížena na 320 mm. Předpokladem je ta možnost, že směrem k oboum koncům přívěsu se může podlaha pozvolna zvedat výše nad rovinu vozovky.

Přední i zadní náprava přívěsu má být řízena v závislosti na natočení oje, tak aby přívěs dobře sledoval stopu tažného autobusu. Obě nápravy přívěsu proto budou odvozeny z přední nápravy používané u nízkopodlažních autobusů značky SOR. Jedná se rovněž o lichoběžníkové nápravy vlastní konstrukce firmy SOR. Samotné řízení pak má být mechanické, ovládané táhly od tažné oje přívěsu. Z důvodů zamezení rozkmitání mechanismu řízení se předpokládá jeho doplnění tlumičem, přičemž v první fázi návrhu je zvažována možnost použití třecího tlumiče.

Navržená pohotovostní hmotnost přívěsu je 5400 kg a celková hmotnost 11 000 kg s předpokládaným stejným rozložením hmotností na přední a zadní nápravu. Dle rozmístění sedadel, pak může nabídnout celkem až 68 míst pro cestující. Základní rozměry přívěsu jsou patrné z nákresu návrhu přívěsu na obrázku 5.2.

Z důvodů, které jsem rozebral v kapitole 4 se kromě již zmíněných náprav předpokládá použití i ostatních dílů z autobusů SOR. Z podvozkové části se tedy jedná o nápravy, včetně kolových jednotek a kotoučových brzd, ráfky včetně pneumatik a také části rámu. V oblasti karoserie by měl být rovněž celý skelet, současně s jeho obložením z polyuretanových laminátů, odvozen z dílů autobusů SOR. Samozřejmostí je už potom použití všech dalších částí autobusu jako jsou nástupní dveře, sedačky a také další díly interiéru.



Obr. 5.2 Autobusový přívěs SOR - základní rozměry

Z důvodu bezpečnosti a možného schválení přívěsu pro provoz je nutno uvažovat spojení již zmíněných kotoučových brzd i s elektronickým brzdovým systémem EBS jehož součástí je i systém ABS. Systém EBS je brzdový systém, u kterého řidič přímo neovládá pracovní médium, ale veškeré pracovní funkce jsou ovládány elektronickým signálem. Jednou z důležitých výhod tohoto systému je i zkrácení brzdné dráhy, díky zkrácenému náběhu brzd. Obecně pro ideální spolupráci brzdových systémů jízdních souprav je nejvýhodnější, když EBS je namontován jak na tažném vozidle tak i na přívěsu. Ovšem je možná i ta kombinace, kdy tažné vozidlo je vybaveno pouze systémem ABS a přívěs systémem EBS. Aby mohl přívěs i v této kombinaci nadále brzdit, je pomocí snímače, který je integrován do řídící jednotky EBS přívěsu, měřen tlak vzduchu v brzdovém potrubí. Tím je zajištěno jeho bezpečné brzdění pomocí EBS. Kromě již zmíněného systému ABS je možné systém EBS doplnit elektronickým stabilizačním systémem ESP, zajišťující směrovou stabilitu při brzdění a tím zamezit vzniku bočního smyku přívěsu. Systém rozkládá dle potřeby brzdný účinek mezi jednotlivá kola. Je například schopen rozpoznat, že rychlost je příliš vysoká a hrozí nebezpečí smyku nebo převrácení v zatáčce. Stejně tak identifikuje například situaci, kdy se přívěs po rychlém úhybném manévru začíná kymácet. Cíleným brzdným účinkem pak dokáže odvrátit možnost převrácení soupravy, především při rychlém průjezdu zatáčkou nebo vyhýbacím manévru.

Jak jsem již uvedl v předchozí kapitole 4, jednou z podmínek pro povolení provozu v Rakousku byl například i kamerový systém. Obdobné požadavky by bylo možno očekávat i v České republice, proto by bylo vhodné přívěs vybavit několika kamerami, jak bylo také

blíže popsáno na příkladu přívěsu firmy Göppel. Autobus by byl pak osazen monitorem, kde by bylo možno zobrazit pohledy z těchto kamer.

5.3 Přepravní kapacita a hlavní rozměry souprav autobusů SOR s navrhovaným přívěsem

Možná přepravní kapacita soupravy autobusu SOR C 10,5 s navrhovaným přívěsem:

	autobus	přívěs	celkem
sedící	42+1	38	80+1
stojící	35	30	65
celkem	77+1	68	145+1

Možná přepravní kapacita soupravy autobusu SOR CN 10,5 s navrhovaným přívěsem:

	autobus	přívěs	celkem
sedící	39+4+1	38	77+4+1
stojící	44	30	74
celkem	83+1	68	151+1

Možná přepravní kapacita soupravy autobusu SOR BN 10,5 s navrhovaným přívěsem:

	autobus	přívěs	celkem
sedící	30+5+1	38	68+5+1
stojící	57	30	87
celkem	87+1	68	155+1

Možná přepravní kapacita soupravy autobusu SOR C 12 s navrhovaným přívěsem:

	autobus	přívěs	celkem
sedící	47+1	38	85+1
stojící	39	30	69
celkem	86+1	68	154+1

Možná přepravní kapacita soupravy autobusu SOR CN 12 s navrhovaným přívěsem:

	autobus	přívěs	celkem
sedící	41+4+1	38	79+1
stojící	51	30	81
celkem	92+1	68	160+1

Možná přepravní kapacita soupravy autobusu SOR BN 12 s navrhovaným přívěsem:

	autobus	přívěs	celkem
sedící	30+9+1	38	68+1
stojící	77	30	107
celkem	107+1	68	175+1

Možná přepravní kapacita soupravy autobusu SOR NB 12 s navrhovaným přívěsem:

	autobus	přívěs	celkem
sedící	24+9+1	38	62+1
stojící	76	30	106
celkem	100+1	68	168+1

Přepravní kapacita kloubového autobusu SOR NB-18:

sedící	42+1
stojící	134
celkem	175 + 1

Přepravní kapacita meziměstského autobusu SOR C 9,5:

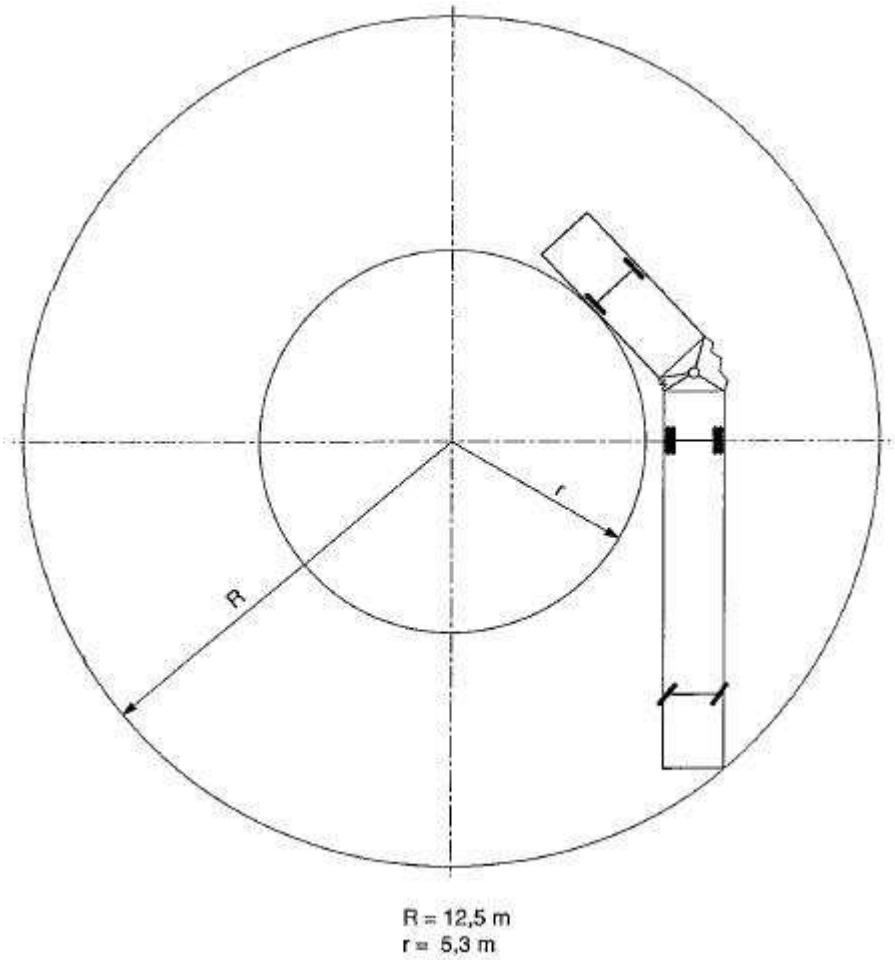
sedící	37+1
stojící	30
celkem	67 + 1

Z provedeného porovnání možné přepravní kapacity je patrné, že přepravní kapacita navrhovaného přívěsu je o 9 míst menší než u autobusu SOR C 10,5, ale o 1 místo větší než u autobusu SOR C 9,5.
Dále je z porovnání zřejmé, že u městských autobusů je dosaženo vyšší přepravní kapacity menším počtem míst pro sedící osoby, díky čemuž dojde ke zvýšení kapacity pro stojící osoby a tedy tím i celkové přepravní kapacity. Přívěs je primárně navrhován pro provoz s autobusem SOR C 10,5, tomu tedy odpovídá rozmístění sedadel podobně jako v meziměstském autobusu a tím i počet míst pro sedící osoby. Pokud by byl v přívěsu zvolen menší počet míst pro sedící osoby, bylo by možné zvýšit jeho celkovou kapacitu. Celková přepravní kapacita soupravy tohoto přívěsu spolu s nízkopodlažním městským autobusem by pak mohla být vyšší než u zde uvedeného nízkopodlažního autobusu SOR NB-18.
Závěrem lze tedy říci, že navrhovanou soupravu přívěsu s autobusem SOR C 10,5 (resp. SOR C 12) by bylo možné dobře využít na takové lince, kde je třeba při nejvyšší přepravní vytíženosti dvou autobusů nebo kloubového autobusu a mimo tuto špičku postačuje kapacita samostatného autobusu.
Základní rozměry soupravy přívěsu s autobusem SOR C 10,5 jsou patrné z nákresu návrhu soupravy v příloze č.3, rovněž tak základní rozměry soupravy přívěsu s autobusem SOR C 12 jsou uvedeny v příloze č.4. Jak je zřejmé z přílohy č.4 tvoří přívěs spolu s autobusem SOR C 12 soupravu o celkové délce 22 metrů. Dle současně platných předpisů v České republice je pro soupravu motorového vozidla s jedním přívěsem povolena maximální celková délka 18,75 metru, tato hodnota zároveň také platí pro kloubový dvoučlánkový autobus nebo trolejbus. Pro kloubový tříčlánkový autobus nebo trolejbus je povolena celková délka až 22 metrů.

6 Zatáčení soupravy

Pro návrh mechanismu řízení a modifikaci táhel a pák lichoběžníků řízení náprav je nejdříve nutné stanovit si požadavky na zatáčení soupravy při průjezdu otáčkou. A to tak aby přívěs pokud možno kopíroval stopu tažného autobusu a zároveň byl dodržen předpis EHK číslo 36 ustanovení 5.10 o manévrovatelnosti vozidel, kde je v odstavci 5.10.1 řečeno: „ Vozidlo musí být schopno manévrovat v kterémkoliv směru uvnitř kružnice o poloměru 12,5 metru, aniž by jeho nejkrajnější body obvod kružnice přečnívaly“ [24] a dále v odstavci 5.10.2: „Když nejkrajnější body vozidla opisují v kterémkoliv z obou směrů kružnici o poloměru 12,5 metru, musí být vozidlo schopno pohybu v mezích mezikruží o šířce 7,2 metru“ [24]. Na obrázku 6.1 je na příkladu kloubového autobusu zobrazen tento požadavek.
Jak jsem již uvedl v předchozí kapitole, budu tyto požadavky stanovovat za předpokladu použití tažného autobusu SOR C 10,5 a teorie Ackermannovy geometrie řízení. Ta říká, že střed otáčení vozidla musí ležet na prodloužené ose zadní neřízené nápravy vozidla. Tato Ackermannova teorie geometrie řízení platí přesně jen pro pomalou jízdu a bočně nepoddajná

kola. Ve skutečnosti při zatáčení vlivem odstředivých sil a pružnosti pneumatik vznikají na všech kolech úhly směrových úchylek. Tím tedy skutečný střed otáčení může ležet jinde než stanovený teoretický střed otáčení.



Obr. 6.1 Předpis EHK číslo 36 o manévrovatelnosti [24]

6.1 První navržená varianta zatáčení soupravy

V první navržené variantě zatáčení soupravy autobusu s přívěsem jsem uvažoval stejný poloměr zatáčení ke středu zadní nápravy autobusu a zároveň i ke středu přední a zadní nápravy přívěsu. Dále i stejnou hodnotu natočení kol přední a zadní nápravy přívěsu na vnějším a vnitřním poloměru otáčky.

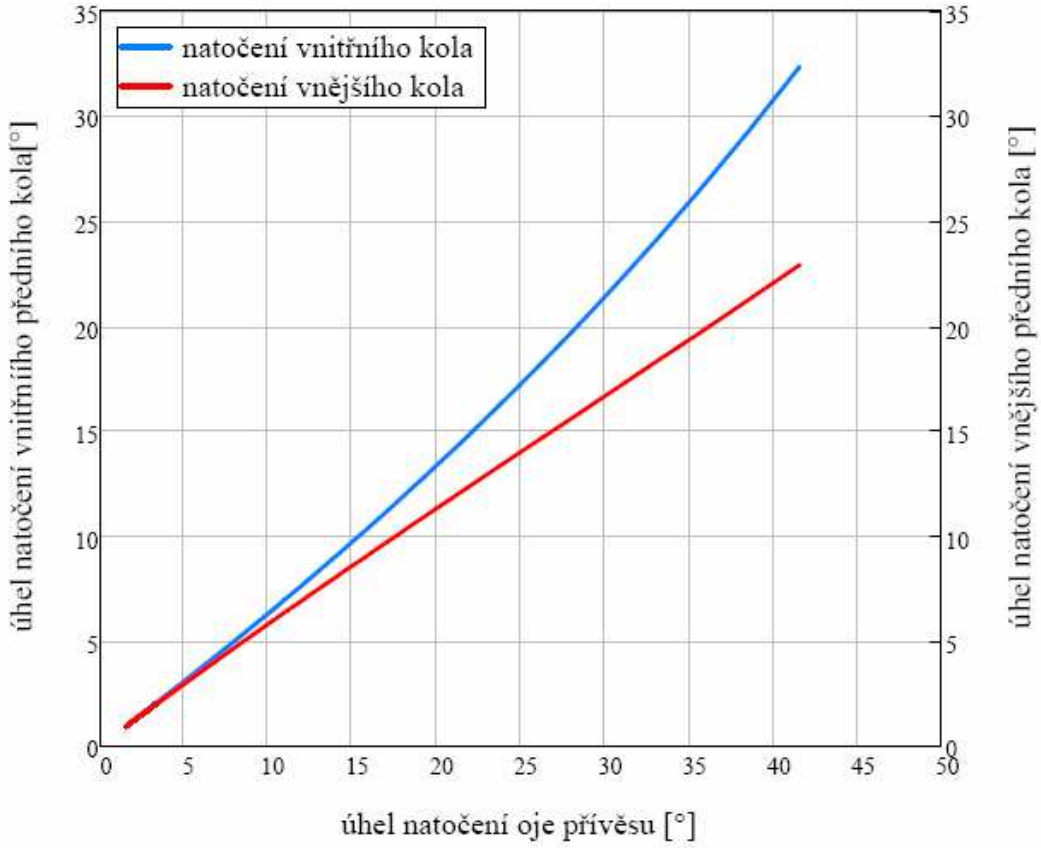
Tato varianta chování přívěsu za autobusem při minimálním poloměru zatáčení autobusu je graficky znázorněna v příloze č.16. V příloze č.17 je tato varianta zobrazena pro vnější obrysový poloměr zatáčení autobusu 12,5 metru, tedy pro požadavek předpisu EHK č.36.

Při této variantě chování přívěsu za autobusem při zatáčení přívěs svým obrysem příliš zajíždí směrem dovnitř otáčky, tzn. že například při objíždění překážky by musel řidič více nadjíždět než se samotným autobusem, tak aby se spolehlivě překážce vyhnul i karosérií přívěsu.

Díky tomu, že na zadní nápravě autobusu je použito dvoumontáže a na přívěsu na obou nápravách pouze samostatných kol, tento problém nenastává při sledování krajního stopového poloměru kol. Což znamená, že pokud by zadní kolo autobusu minulo například obrubník chodníku, tak kola přívěsu by se na něj také už nedostala.

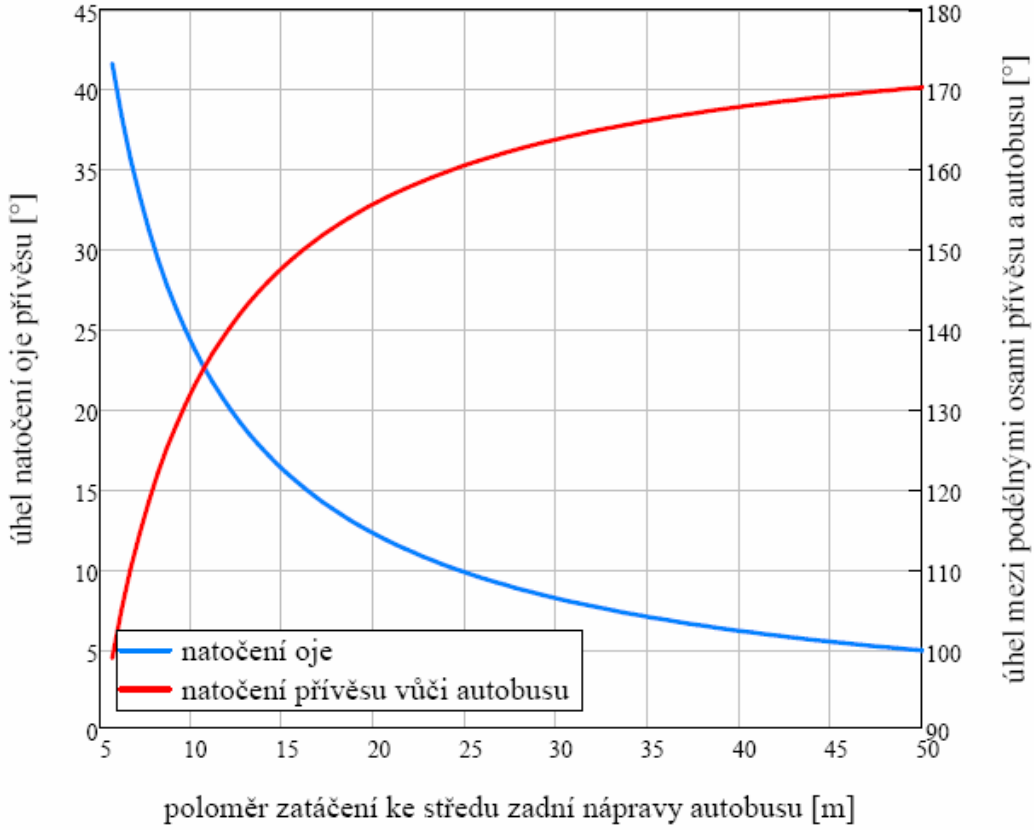
Na vnější straně otáčky, naopak přívěs ani svým vnějším obrysem příliš nevybočuje.

Na obrázku 6.2 je zobrazen graf teoretického úhlu natočení předních kol (v tomto případě platí i pro zadní kola) přívěsu v závislosti na úhlu natočení oje přívěsu.



Obr. 6.2 Graf teoretického natočení předních kol přívěsu v závislosti na natočení oje přívěsu

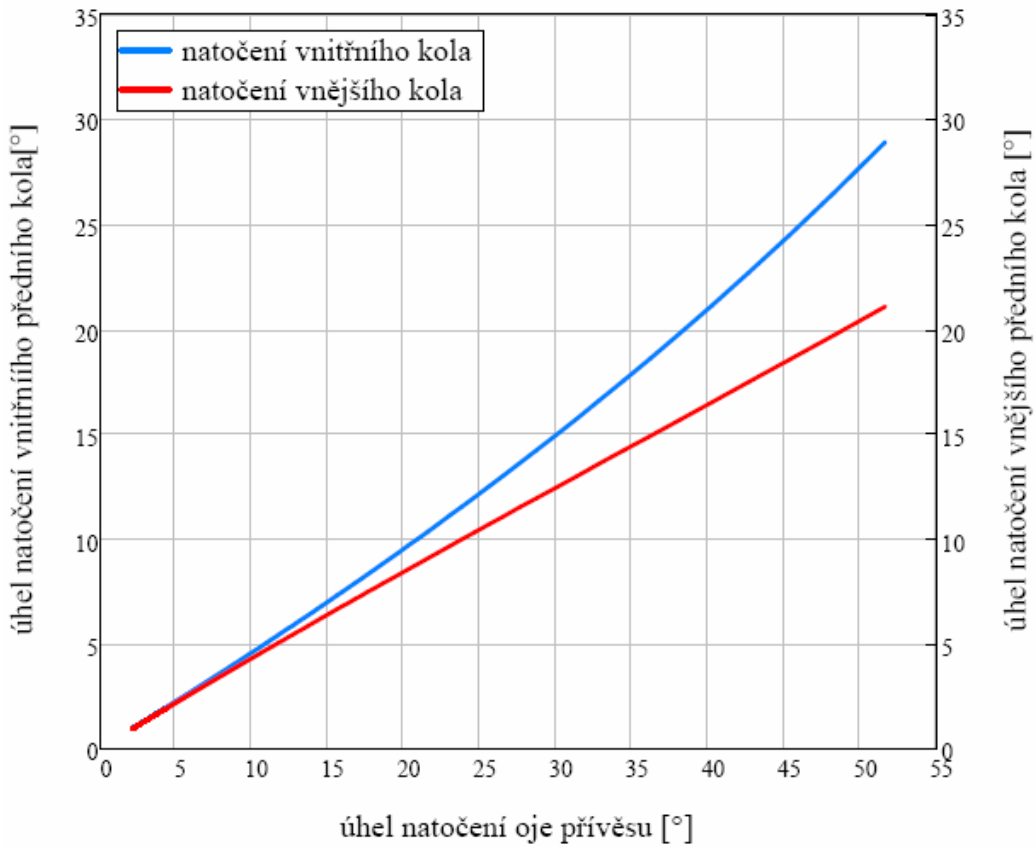
Obrázek 6.3 znázorňuje závislost úhlu natočení oje přívěsu na poloměru zatáčení k zadní nápravě autobusu. Současně také úhel mezi podélnými osami přívěsu a autobusu také v závislosti na poloměru zatáčení k zadní nápravě autobusu.
Vlastní výpočet, včetně odvození zde uvedených závislostí, byl proveden v programu Mathcad a je uveden i s popisem a dalšími závislostmi a grafy v příloze č.5.



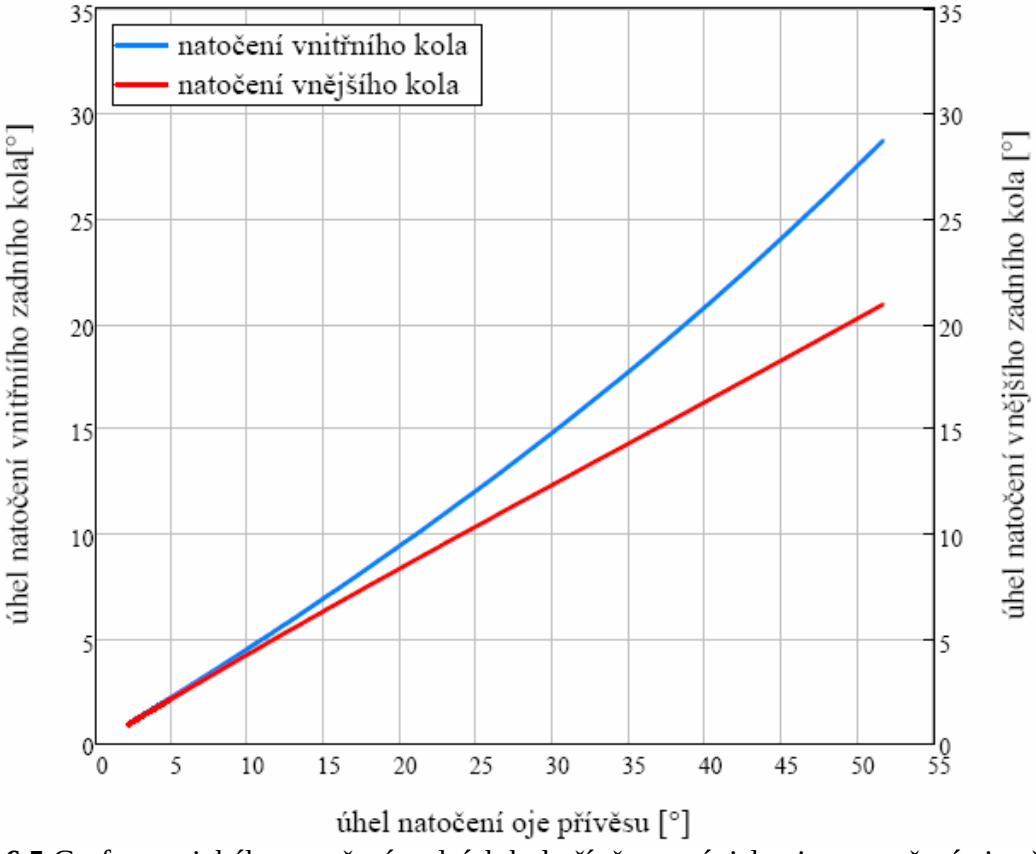
Obr. 6.3 Graf natočení oje přívěsu a přívěsu vůči autobusu

6.2 Druhá navržená varianta zatáčení soupravy

V další zvažované variantě zatáčení soupravy autobusu s přívěsem jsem uvažoval stejný poloměr zatáčení ke středu zadní nápravy autobusu a tečně k podélné ose přívěsu. Tento poloměr není tečný přímo k polovině podélné osy přívěsu, ale vzdálenost od přední nápravy přívěsu, kde je tento poloměr k podélné ose přívěsu tečný, byla zvolena tak, aby na vnější straně otáčky přívěs svým obrysem vybočoval stejně jak svou přední tak i zadní částí.
Tato varianta chování přívěsu za autobusem při minimálním poloměru zatáčení autobusu je graficky znázorněna v příloze č.18. V příloze č.19 je tato varianta zobrazena pro vnější obrysový poloměr zatáčení autobusu 12,5 metru, tedy pro požadavek předpisu EHK č.36. Jak je již patrné z těchto schématických nákresů, tak natočení kol na přední a zadní nápravě přívěsu již není co do velikosti natočení kol na vnějším a vnitřním poloměru otáčky shodné.
V tomto případě tedy při zatáčení přívěs svým obrysem na vnitřní straně otáčky již téměř kopíruje obrysový poloměr zatáčení tažného autobusu, což by bylo výhodné například při objíždění překážky, kdy by řidič mohl nadjet stejně jako při jízdě se samostatným autobusem. Ovšem na vnější straně otáčky přívěs svým vnějším obrysem, ale i stopově, značně vybočuje nad tažný autobus, což by mohlo činit potíže například při nájezdu do otáčky z přímého směru ve stísněném prostoru.
Na obrázku 6.4 je zobrazen graf teoretického úhlu natočení kol přední nápravy přívěsu v závislosti na úhlu natočení oje přívěsu. Na následujícím obrázku 6.5 je zobrazena tato závislost pro kola zadní nápravy přívěsu.

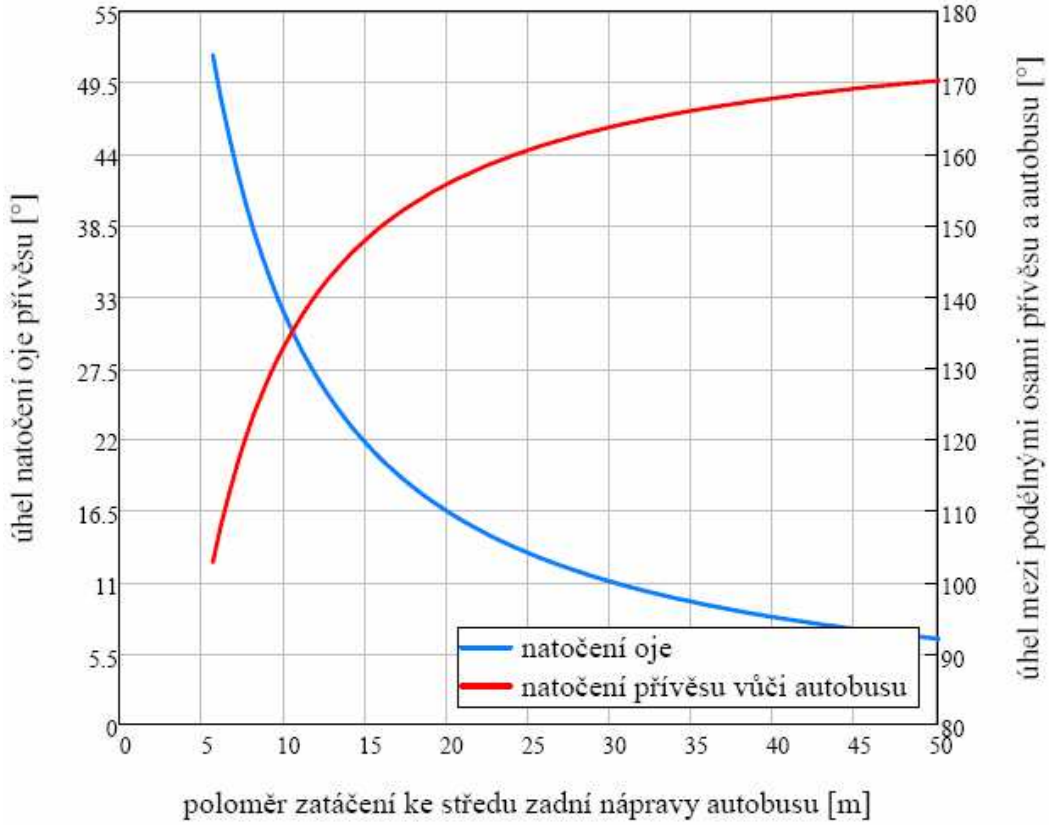


Obr. 6.4 Graf teoretického natočení předních kol přívěsu v závislosti na natočení oje přívěsu



Obr. 6.5 Graf teoretického natočení zadních kol přívěsu v závislosti na natočení oje přívěsu

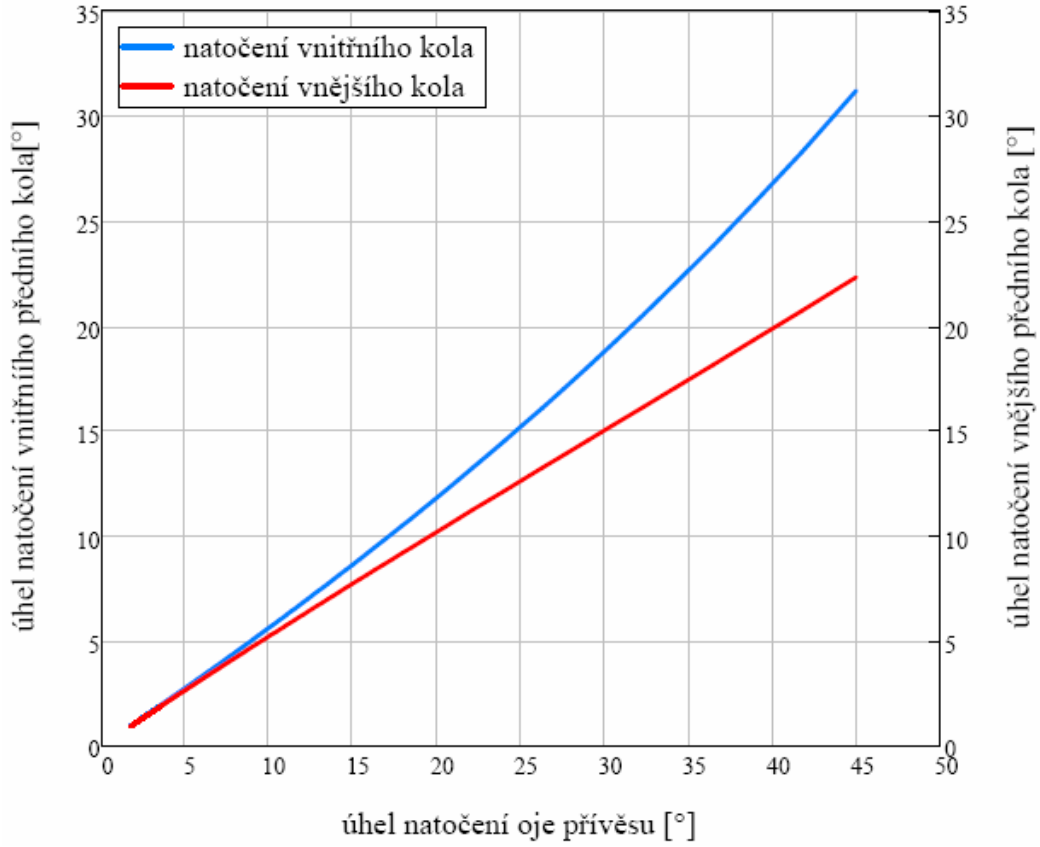
Dále je na obrázku 6.6 zobrazen graf úhlu natočení oje přívěsu v závislosti na poloměru zatáčení k zadní nápravě autobusu. Současně také úhel mezi podélnými osami přívěsu a autobusu také v závislosti na poloměru zatáčení k zadní nápravě autobusu.
Vlastní výpočet, včetně odvození zde uvedených závislostí, byl proveden v programu Mathcad a je uveden i s popisem a dalšími závislostmi a grafy v příloze č.6.



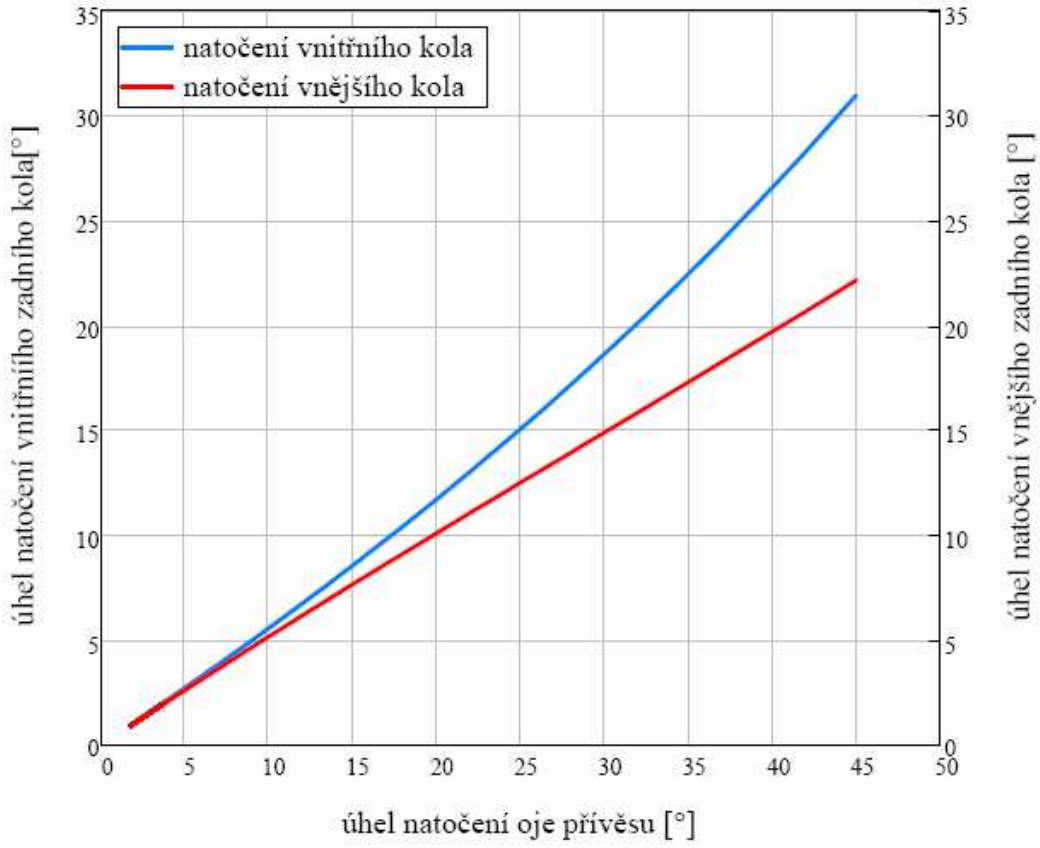
Obr. 6.6 Graf natočení oje přívěsu a přívěsu vůči autobusu

6.3 Třetí navržená varianta zatáčení soupravy

Tato možnost chování soupravy autobusu s přívěsem při zatáčení je určitým kompromisem mezi již výše uvedenými variantami. Kružnice, která vytváří poloměr zatáčení ke středu zadní nápravy autobusu je sečnou k podélné ose přívěsu. Velikost úseků, které na ní vytíná a jejich vzdálenost od os náprav přívěsu je zvolena tak, aby na vnější straně otáčky přívěs svým obrysem vybočoval stejně jak svou přední tak i zadní částí. A dále také tak, aby byla rozdělena hodnota, kterou přívěs svým obrysem na vnitřní resp. vnější straně otáčky zajíždí resp. vyjíždí z obrysového poloměru zatáčení autobusu.
Tato varianta chování přívěsu za autobusem při minimálním poloměru zatáčení autobusu je graficky znázorněna v příloze č.20. V příloze č.21 je tato varianta zobrazena pro vnější obrysový poloměr zatáčení autobusu 12,5 metru, tedy pro požadavek předpisu EHK č. 36. Jak je již opět patrné z těchto schématických nákresů, tak natočení kol na přední a zadní nápravě přívěsu také není co do velikosti natočení kol na vnějším a vnitřním poloměru otáčky shodné.
Na obrázku 6.7 je zobrazen graf teoretického úhlu natočení kol přední nápravy přívěsu v závislosti na úhlu natočení oje přívěsu. Na následujícím obrázku 6.8 je zobrazena tato závislost pro kola zadní nápravy přívěsu.

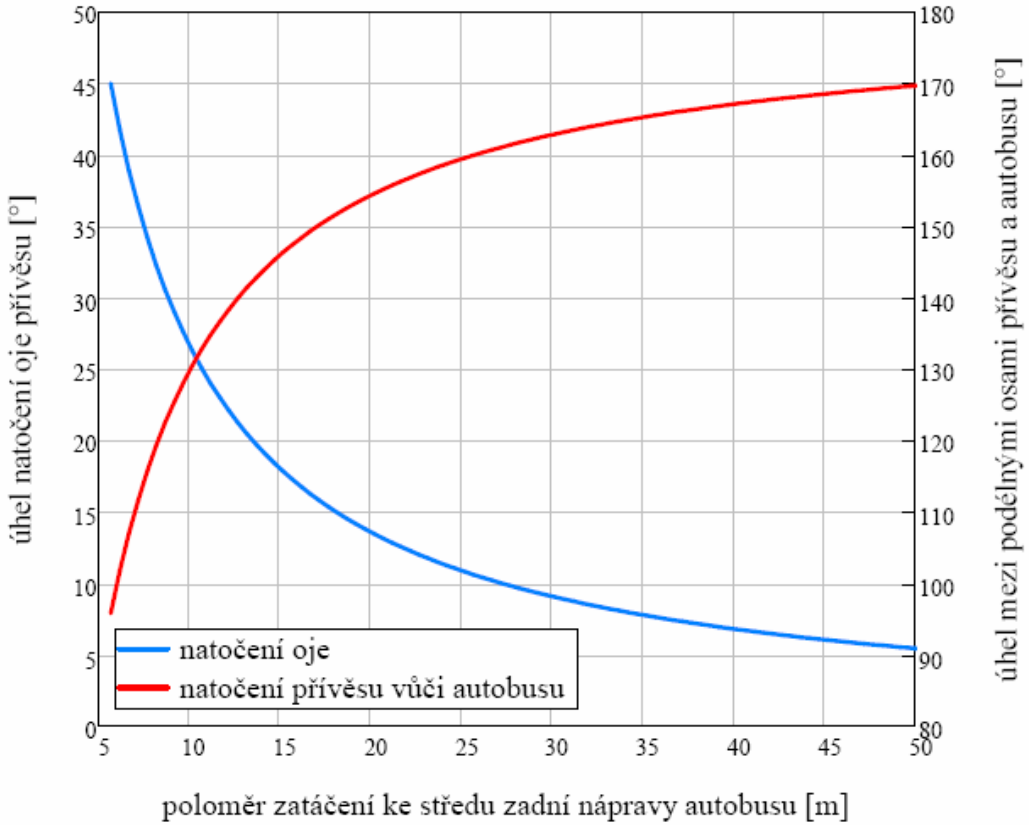


Obr. 6.7 Graf teoretického natočení předních kol přívěsu v závislosti na natočení oje přívěsu



Obr. 6.8 Graf teoretického natočení zadních kol přívěsu v závislosti na natočení oje přívěsu

Na dalším obrázku 6.9 je zobrazen graf úhlu natočení oje přívěsu v závislosti na poloměru zatáčení k zadní nápravě autobusu. Současně také úhel mezi podélnými osami přívěsu a autobusu také v závislosti na poloměru zatáčení k zadní nápravě autobusu.



Obr. 6.9 Graf natočení oje přívěsu a přívěsu vůči autobusu

Vlastní výpočet, včetně odvození zde uvedených závislostí, byl proveden v programu Mathcad a je uveden i s popisem a dalšími závislostmi a grafy v příloze č.7.
Hodnoty a závislosti teoretického natočení kol odvozené na základě této varianty chování soupravy autobusu s přívěsem budu uvažovat do dalšího návrhu řešení přívěsu za autobus.

7 Použité nápravy

Pro přední i zadní nápravu přívěsu je použita přední náprava z nízkopodlažního autobusu SOR BN12. V tomto prvním návrhu zachovávám hodnoty odklonu kola, příklonu a záklonu rejdové osy a sbíhavosti. Tyto hodnoty činí:

Odklon kola .....0°20´
Příklon rejdové osy.....10°
Záklon rejdové osy .....6°
Sbíhavost kol .....0 mm

Jedná se o nápravu s nezávisle zavěšenými koly, lichoběžníkové konstrukce. Ramena nápravy jsou s těhlicí kola spojena kulovými čepy a uložena v rámu podvozku v pryžových silentblocích. Těleso těhlice s čepem kola je odlitkem z oceli na odlitky. Kulové čepy ramen jsou upevněny ve svěrných spojích, které jsou zajištěny šrouby. Oka horního i dolního ramena pro uchycení kulových čepů a silentbloků jsou odlity z oceli na odlitky. Horní rameno tvoří

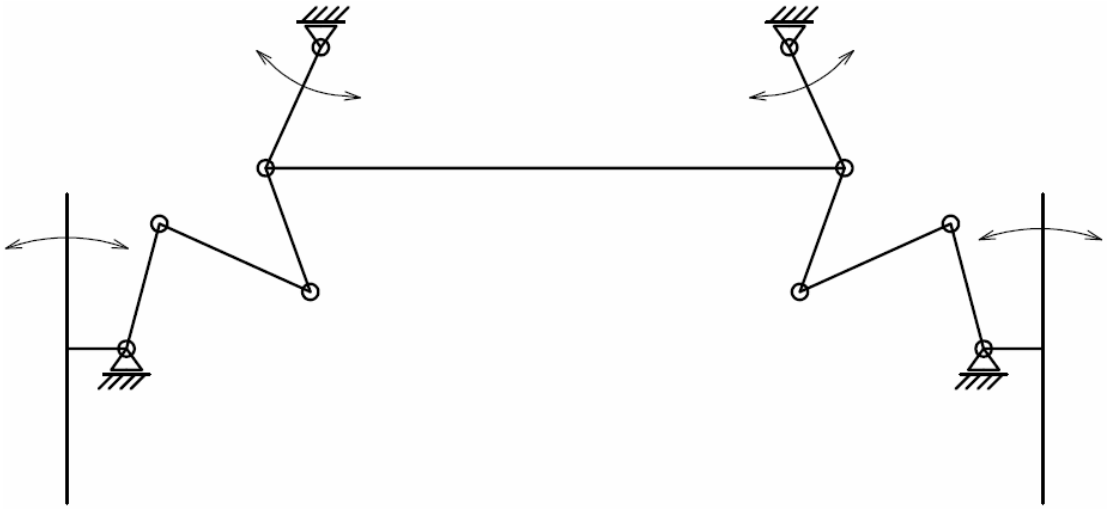
dvě trubky kruhového průřezu spojené s oky svařením. Dolní rameno je svařeno z ocelových plechů a s oky spojeno také svařením.
K odpružení náprav slouží pneumatické vlnovcové pružiny a teleskopické kapalinové tlumiče. Brzdy jsou kotoučové se vzduchovým ovládáním o průměru kotouče 377 mm. Na disková kola o rozměru ráfku 7,50 x 19,5 jsou montovány radiální bezdušové pneumatiky o rozměrech 285/70 R 19,5.
Modifikovat tedy budu mechanismus řízení, tak aby bylo možno tuto nápravu použít jako přední, resp. jako zadní nápravu přívěsu za autobus. Mou snahou je zachovat pokud možno co nejvíc dílů ze stávající nápravy.

7.1 Návrh lichoběžníku řízení

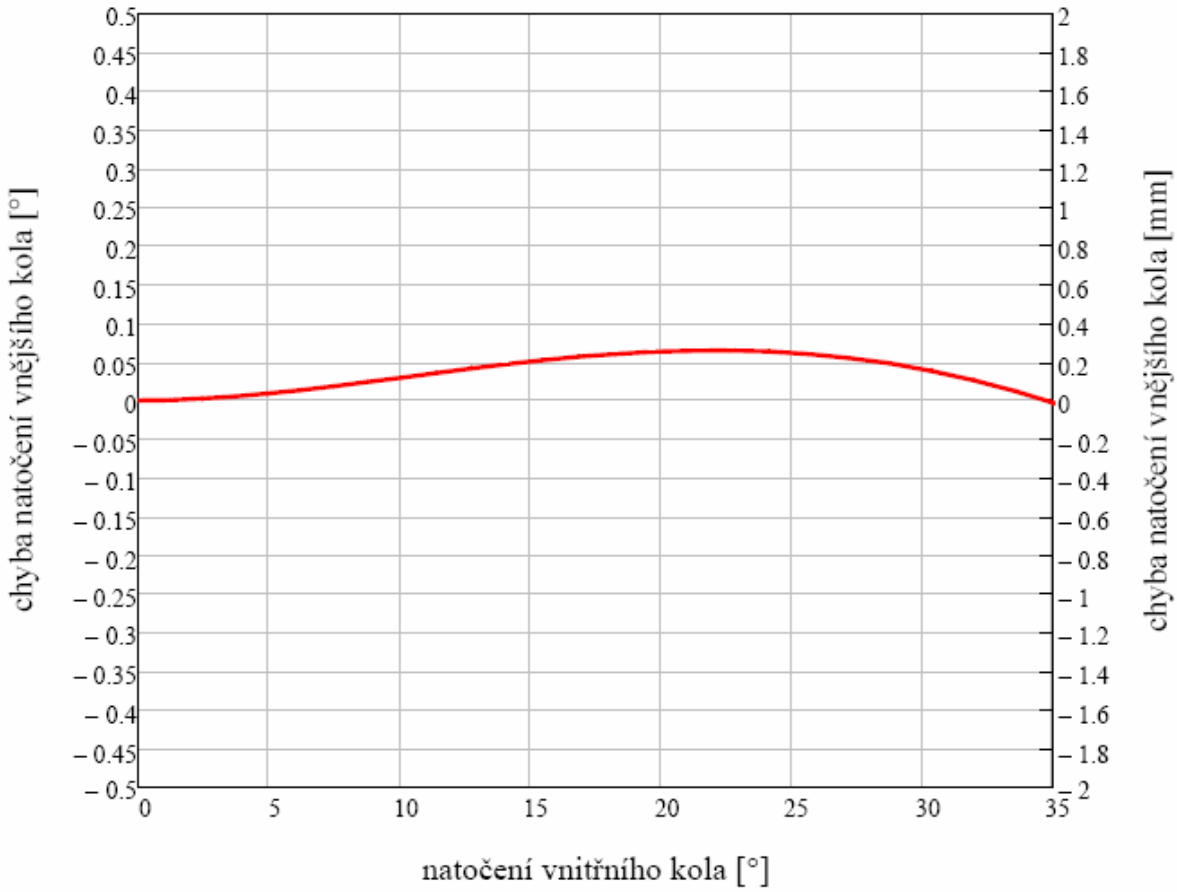
Prvotní základní návrh mechanismu řízení pro přední i zadní nápravu a jeho výpočtové kinematické řešení jsem provedl v rovině rovnoběžné s rovinou vozovky v programu Mathcad.
Základními zadávajícími údaji byly promítnuté poloměry pák řízení a těhlice do roviny rovnoběžné s rovinou vozovky, vzdálenost mezi osami otáčení těchto pák, úhel základního lichoběžníku řízení, úhel a střed osy otáčení páky těhlice. Výsledkem tohoto výpočtu pak bylo vzájemné natočení řídících pák, z nějž bylo dále vypočítáno vzájemné natočení kol. Toto natočení kol jsem porovnal s teoretickým natočením kol, které jsem si stanovil v předchozí kapitole. Z rozdílu skutečného a teoretického natočení jsem sestrojil křivky chyb, v kterých je na ose x vyneseno natočení vnitřního kola a na ose y vypočtená chyba natočení vnějšího kola nápravy.
Po základním výpočtovém návrhu mechanismů řízení přední a zadní nápravy jsem tyto mechanismy vymodeloval v prostoru v programu Adams View, kde jsem již uvažoval skutečné poloměry pák a jejich naklonění osy otáčení 8° vůči podélné rovině vozidla. Zde jsem tedy provedl ověření a doladění navrženého mechanismu. Samotná simulace kinematiky probíhala tak, že byl zadán pohyb jedné z řídících pák a měřeno natočení kol. Hodnoty natočení kol byly přímo zobrazeny v grafech Adams View. Simulace proběhla pro zatáčení vlevo i vpravo, tak abych mohl ověřit zda mechanismus vykazuje na obě strany stejnou odchylku, tedy zda se chová souměrně na obě strany.
Hodnoty natočení kol ve stupních z programu Adams View jsem exportoval jako numerická data a pro přesný výpočet odchylek jsem tyto exportovaná numerická data načetl v programu Mathcad do příslušných proměnných. Zde jsem je už mohl přesně porovnat s požadovaným teoretickým natočením kol a opět sestrojit křivky chyb natočení kol. V tomto případě tedy křivky chyb pro zatáčení na obě strany.

7.1.1 Návrh lichoběžníku řízení pro přední nápravu přívěsu

Základní schéma mechanismu řízení promítnuté do roviny rovnoběžné s rovinou vozovky je zobrazeno na obrázku 7.1.
Na obrázku 7.2 je zobrazena již výše zmíněná křivka chyb natočení kol, sestrojená na základě prvotního návrhu provedeném v programu Mathcad. Konkrétně je v grafu vynesena chyba natočení vnějšího kola ve stupních a v milimetrech (tedy co do změny sbíhavosti) na vnějším průměru ráfku v závislosti na natočení vnitřního kola ve stupních. Jak je vidět z přílohy č.20, kde je zobrazen průjezd soupravy autobusu s přívěsem otáčkou, maximální natočení předních kol přívěsu je 31,15°, tomu odpovídá i rozsah zobrazeného grafu.
Vlastní výpočet z programu Mathcad je uveden i s popisem a dalšími závislostmi a grafy v příloze č.8.



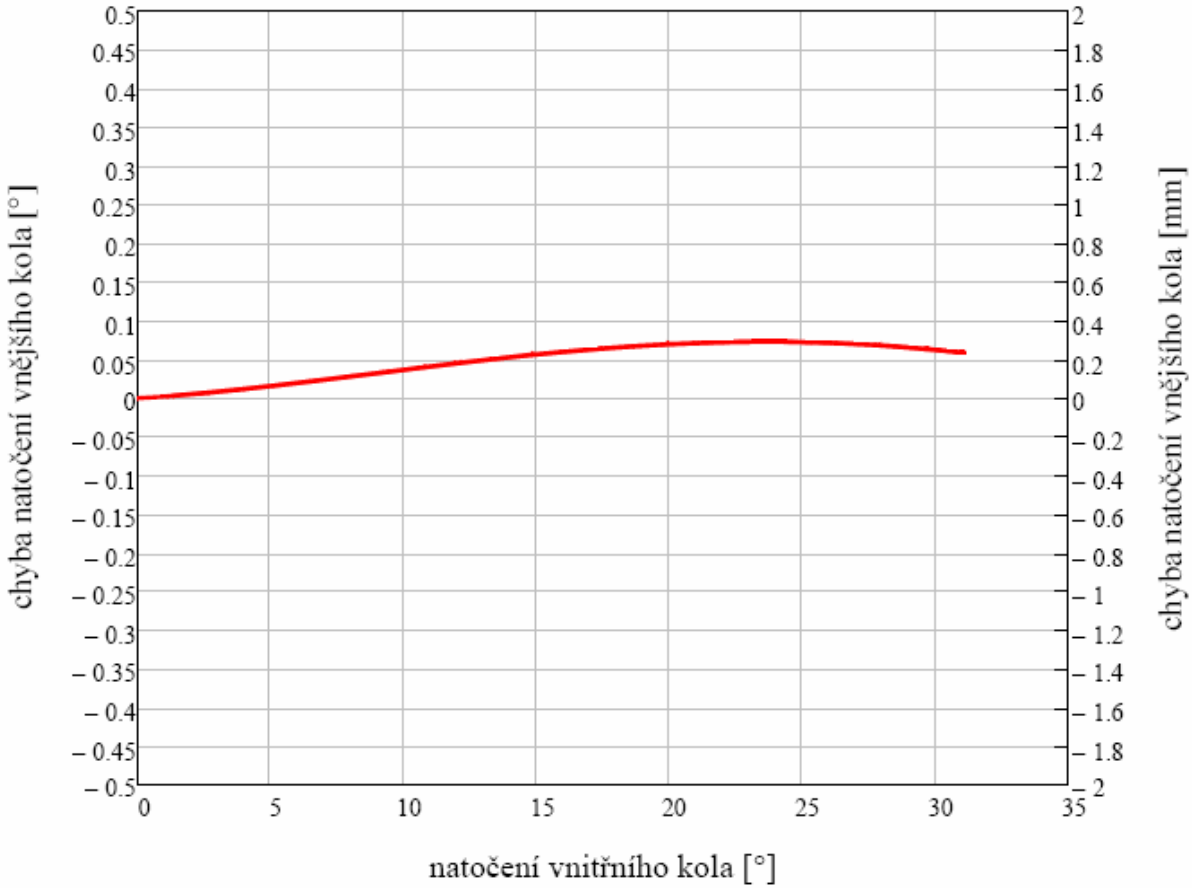
Obr. 7.1 Schéma mechanismu řízení přední nápravy přívěsu



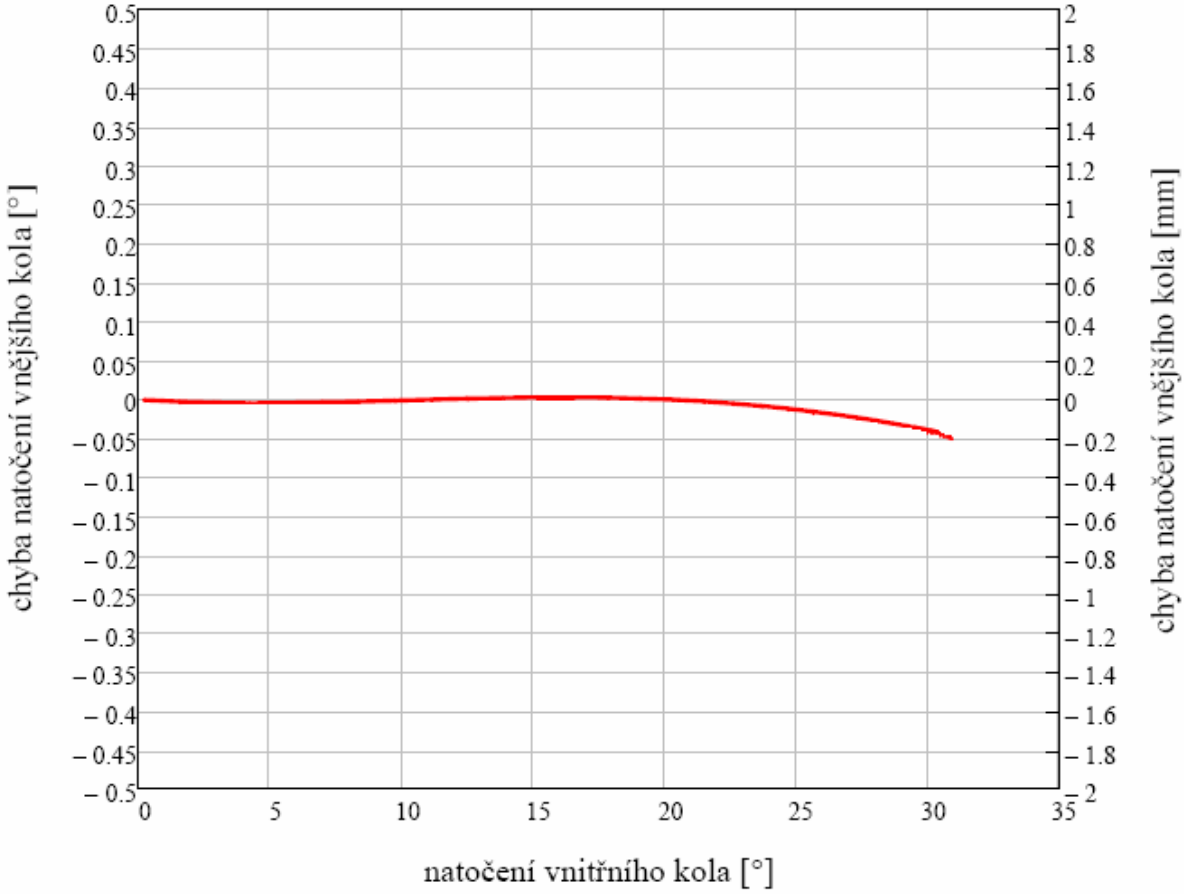
Obr. 7.2 Křivka chyb natočení kol

V grafu na obrázku 7.3 je znázorněna křivka chyb pro zatáčení vlevo. Dále je pak v grafu na obrázku 7.4 znázorněna křivka chyb pro zatáčení vpravo. Obě tyto křivky jsou sestrojeny na základě naměřených dat provedené simulace v programu Adams View. Konkrétně jsou tedy v obou grafech vyneseny chyby natočení vnějšího kola ve stupních a v milimetrech (tedy co do změny sbíhavosti) na vnějším průměru ráfku v závislosti na natočení vnitřního kola ve stupních.

Vlastní výpočet chyb natočení a sestrojení křivek chyb v programu Mathcad je uvedeno i s popisem a dalšími závislostmi a grafy v příloze č.9. Jak je vidět, z těchto a dalších grafů uvedených v příloze, rozdíl natočení kol zde navrženého mechanismu je oproti teoreticky požadované hodnotě zanedbatelný. Ze simulace provedené v programu Adams navíc také vyplývá, že vzhledem k zanedbatelné velikosti odchylek natočení kol lze mechanismus považovat za symetrický pro zatáčení na obě strany.



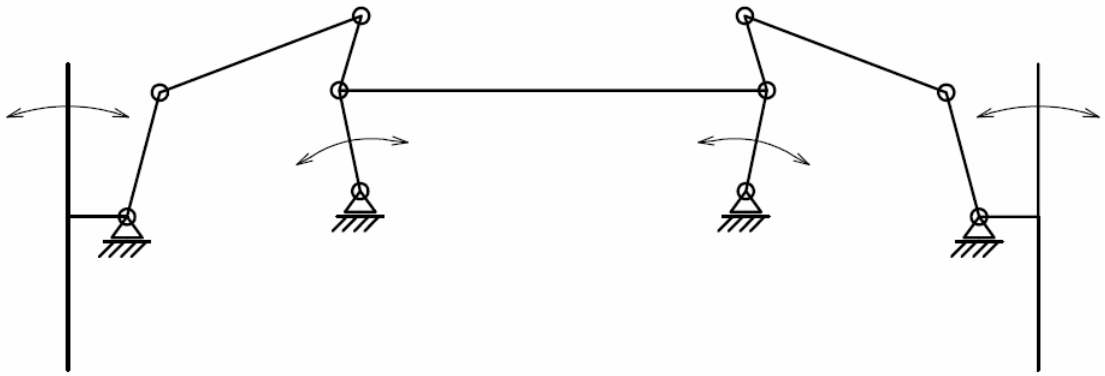
Obr. 7.3 Křivka chyb natočení kol pro zatáčení vlevo dle naměřených hodnot simulace



Obr. 7.4 Křivka chyb natočení kol pro zatáčení vpravo dle naměřených hodnot simulace

7.1.2 Návrh lichoběžníku řízení pro zadní nápravu přívěsu

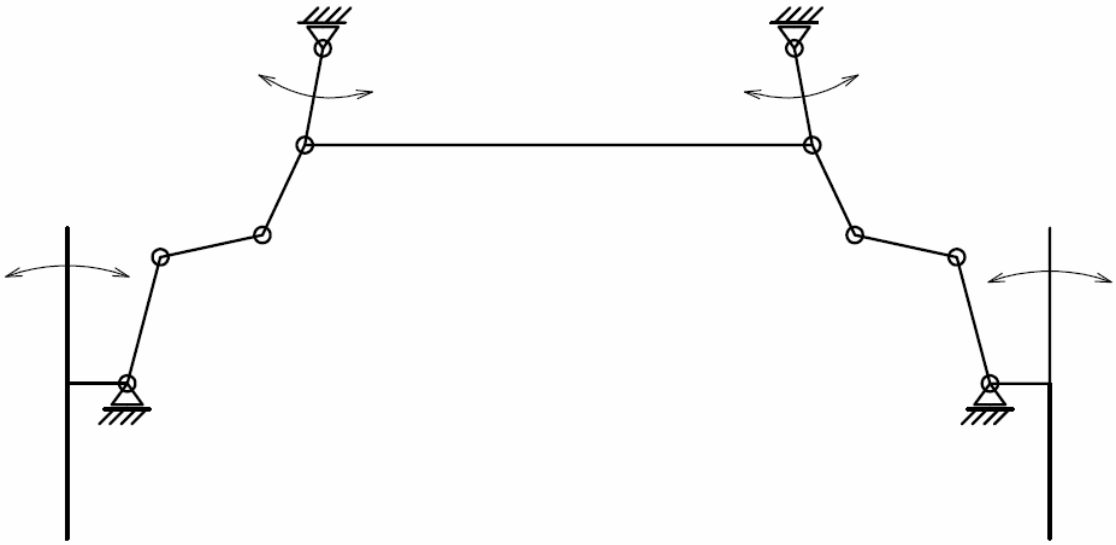
Pro návrh lichoběžníku řízení zadní nápravy přívěsu jsem zvažoval několik možných variant provedení. Základní schéma jednoho z uvažovaných mechanismů řízení promítnuté do roviny rovnoběžné s rovinou vozovky je zobrazeno na obrázku 7.5. Tato varianta se vyznačovala v prvotním výpočtovém návrhu menšími odchylkami natočení kol od požadovaného teoretického natočení.



Obr. 7.5 Schéma jednoho z možných mechanismů řízení zadní nápravy

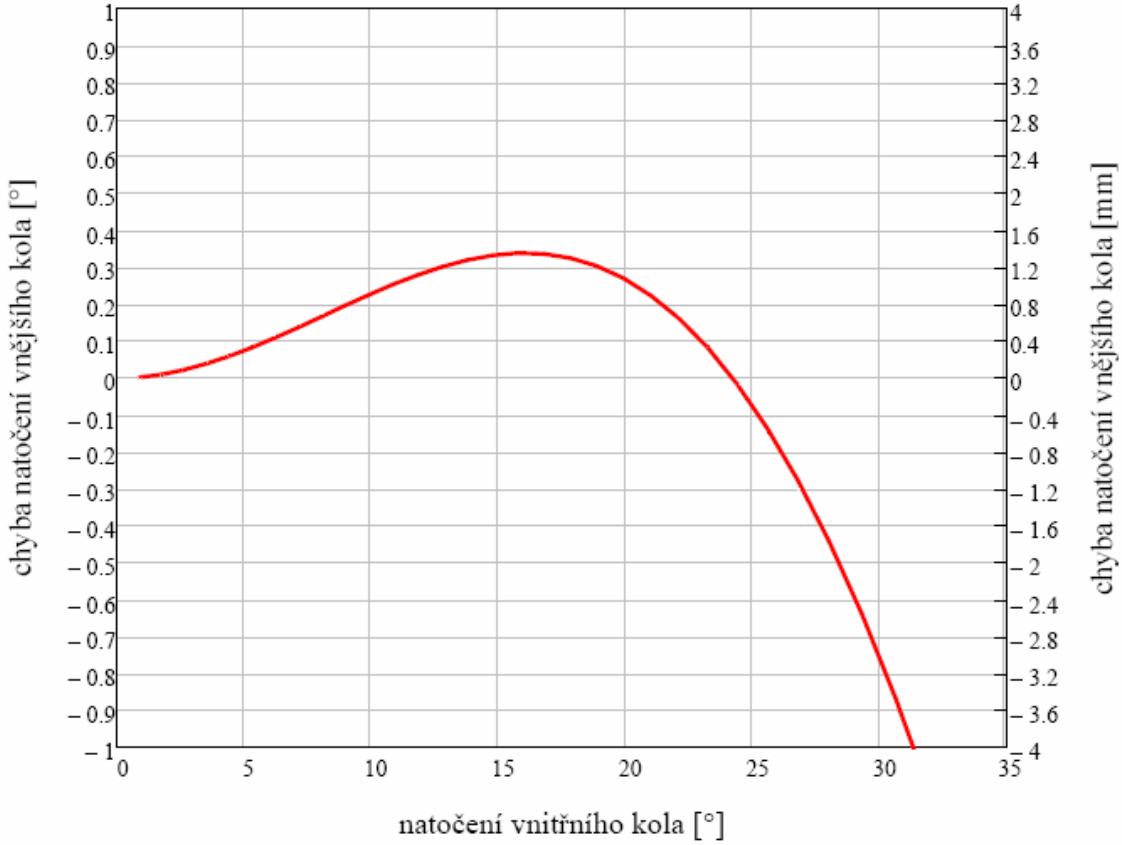
Z několika uvažovaných možností vytvoření lichoběžníku řízení pro zadní nápravu byla nakonec zvolena ta varianta, kdy je uložení řídících pák a lichoběžník řízení před osou zadní nápravy přívěsu. Jedním z hlavních důvodů pro toto řešení byla možnost konstrukčního

vyřešení mechanismu, tak aby mechanické táhlo, které bude ovládat natočení jedné z řídících pák, nemuselo procházet mezi rameny nápravy. Z důvodů nízkopodlažního provedení nápravy bylo nutno uvažovat také možnost uložení pák řízení a vytvoření prostoru pro jejich uložení do rámu nápravy. V neposlední řadě také možnost použití maximálního počtu dílů ze sériové nápravy, jejího rámu a uložení. Základní schéma tohoto mechanismu řízení promítnuté do roviny rovnoběžné s rovinou vozovky je zobrazeno na obrázku 7.6.

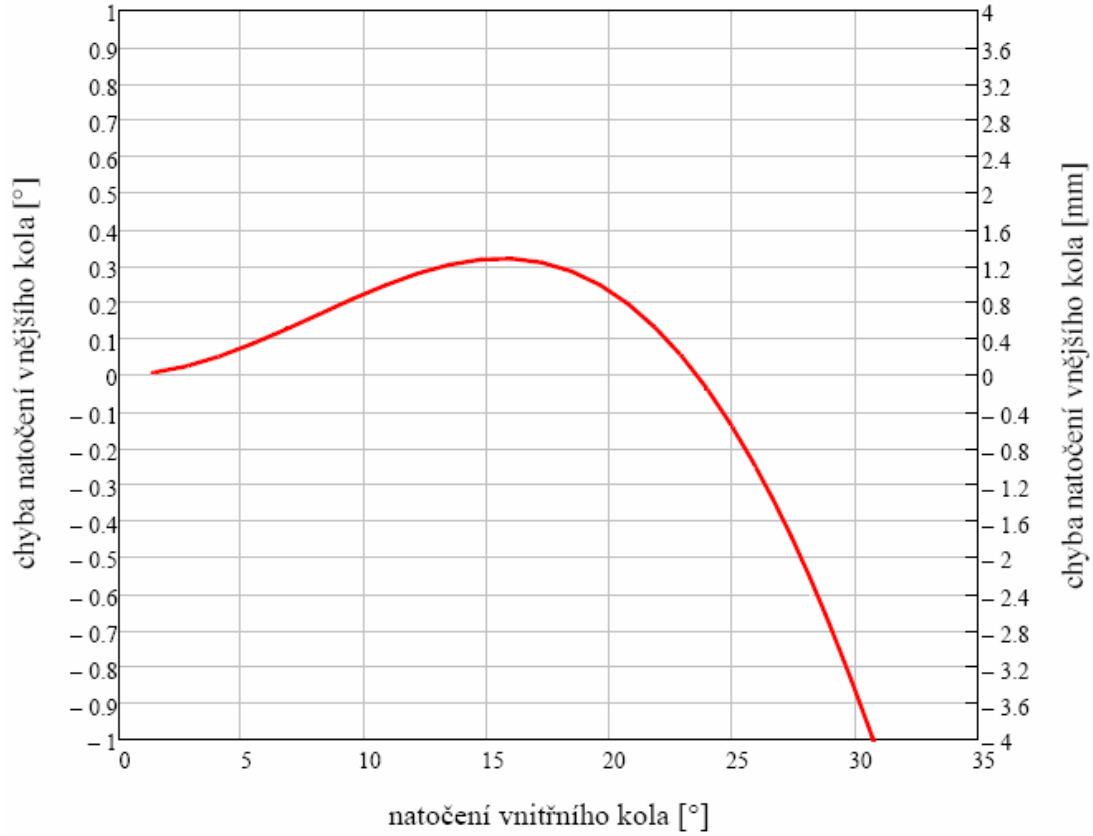


Obr. 7.6 Schéma konečného mechanismu řízení zadní nápravy

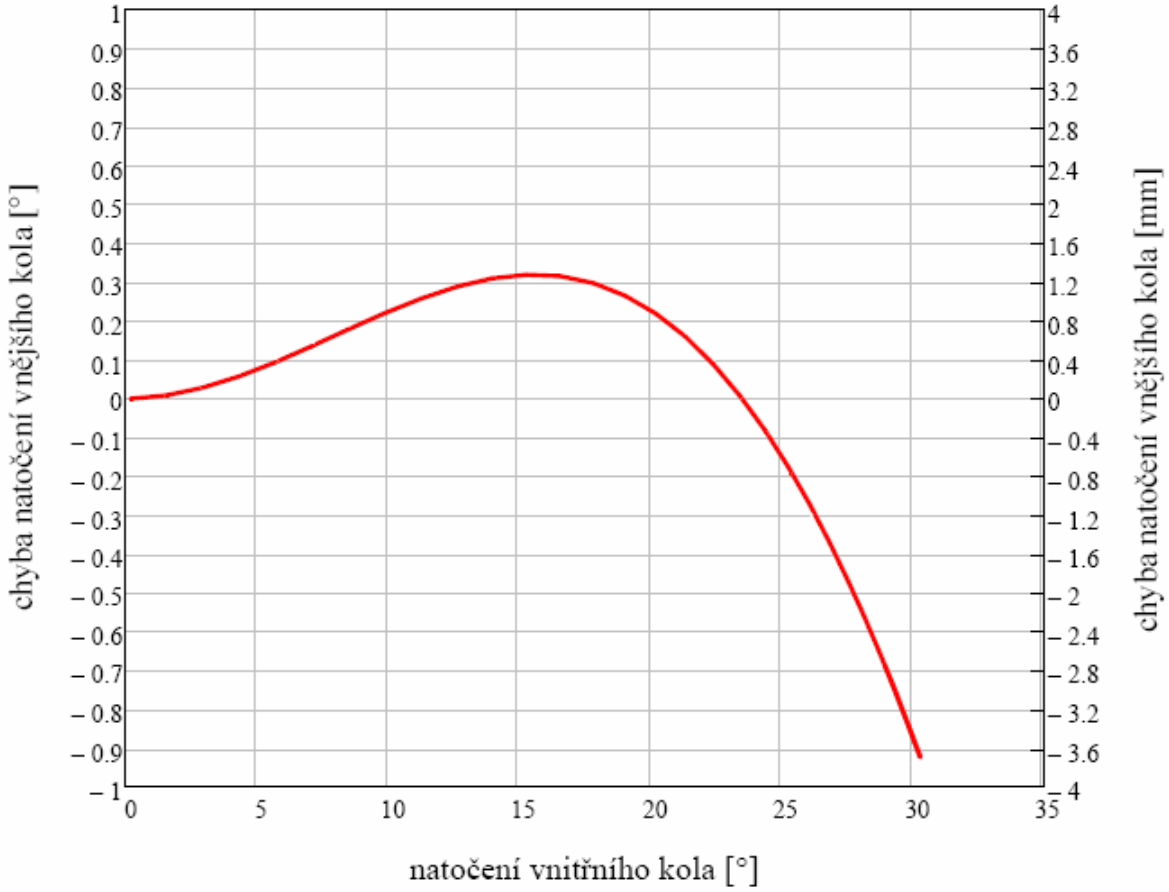
V grafu na obrázku 7.7 je zobrazena křivka chyb natočení kol, sestrojená na základě prvotního návrhu provedeném v programu Mathcad. Konkrétně je v grafu vynesena chyba natočení vnějšího kola ve stupních a v milimetrech (tedy co do změny sbíhavosti) na vnějším průměru ráfku v závislosti na natočení vnitřního kola ve stupních. Jak je vidět z přílohy č.20, kde je zobrazen průjezd soupravy autobusu s přívěsem otáčkou, maximální natočení zadních kol přívěsu je 30,95°, tomu odpovídá i rozsah zobrazeného grafu. Vlastní výpočet z programu Mathcad je uveden i s popisem a dalšími závislostmi a grafy v příloze č.10.
V grafu na obrázku 7.8 je znázorněna křivka chyb pro zatáčení vlevo. Na následujícím obrázku 7.9 je znázorněna křivka chyb pro zatáčení vpravo. Obě tyto křivky jsou sestrojeny na základě naměřených dat provedené simulace v programu Adams View. Konkrétně jsou tedy v obou grafech vyneseny chyby natočení vnějšího kola ve stupních a v milimetrech (tedy co do změny sbíhavosti) na vnějším průměru ráfku v závislosti na natočení vnitřního kola také ve stupních. Vlastní výpočet chyb natočení a sestrojení křivek chyb v programu Mathcad je uvedeno i s popisem a dalšími závislostmi a grafy v příloze č.11.
Z grafů je patrné, že u mechanismu řízení pro zadní nápravu, zvoleného dle výše uvedených požadavků, je rozdíl natočení kol oproti teoreticky požadované hodnotě vyšší než u mechanismu řízení pro přední nápravu. Ale jak je také patrné z grafů, tato chyba výrazněji narůstá až při minimálním poloměru zatáčení soupravy. Proto tedy lze i tuto chybu považovat za akceptovatelnou, jelikož k těmto maximálním natočením nedochází za provozu příliš často. Z provedených simulací navíc také vyplývá, že mechanismus lze co do velikosti odchylek natočení kol považovat za symetrický pro zatáčení na obě strany.



Obr. 7.7 Křivka chyb natočení kol



Obr. 7.8 Křivka chyb natočení kol pro zatáčení vlevo dle naměřených hodnot simulace



Obr. 7.9 Křivka chyb natočení kol pro zatáčení vpravo dle naměřených hodnot simulace

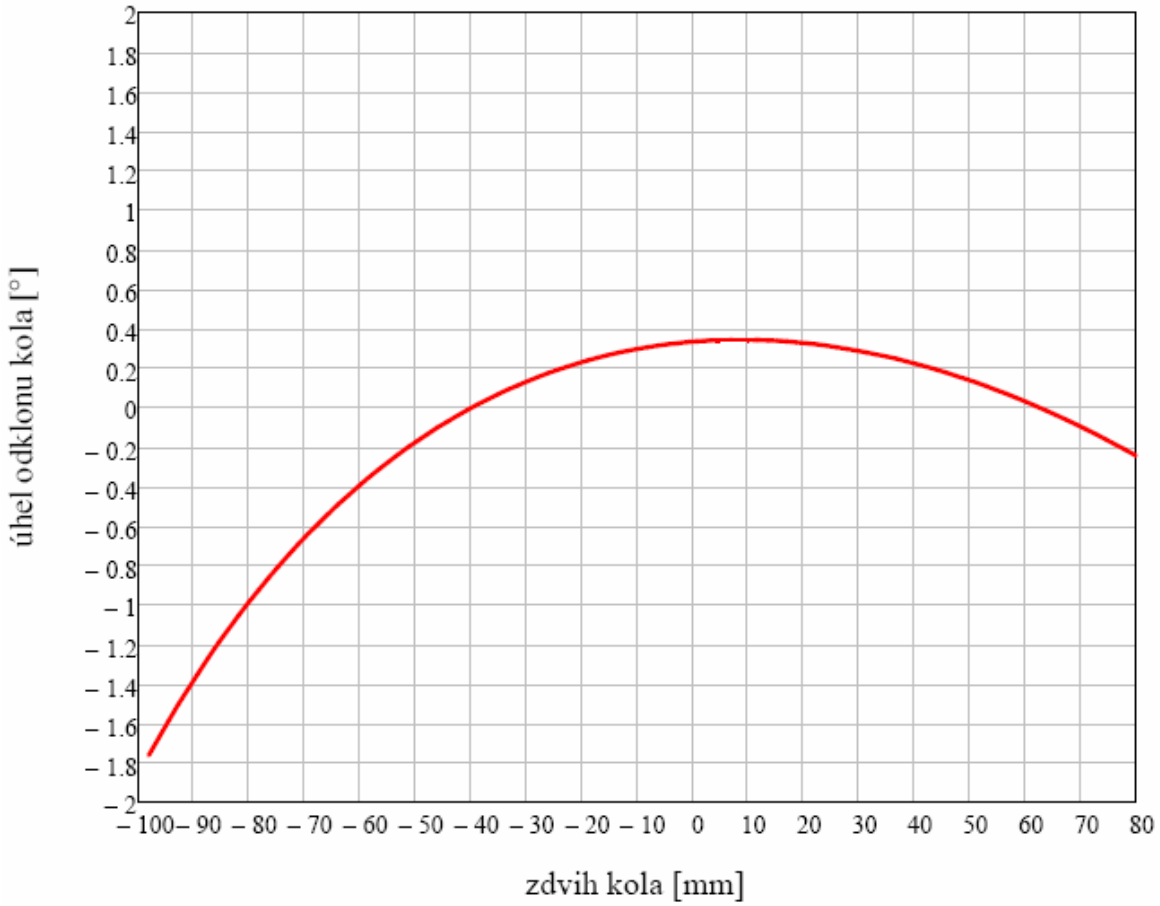
7.2 Změna hodnot geometrie zavěšení kol náprav při propružení kola

Pro posouzení kinematického řešení nápravy z hlediska jízdních vlastností je nutné také zkontrolovat změny její geometrie při propružení kola. Tuto simulaci a měření jsem provedl opět v programu Adams View, kde jsem si vytvořil kinematické modely náprav. Samotná simulace kinematických vlastností nápravy probíhala tak, že byl zadán svislý pohyb zdvihu kola v intervalu hodnot (-100; + 80) mm a nastaveno měření potřebných parametrů v závislosti na tomto zdvihu kola. Hodnoty měřených parametrů byly zobrazeny přímo v grafech Adams View. Následně jsem tyto hodnoty ještě exportoval jako numerická data. Ty jsem pak načetl v programu Mathcad do příslušných proměnných, provedl případný potřebný přepočet a sestrojil grafy.
Vlastní výpočet z programu Mathcad je uveden i s popisem a sestrojením grafů v příloze č. 12.

7.2.1 Změna odklonu kola při jeho propružení

Pro dosažení rovnoměrného opotřebení pneumatik a tedy i jejich optimální životnosti je výhodné, aby v nulové poloze kola činila hodnota odklonu 0° ÷ 0° 30´. Obecně vlivem kladného odklonu vzniká také ten efekt, že kolo tvoří ve styku s vozovkou kuželovou plochu a má snahu se odvalovat po kružnici, jejíž střed leží v průsečíku osy kola s rovinou vozovky. To znamená, že se kola odvalují směrem od sebe, což může snižovat jejich sklon ke kmitání. Při dokonalém uložení kola, je tomuto kmitání zabráněno a velká hodnota kladného odklonu kola by měla za následek prokluzování kola po vozovce, čímž by se zvýšilo i opotřebení pneumatik.

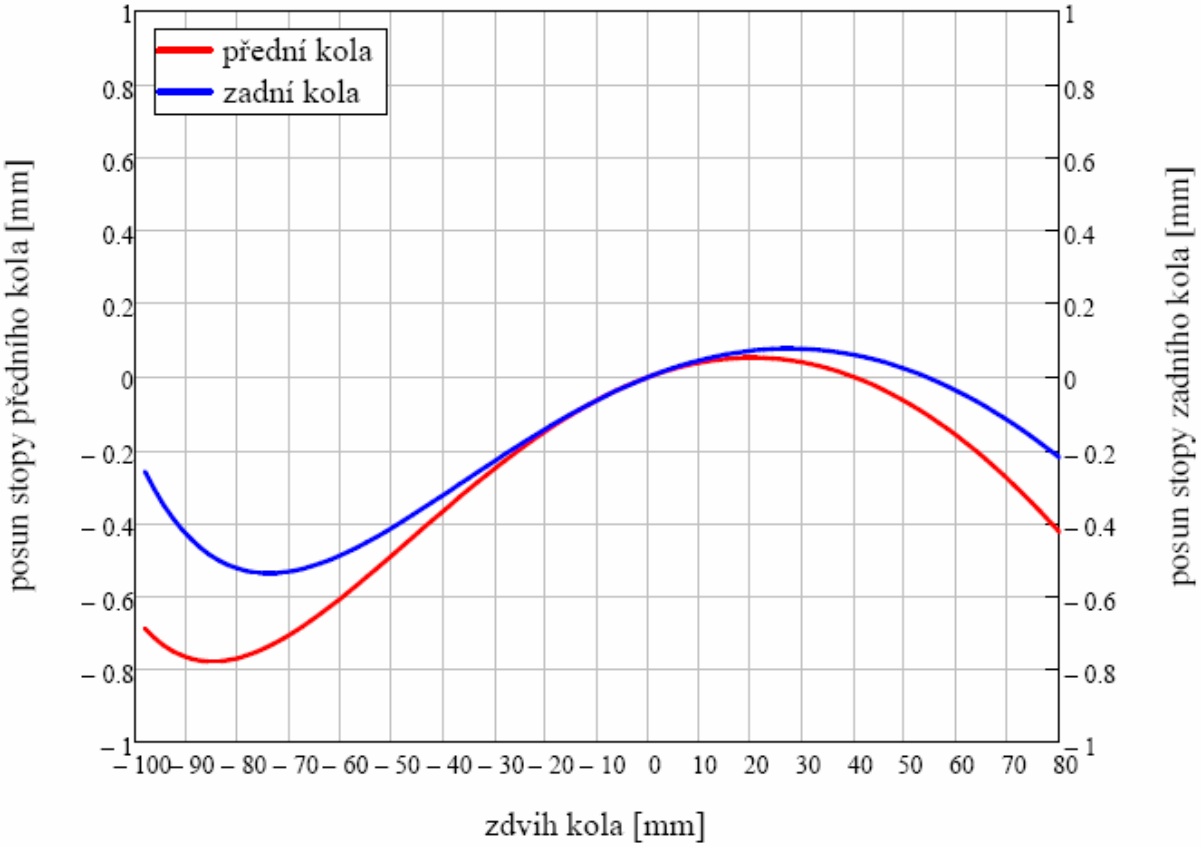
Změnou hodnoty odklonu kola při propružení vzniká gyroskopickým účinkem moment vzhledem k rejdové ose, který musí být zachycován v řízení. Dále také tato změna odklonu kola vyvolává vznik boční síly ve stopě pneumatiky. Toto má za následek, že zavěšení kola s velkou změnou úhlu odklonu kola při jeho propružení zvyšuje namáhání zavěšení kola a rámu, vyvolává neklid řízení a vede ke zvýšenému opotřebení pneumatik. Z těchto důvodů by měla být změna úhlu odklonu kola při jeho propružení pokud možno co nejmenší.
Na obrázku 7.10 je zobrazen graf znázorňující změnu úhlu odklonu kola ve stupních v závislosti na zdvihu kola v milimetrech. Graf byl sestrojen dle naměřených hodnot z provedené simulace, platí pro zavěšení kol přední i zadní nápravy navrhovaného přívěsu.



Obr. 7.10 Průběh změny úhlu odklonu kola v závislosti na zdvihu kola

7.2.2 Změna stopy kola při propružení

Z důvodů opotřebení pneumatik a stability při jízdě je výhodné, aby hodnota změny stopy kola a tím tedy i rozchodu kol při jejich propružení byla co nejmenší.
Změnu stopy kola jsem zjišťoval pro styčný bod kola v závislosti na propružení kola v příčné rovině vozidla oproti poloze tohoto bodu v nulové poloze. Největší změna stopy kola na přední i zadní nápravě navrhovaného přívěsu vzniká v oblasti blížící se krajní dolní poloze ramen náprav. Přičemž na zadní nápravě je změna této hodnoty v celém průběhu zdvihu kola menší. V oblasti běžných provozních zdvihů lze hodnotu této změny považovat na obou nápravách za zanedbatelnou.
Na obrázku 7.11 je zobrazen graf znázorňující změnu stopy kola v milimetrech pro přední i zadní nápravu navrhovaného přívěsu v závislosti na zdvihu kola také udávaného v milimetrech.

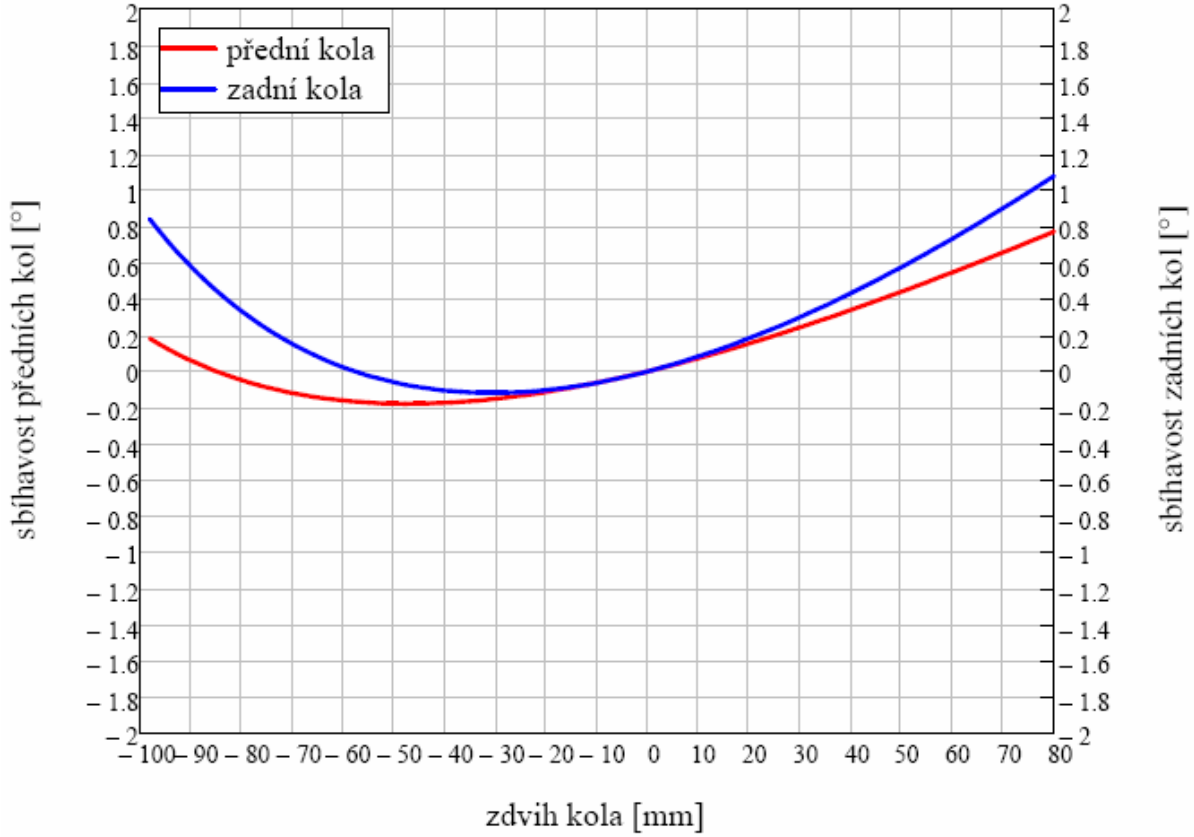


Obr. 7.11 Průběh změny stopy kola v závislosti na zdvihu kola

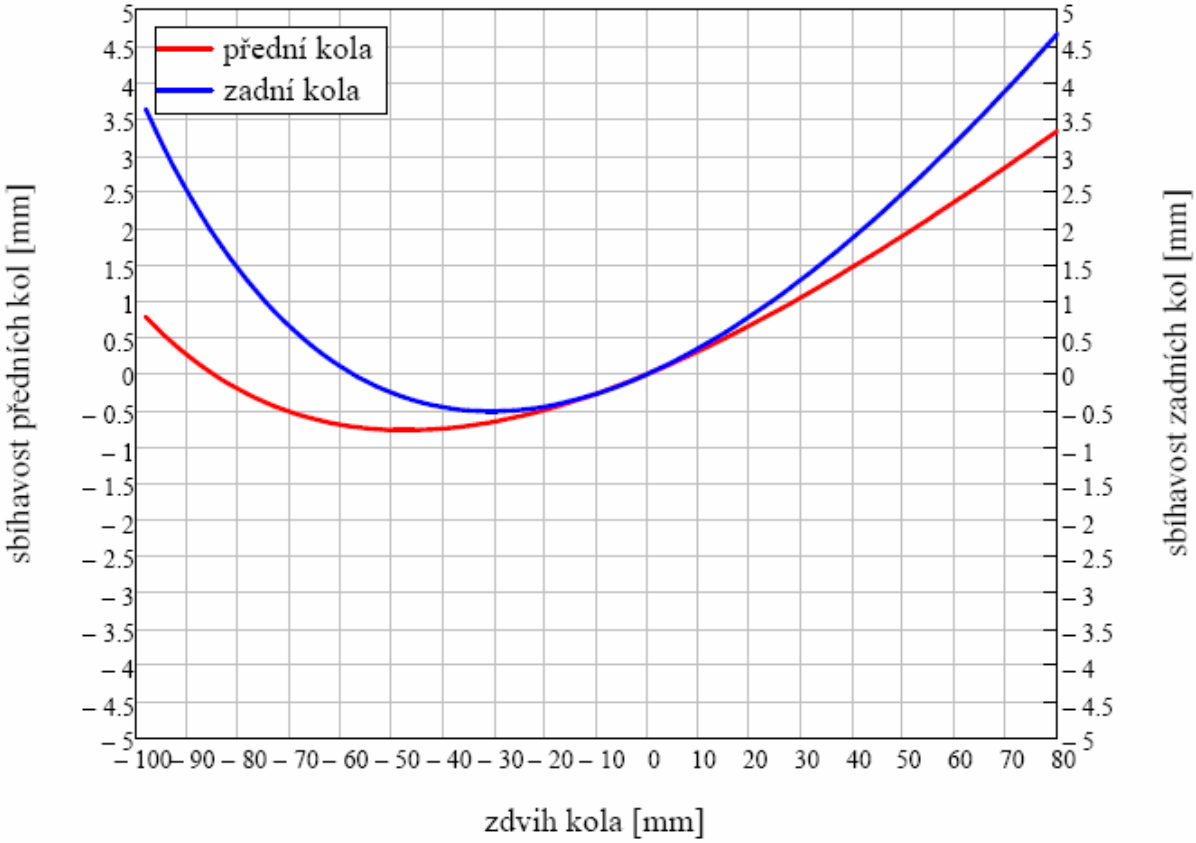
7.2.3 Změna sbíhavosti kol při propružení

Sbíhavost kol je hlavním faktorem, který ovlivňuje stabilitu vozidla při přímé jízdě. Vliv na jízdní stabilitu má tedy i změna sbíhavosti kol při jejich propružení. Tato změna byla také zjištěna, stejně jako předchozí závislosti, pomocí simulace v programu Adams View. Na obrázku 7.12 je zobrazen graf znázorňující změnu sbíhavosti kol ve stupních pro přední i zadní nápravu navrhovaného přívěsu v závislosti na zdvihu kola v milimetrech. Na obrázku 7.13 je pak graf, který vyjadřuje tuto změnu sbíhavosti v milimetrech na vnějším průměru ráfku.

Z obou grafů je zřejmé, že na zadní nápravě pro navrhovaný přívěs dochází k větší změně sbíhavosti kol při jejich propružení, v porovnání se změnou, ke které dochází na přední nápravě.



Obr. 7.12 Průběh změny sbíhavosti kol vyjádřený ve stupních v závislosti na zdvihu kola



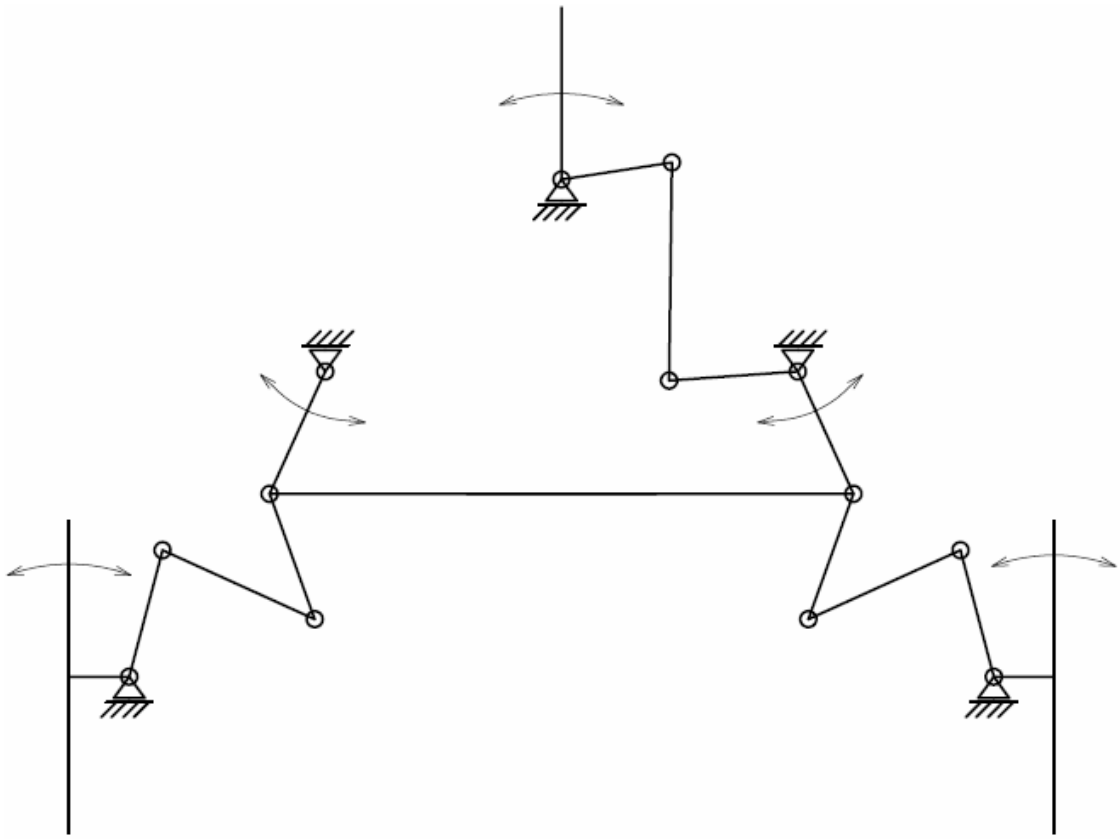
Obr. 7.13 Průběh změny sbíhavosti kol vyjádřený v milimetrech v závislosti na zdvihu kola

8 Návrh mechanismu řízení náprav od tažné oje přívěsu

Jak už jsem naznačil v kapitole 5, natočení kol obou náprav má být závislé na natočení tažné oje přívěsu. Mechanismus řízení od této oje má být mechanický, to tedy znamená, že natočení oje se má táhly přenést na páky řízení obou náprav. Z důvodů zamezení rozkmitání mechanismu řízení se předpokládá doplnění tohoto mechanismu tlumičem. Já budu tento prvek mechanismu uvažovat pouze pro kinematické řešení mechanismu.
Použití tlumiče řízení a jeho návrh by bylo dále třeba pečlivě zvážit a zvolit jeho vhodnou variantu. Nabízí se možnost použití třecího tlumiče, který se na mechanismech řízení autobusových přívěsů zahraničních výrobců také používá a je výhodný z hlediska nižší pořizovací ceny než například hydraulický tlumič. V této práci se tímto problémem a návrhem dále již nebudu zabývat.

8.1 Návrh mechanismu řízení přední nápravy

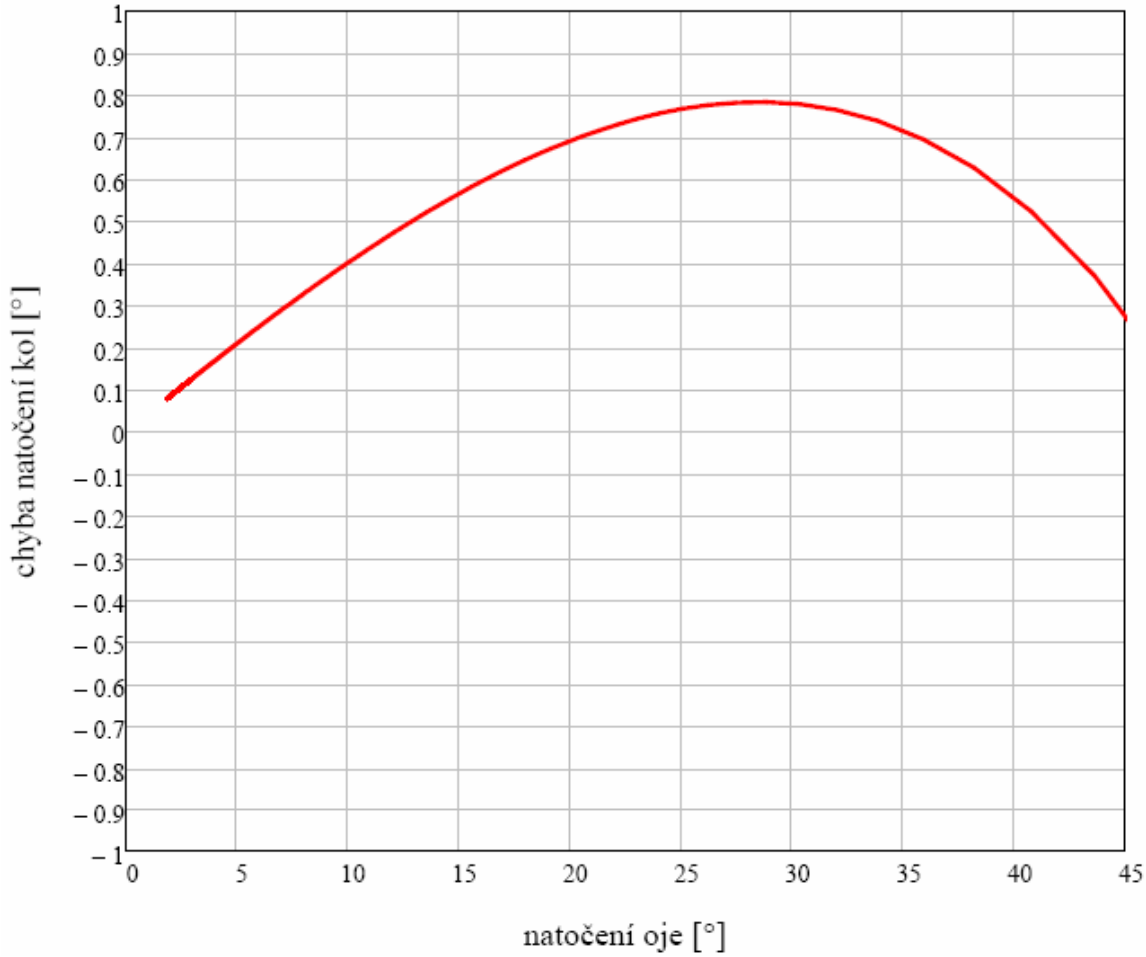
Mechanismus řízení přední nápravy od oje by měl být co nejjednodušší. Konkrétně tak, že má obsahovat pokud možno co nejméně pák a kulových čepů, které by mohly do mechanismu řízení vnést nežádoucí vůle a případné nepřesnosti. Na obrázku 8.1 je schématicky znázorněn navržený mechanismus. Jak je vidět i z tohoto obrázku, součástí uložení oje by měla být tzv. hlavní páka řízení, která by se natáčela společně s ojí a přenášela tak tento pohyb pomocí spojovací tyče na pravou páku řízení, resp. tedy předlohovou páku řízení přední nápravy.



Obr. 8.1 Schéma mechanismu řízení přední nápravy od oje

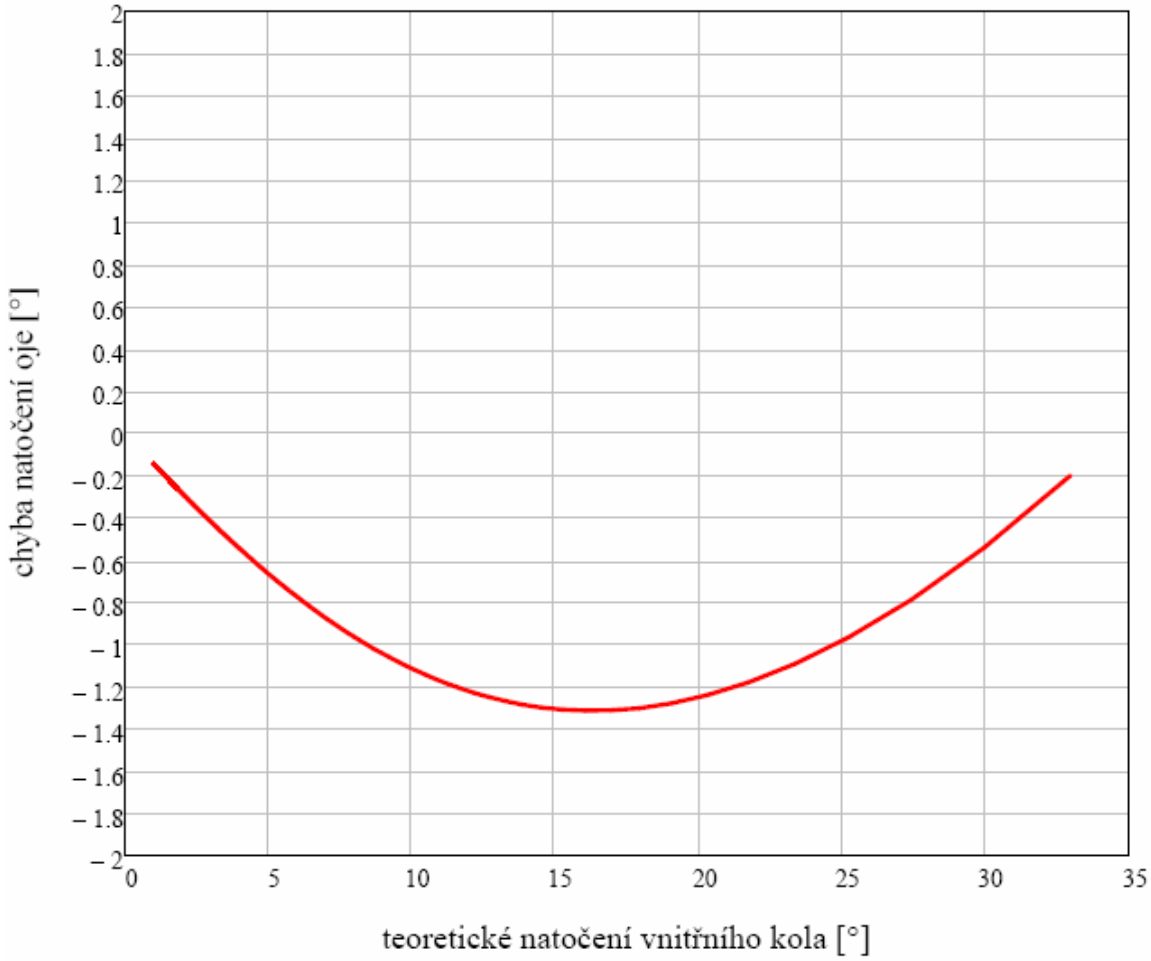
Stejně jako při návrhu lichoběžníku řízení jsem prvotní návrh mechanismu řízení a jeho výpočtové kinematické řešení provedl v rovině rovnoběžné s rovinou vozovky v programu Mathcad.

Základními zadávajícími údaji byl poloměr (hlavní) páky řízení na oji, promítnutý poloměr (předlohové) páky řízení přední nápravy, poloha bodů přední nápravy vůči středu natáčení oje a dále všechny údaje jako při výpočtu popsaném v kapitole 7.1. Výsledkem tohoto výpočtu pak bylo vzájemné natočení oje a předlohové páky řízení přední nápravy, z čeho bylo dále vypočítáno vzájemné natočení kol. Toto vypočtené natočení oje a kol jsem porovnal s teoretickým natočením oje a kol, které jsem si stanovil v kapitole 6. Výpočet jsem provedl pro zatáčení vlevo i vpravo, tak aby se ověřilo zda mechanismus vykazuje na obě strany stejnou odchylku, tedy zda se bude přívěs chovat za autobusem stejně při zatáčení vlevo i vpravo. Z rozdílů vypočtených a teoreticky požadovaných hodnot jsem pak sestrojil křivky chyb.
Na obrázku 8.2 je zobrazen graf, v kterém je vynesena chyba natočení předních kol ve stupních v závislosti na natočení oje také ve stupních.



Obr. 8.2 Křivka chyb natočení předních kol

V grafu na následujícím obrázku 8.3 je vynesena chyba natočení oje ve stupních v závislosti na teoretickém natočení předního vnitřního kola také ve stupních. Oba grafy znázorňují to, že požadovaného natočení kol je dosaženo při jiném natočení oje, než jsem si stanovil v kapitole 6. Důsledkem toho tedy bude jiné chování přívěsu za autobusem při průjezdu zatáčkou. Grafy platí pro zatáčení přívěsu a tedy i natočení oje a předních kol vlevo. Další grafy pro zatáčení vpravo spolu s vlastním výpočtem z programu Mathcad jsou uvedeny i s popisem a dalšími závislostmi v příloze č. 13.



Obr. 8.3 Křivka chyb natočení oje

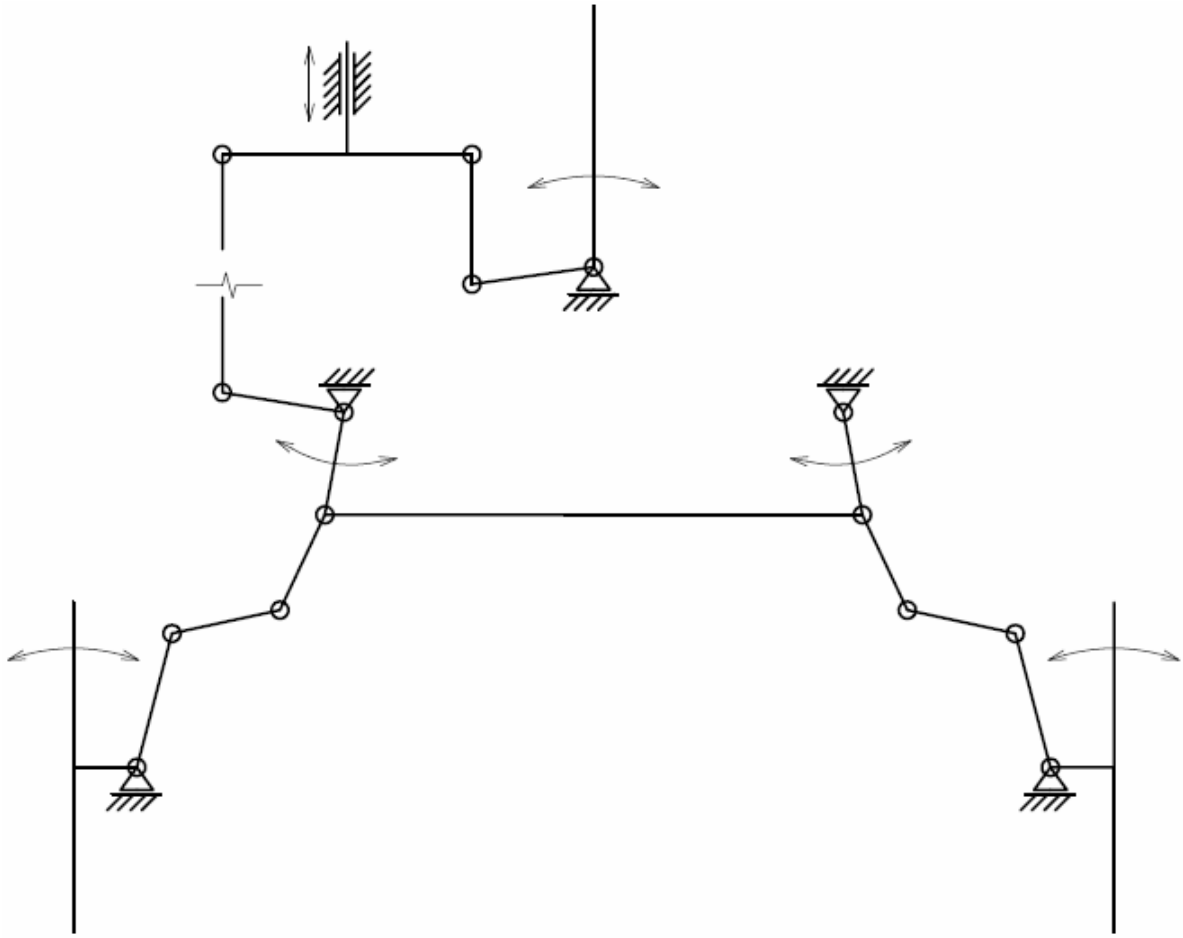
8.2 Návrh mechanismu řízení zadní nápravy

Součástí mechanismus řízení zadní nápravy od oje by měla být také tzv. hlavní páka řízení, která by se natáčela společně s ojí a přenášela tak tento pohyb na předlohovou páku řízení zadní nápravy (zde je to konkrétně levá páka řízení). Jak jsem již uvedl v úvodu této kapitoly, předběžně se počítá s použitím tlumiče do mechanismu řízení, přičemž by měl být pravděpodobně umístěn právě na větvi mechanismu ovládající natočení kol zadní nápravy. A to tak, že by byl umístěn za krátkou spojovací tyčí od hlavní páky řízení oje. Od tohoto tlumiče by měla pokračovat další spojovací tyč až k předlohové páce řízení zadní nápravy. Vzhledem k tomu, že se jedná o nízkopodlažní provedení nápravy, bude muset tato spojovací tyč projít mezi spodním a horním ramenem nápravy a to tak aby při daném rozsahu zdvihu a natočení kola nedocházelo k žádným kolizím. Dále bude muset až k zadní nápravě procházet přes celou délku podvozku přívěsu. Všechny tyto problémy bude nutno řešit při konkrétním konstrukčním řešení podvozku.

Pro kinematický výpočet uvedený v této kapitole bude tedy tlumič řízení uvažován tedy pouze co do pohybu mechanismu a jeho kinematického řešení. Stejně tak spojovací tyč, resp. táhlo od tohoto tlumiče až k zadní nápravě, bude pro prvotní návrh uvažováno jako jeden tuhý celek bez další vložené páky. Na obrázku 8.4 je schématicky znázorněn návrh tohoto mechanismu.

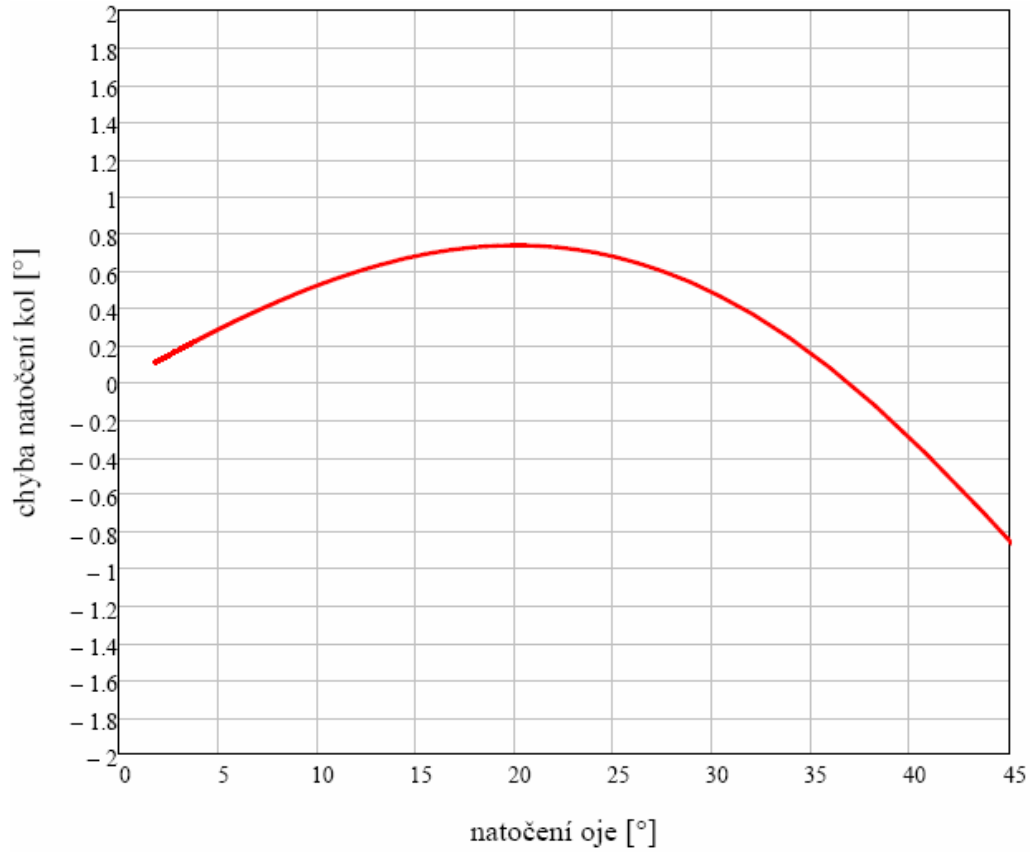
Prvotní návrh mechanismu řízení a jeho výpočtové kinematické řešení jsem provedl v rovině rovnoběžné s rovinou vozovky v programu Mathcad, tedy stejně jako u návrhu mechanismu

pro přední nápravu. Zadávající údaje byly rovněž obdobné s tím rozdílem, že zde se navíc uvažovaly body pro uchycení táhel na základním tělese tlumiče a jeho pohyb. Výsledkem tohoto výpočtu pak bylo vzájemné natočení oje a předlohové páky řízení zadní nápravy, z čeho bylo dále vypočítáno vzájemné natočení kol.

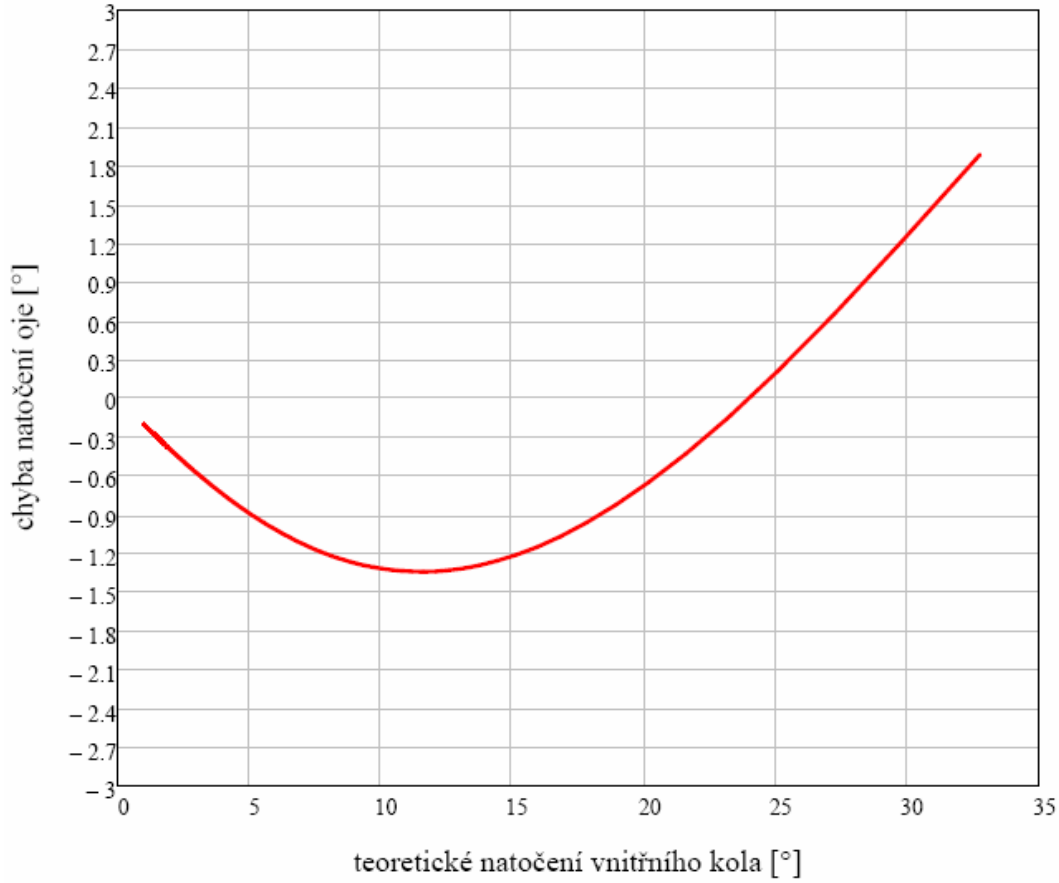


Obr. 8.4 Schéma mechanismu řízení zadní nápravy od oje

Toto vypočtené natočení oje a kol jsem porovnal s teoretickým natočením oje a kol, které jsem si stanovil v kapitole 6. Výpočet jsem opět provedl pro zatáčení vlevo i vpravo, tak aby se ověřilo zda mechanismus vykazuje na obě strany stejnou odchylku, tedy zda se bude přívěs chovat za autobusem stejně při zatáčení vlevo i vpravo. Z rozdílů vypočtených a teoreticky požadovaných hodnot jsem pak opět sestrojil křivky chyb.
Na obrázku 8.5 je zobrazen graf, v kterém je vynesena chyba natočení zadních kol ve stupních v závislosti na natočení oje také ve stupních. V grafu na následujícím obrázku 8.6 je vynesena chyba natočení oje ve stupních v závislosti na teoretickém natočení zadního vnitřního kola také ve stupních. Oba grafy tedy opět znázorňují to, že požadovaného natočení kol je dosaženo při jiném natočení oje, než jsem si stanovil v kapitole 6. Důsledkem toho tedy bude jiné chování přívěsu za autobusem při průjezdu zatáčkou. Grafy platí pro zatáčení přívěsu a tedy i natočení oje vlevo a zadních kol vpravo. Další grafy pro zatáčení přívěsu vpravo spolu s vlastním výpočtem z programu Mathcad jsou uvedeny i s popisem a dalšími závislostmi v příloze č.14.



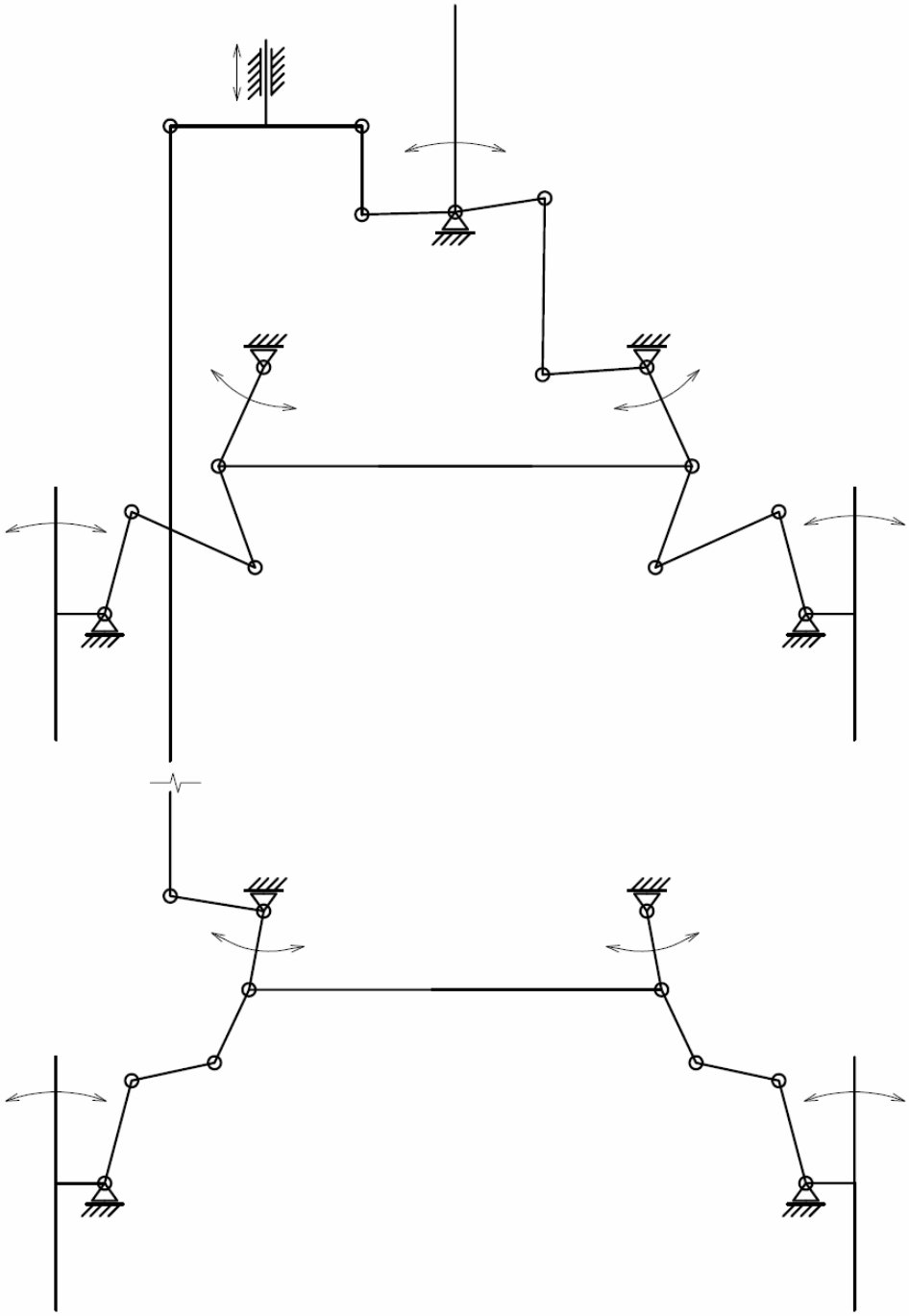
Obr. 8.5 Křivka chyb natočení zadních kol



Obr. 8.6 Křivka chyb natočení oje

8.3 Stanovení odchylek vzájemného natočení kol a natočení oje přívěsu

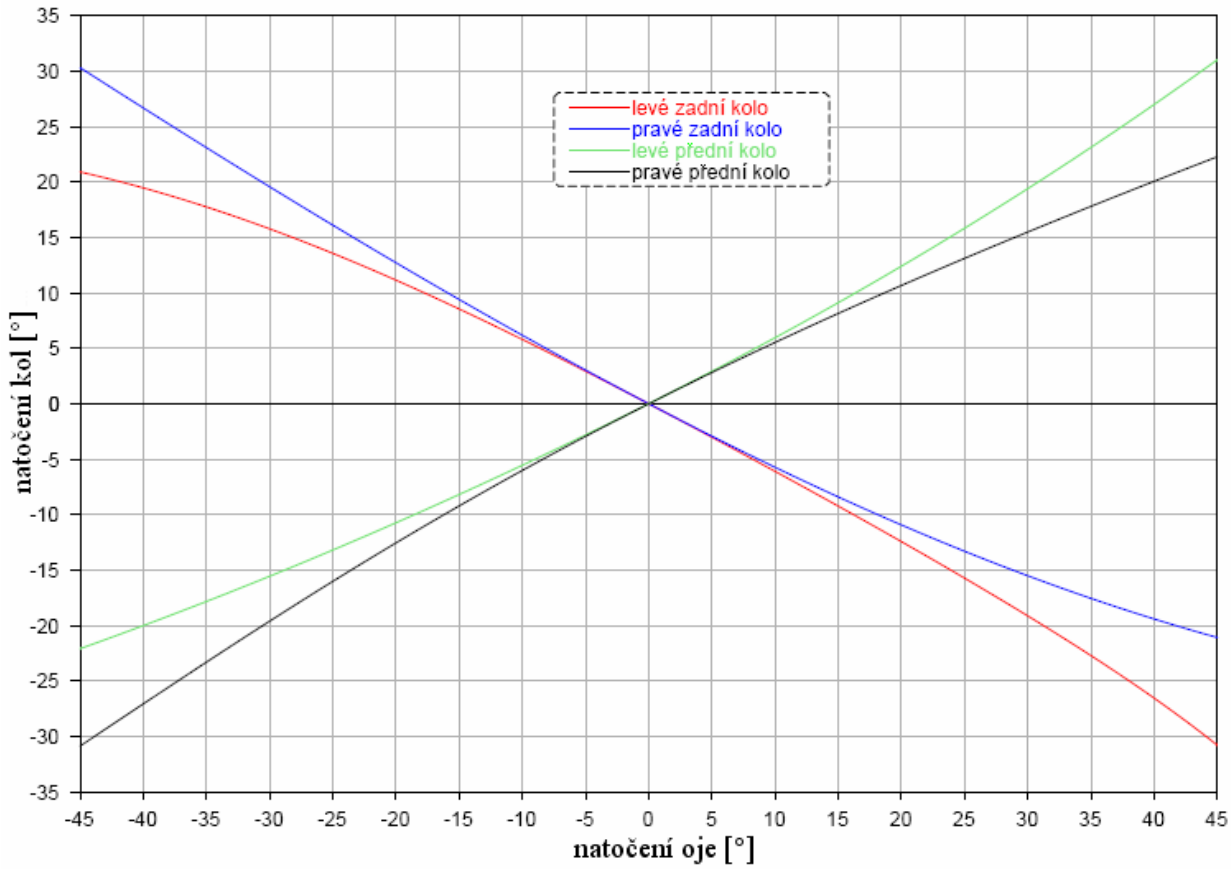
Pro zatáčení přívěsu je důležité, aby si navzájem odpovídalo natočení předních a zadních kol přívěsu při daném natočení oje.
Na obrázku 8.7 je schématicky znázorněn navržený mechanismus pro ovládání natočení předních a zadních kol od tažné oje přívěsu.



Obr. 8.7 Schéma mechanismu řízení přední a zadní nápravy od oje¨

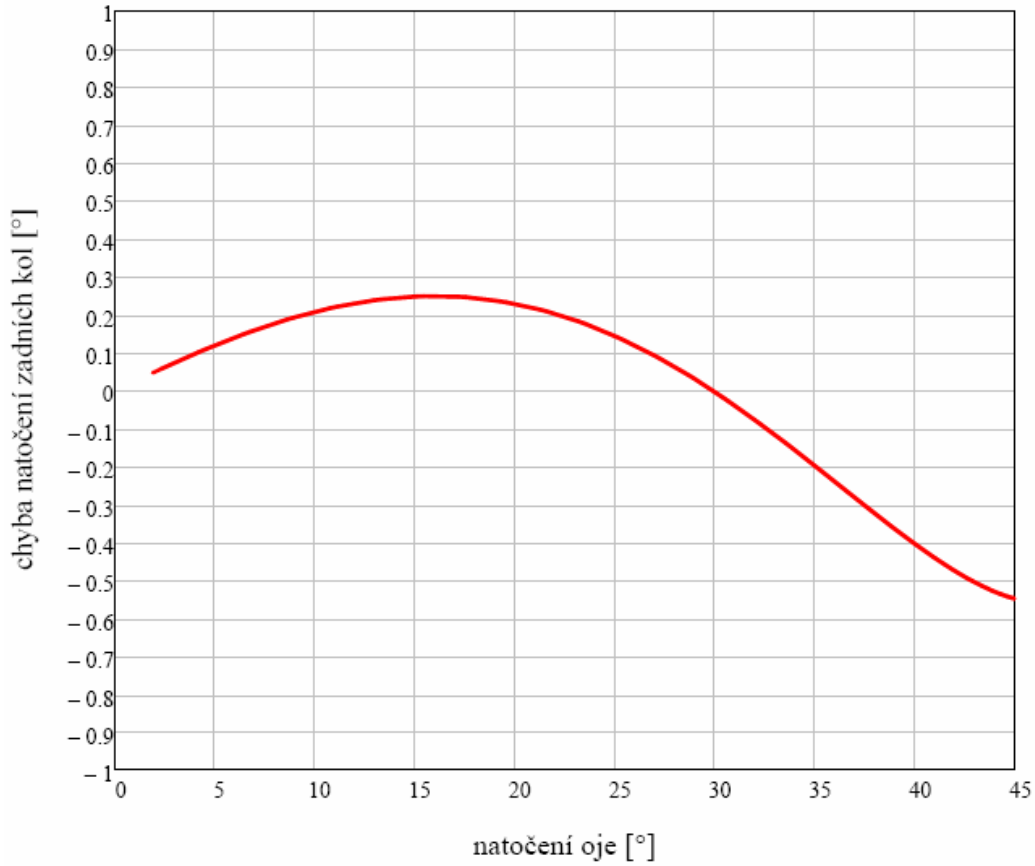
Celý mechanismus řízení přední a zadní nápravy jsem podle zde výše uvedeného základního návrhu a předchozích výpočtů a simulací popsaných v kapitole 7 vymodeloval v prostoru v programu Adams View. Zde jsem tedy provedl ověření a doladění navrženého mechanismu. Samotná simulace kinematiky probíhala tak, že byl zadán pohyb oje a měřeno natočení kol.

Hodnoty natočení kol a oje byly přímo zobrazeny v grafech Adams View. Simulace proběhla pro natočení oje vlevo i vpravo, tak aby se ověřilo zda mechanismus vykazuje na obě strany stejnou odchylku, tedy zda se chová souměrně na obě strany.
Na obrázku 8.8 je zobrazen graf vytvořený přímo v programu Adams View. Na ose x je vyneseno natočení oje ve stupních a na ose y odpovídající natočení všech kol přívěsu.

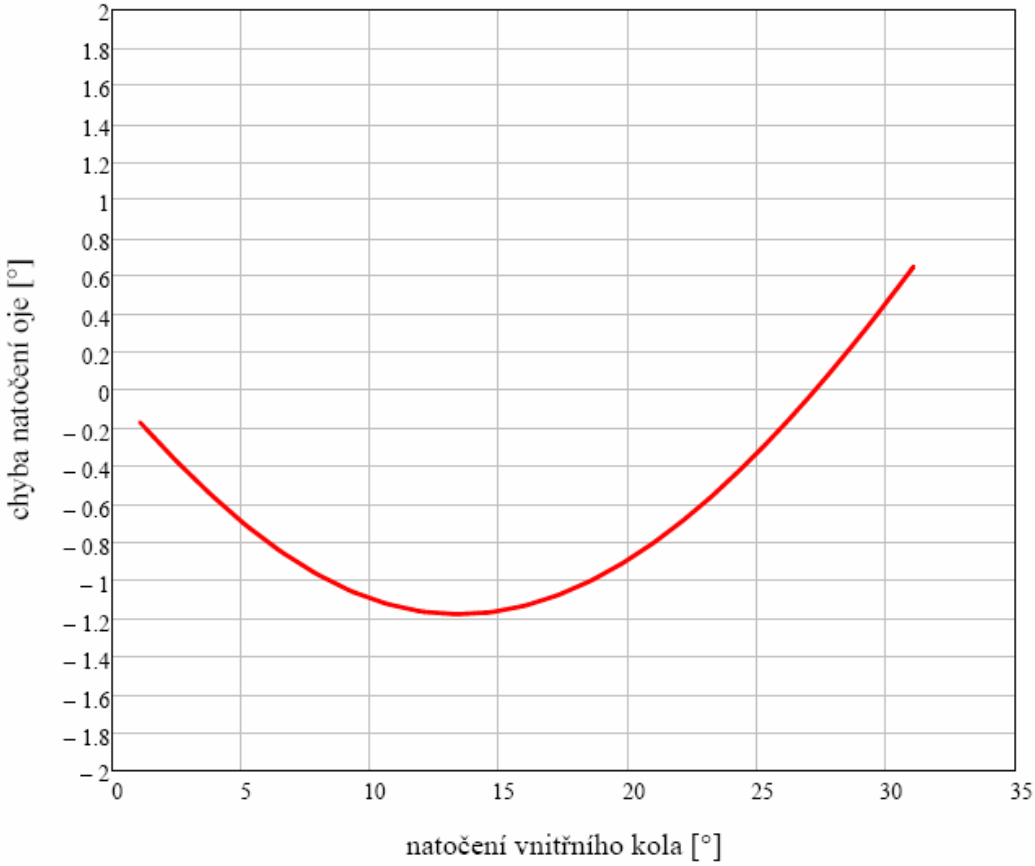


Obr. 8.8 Natočení kol přívěsu v závislosti na natočení oje

Hodnoty natočení kol a oje ve stupních z programu Adams View jsem exportoval jako numerická data a pro přesný výpočet odchylek jsem tyto data načetl v programu Mathcad do příslušných proměnných. Zde jsem je už mohl přesně porovnat s požadovaným teoretickým natočením kol a oje. Z tohoto porovnání jsem pak opět sestrojil křivky chyb pro zatáčení na obě strany. Nejprve jsem pro změřené natočení kol přední nápravy spočítal odpovídající teoretické natočení kol zadní nápravy. To jsem pak porovnal se skutečným natočením kol zadní nápravy a sestrojil křivku chyb, opět pro zatáčení vlevo i vpravo. Na tuto celkovou chybu má také vliv samotná chyba natočení kol zadní nápravy vůči sobě. Na obrázku 8.9 je znázorněna zde popsaná chyba natočení kol zadní nápravy při zatočení přívěsu vlevo.
Z grafu je patrné, že k vyšší chybě dochází při maximálním natočení oje, resp. minimálním poloměru zatáčení soupravy. Proto je tedy možno i tuto chybu považovat za akceptovatelnou.
Stejně jako v základním výpočtovém návrhu jsem i zde provedl výpočet chyby natočení oje. To znamená že pro naměřené natočení kol a oje jsem si vypočítal teoretické natočení oje, při kterém by k tomuto natočení kol mělo dojít a porovnal s naměřenými hodnotami. Poté jsem opět sestrojil z těchto dat křivku chyb pro zatáčení na obě strany. Na obrázku 8.10 je znázorněna zde popsaná chyba natočení oje při zatáčení vlevo v závislosti na natočení vnitřního kola přední nápravy.



Obr. 8.9 Křivka chyb natočení kol zadní nápravy



Obr. 8.10 Křivka chyb natočení oje

Vlastní výpočet chyb natočení včetně sestrojení křivek chyb v programu Mathcad je uvedeno i s popisem a dalšími závislostmi a grafy v příloze č.15. Na základě těchto výpočtů a grafů lze považovat mechanismu za symetrický pro zatáčení na obě strany.
Odlišné natočení přívěsu vůči tažnému autobusu dané již zde zmíněnou chybou natočení oje jsem ověřil také graficky. Konkrétně pro největší chybu natočení oje, která činí pro zatáčení vpravo 1,5° (viz. příloha č.15). V příloze č.22 je zobrazeno vzájemné postavení autobusu a přívěsu právě při této největší chybě. Pro porovnání je v příloze č.23 zobrazeno teoretické postavení autobusu a přívěsu dle stanovených požadavků v kapitole 6. Z těchto dvou grafických porovnání plyne, že přívěs oproti stanovým požadavkům více zajíždí směrem do středu otáčky. Tento rozdíl činní na obrysovém poloměru zatáčení přívěsu cca 50 mm. Stejně tak při sledovaní krajního stopového poloměru zatáčení kol přívěsu a zadních kol autobusu činí tento rozdíl cca 50mm, přičemž kola přívěsu stále opisují větší poloměr zatáčky než zadní kola autobusu s dostatečnou rezervou. Z tohoto pohledu lze tuto chybu považovat také za akceptovatelnou.

8.4 Předpokládané chování přívěsu s navrženým mechanismem řízení za autobusem SOR C12

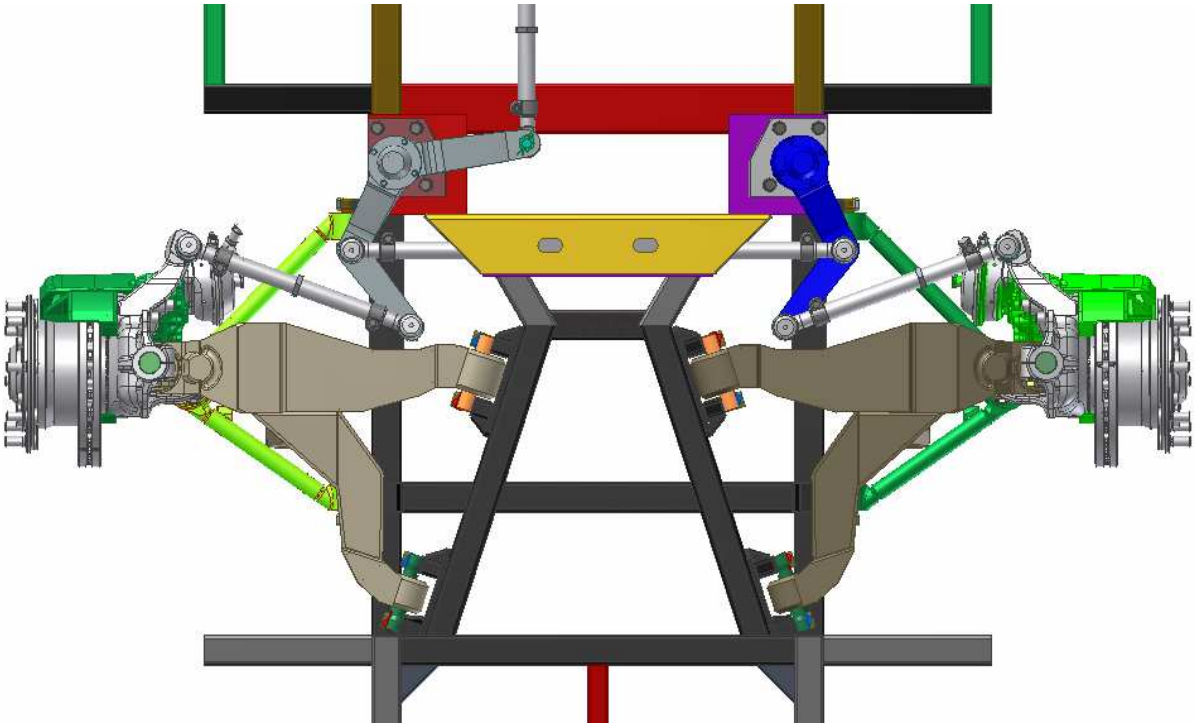
Jak jsem napsal v úvodu 5. kapitoly ověřím kinematické vlastnosti chování přívěsu za autobusem při průjezdu otáčkou také pro autobus SOR C12. Tento autobus má nejen větší rozvor a celkovou délku, ale také vyšší převis za zadní nápravou než autobus SOR C10,5, který byl pro návrh mechanismu řízení uvažován. Proto se bude přívěs za autobusem SOR C12 při průjezdu otáčkou chovat jinak.
V příloze č. 24 je tedy zobrazen průjezd soupravy přívěsu s autobusem SOR C12 pro minimální poloměr zatáčení tohoto autobusu. V příloze č. 25 je zobrazena tato souprava pro vnější obrysový poloměr zatáčení autobusu 12,5 metru, tedy pro požadavek předpisu EHK č. 36. Tento požadavek souprava přívěsu v kombinaci s autobusem SOR C12 také splňuje. Z obou nákresů je patrné, že za tímto autobusem by přívěs svým vnějším obrysem více vybočoval nad tažný autobus a naopak tedy na vnitřní straně otáčky zajíždí méně než za autobusem SOR C10,5.

9 Možné konstrukční řešení - vytvoření 3D modelu částí podvozku

Součástí této diplomové práce není pevnostní řešení podvozku, součástí řízení a náprav. Modely byly vytvořeny v programu Autodesk Inventor používaném v konstrukčním oddělení firmy SOR Libchavy spol. s r.o. Pro tvorbu modelů a sestav byly použity díly, které se používají na sériově používaných nápravách, tak jak to bylo řečeno a zdůvodněno v předchozích kapitolách. Díly jako jsou páky řízení a jejich uložení, spojovací tyče a táhla řízení byly vymodelovány dle stanovených kinematických požadavků a výpočtů, taktéž uvedených v předchozích kapitolách. A to tak aby se ověřila možnost reálné aplikace těchto výpočtů pro použití v konstrukci navrhovaného přívěsu za autobus.

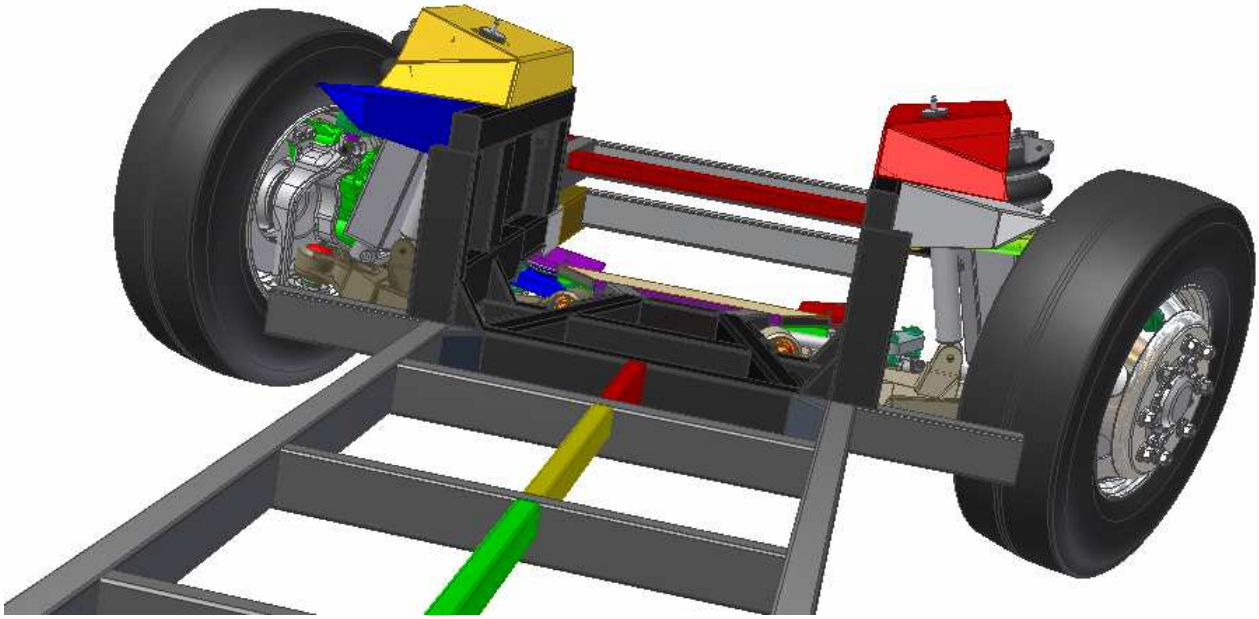
9.1 Přední náprava přívěsu

Na obrázku 9.1 je dolní pohled na model přední nápravy přívěsu. Z obrázku je patrné uložení dolních ramen pomocí silentbloků, které jsou včetně šroubů, horních a dolních ramen a kolových jednotek převzaty ze sériové přední nápravy autobusu SOR BN-12.
Dále je také patrné uložení řídících pák a tyčí, které byly vytvořeny dle výše uvedených kinematických požadavků. Na spojovacích tyčích řízení levého a pravého kola jsou také viditelné matice sloužící k seřizování sbíhavosti. Stejně tak matice na spojovací tyči od předlohové páky řízení přední nápravy, sloužící k seřizování geometrie řízení od oje přívěsu. Rám nápravy musí být změněn v části pro uložení řídících pák a v části pro průchod spojovací tyče řízení rámem.



Obr. 9.1 Dolní pohled na přední nápravu

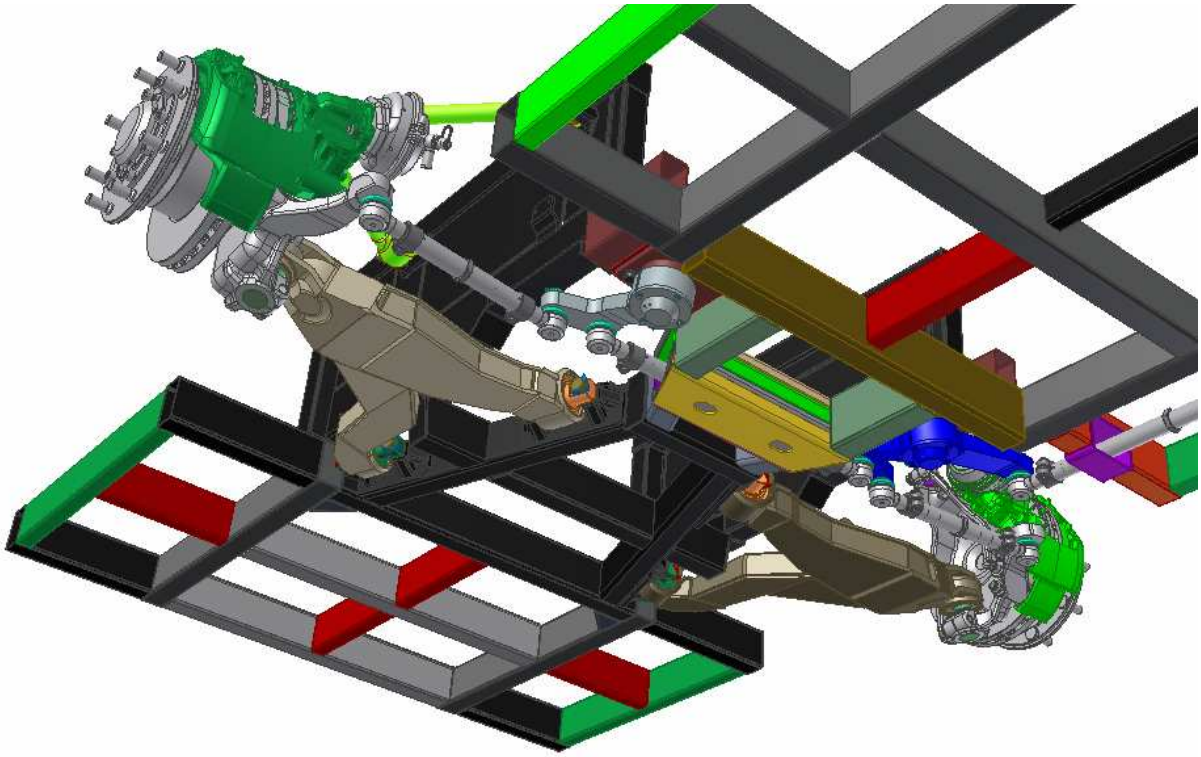
Dále je na obrázku 9.2 zobrazen pohled na přední nápravu při natočení kol vpravo. V tomto pohledu je sestava doplněna také o modely kol včetně pružících a tlumících jednotek, z obrázku je rovněž patrné rozdílné natočení pravého a levého kola.



Obr. 9.2 Natočení kol přední nápravy přívěsu

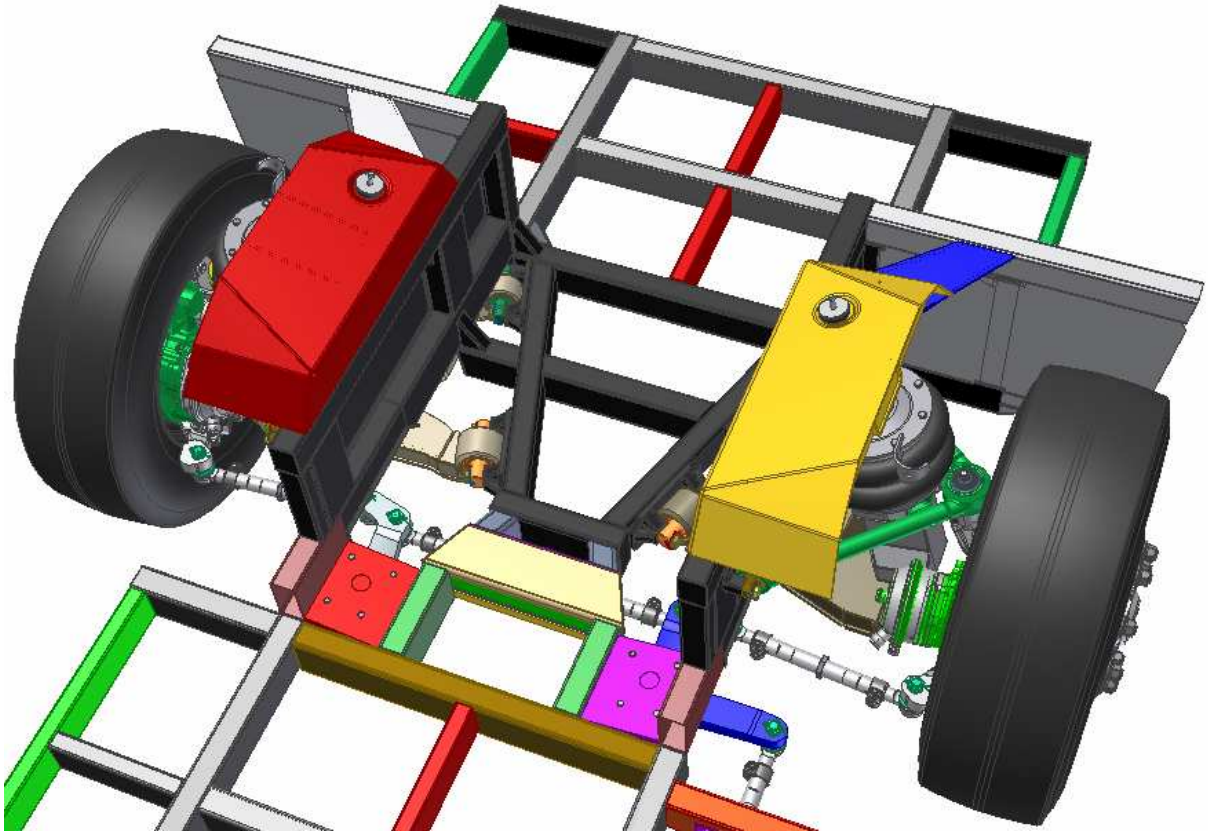
9.2 Zadní náprava přívěsu

Pohled na model zadní nápravy je zobrazen na obrázku 9.3, přičemž i zde platí, že ramena nápravy, včetně silentbloků a kolových jednotek jsou také převzata ze sériové přední nápravy autobusu SOR BN-12.



Obr. 9.3 Pohled na zadní nápravu přívěsu

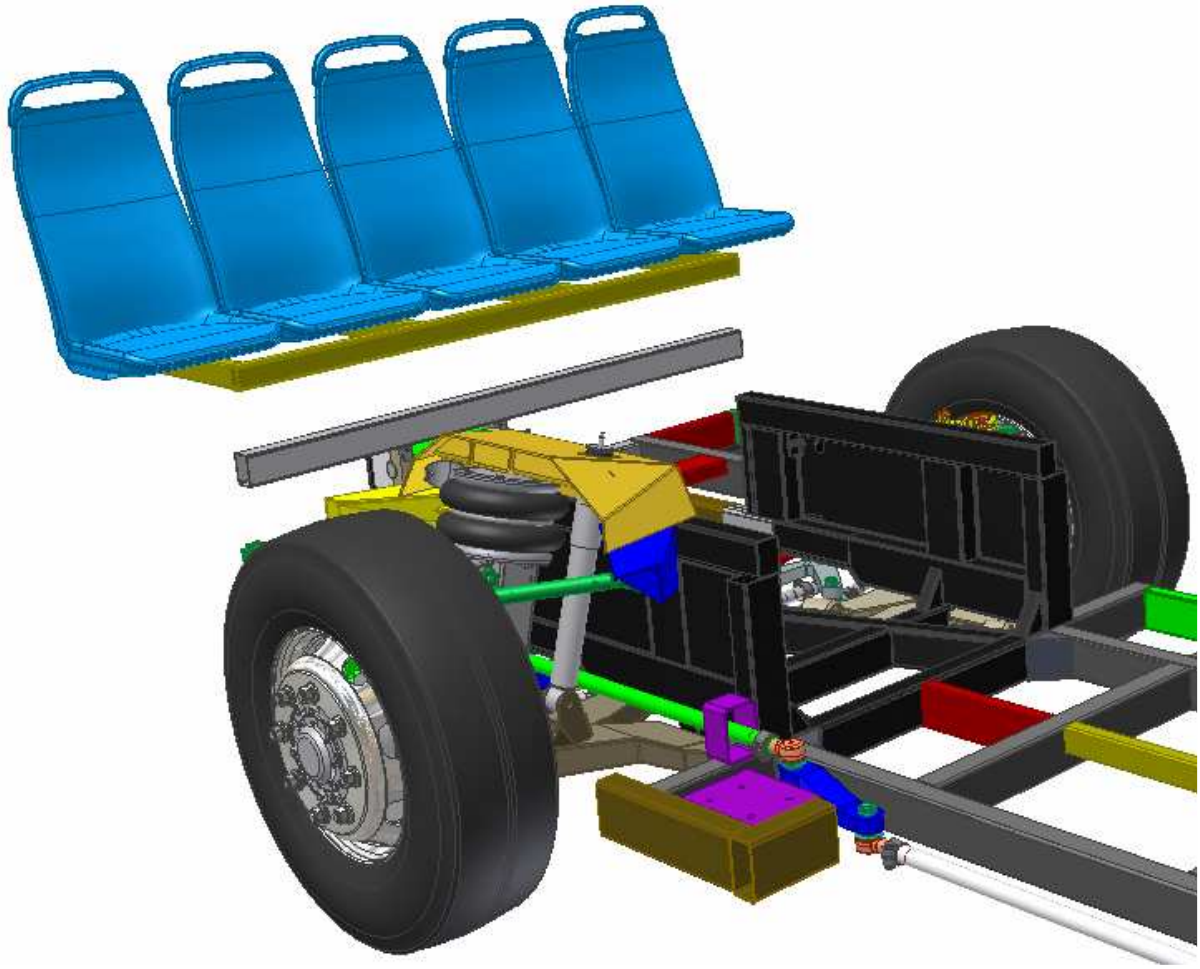
Na obrázku **9.4** je sestava zadní nápravy doplněna o modely kol, pružících a tlumících jednotek. Z obou obrázků je patrný rozdíl oproti přední nápravě. Změny se týkají tvaru řídích pák, místa jejich uložení a tedy i rámu nápravy a tyčí řízení.



Obr. 9.4 Pohled na zadní nápravu přívěsu včetně pružících jednotek

9.3 Návrhy pro další řešení podvozku přívěsu

Důležitou částí návrhu přívěsu bude i vyřešení uložení jeho tažné oje. Předpokládá se použití dvou čepů, přičemž kolem svislého čepu, jehož součástí bude i hlavní páka řízení, by se tažná oj natáčela a přenášela tak tento pohyb dále na mechanismu řízení. Vodorovný čep by sloužil pouze ke korekci výškové polohy oje. V tomto návrhu je mimo jiné třeba zvolit vhodná ložiska pro uložení a také například zvážit možnost použití silentbloků v uložení vodorovného čepu. Vytvoření dostatečného prostoru pro uložení oje lze dosáhnout zvýšením podlahy přívěsu před přední nápravou na 600 mm a tím i posunutí přední řady pětice sedadel do vyšší polohy, jak je to patrné z obrázku 9.5.
Vlastní tažná oj přívěsu bude svařená z ocelových profilů. Z toho vyplývá použití oka oje podle předpisu EHK číslo 55 odstavce 2.6.4.1, které definuje oko třídy D 50-A, což je „normalizované tažné oko pro čep 50 mm k uchycení svařením“[25]. Na obrázku 9.6 je zobrazen model oka tažné oje s rozměry dle tohoto předpisu.

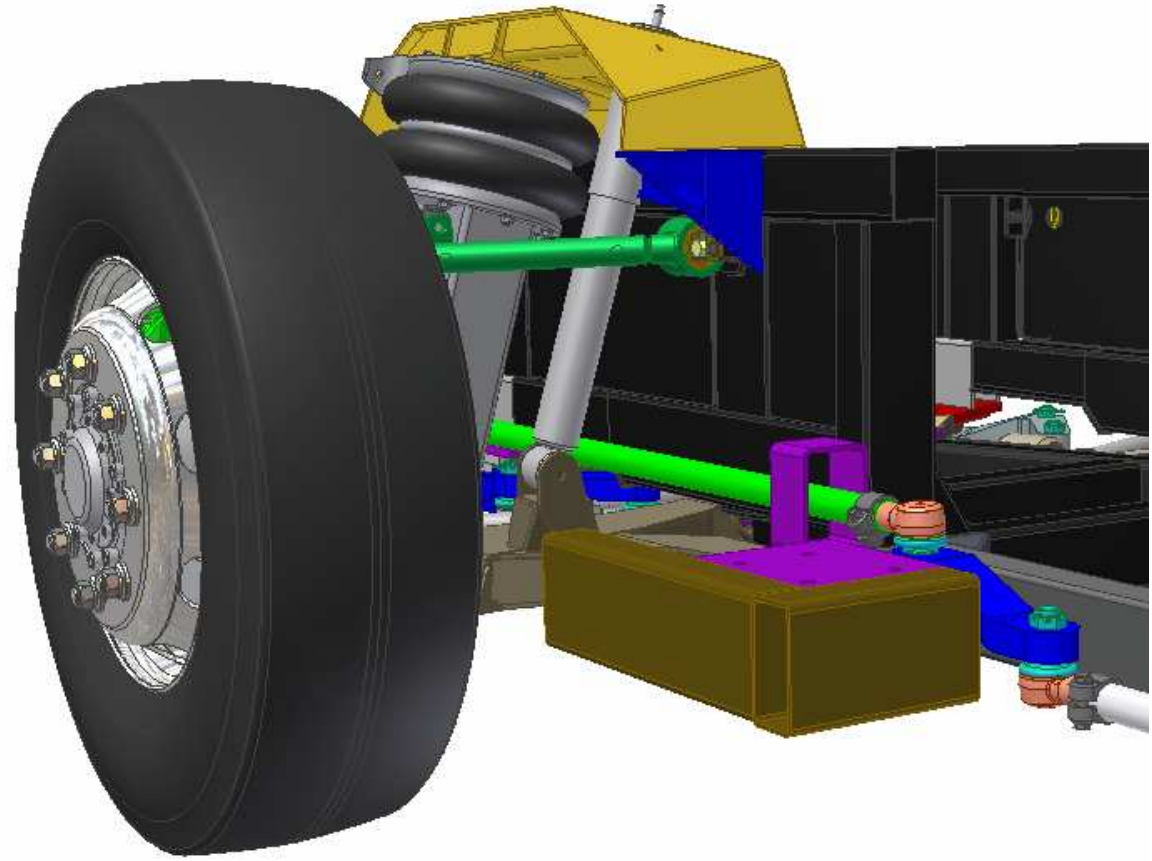


Obr. 9.5 Umístění přední řady sedadel

Obr. 9.6 Oko oje

Vzhledem k tomu, že táhlo sloužící pro řízení zadní nápravy přívěsu bude procházet mezi horním a dolním ramenem levého kola přední nápravy a dále by mělo pokračovat pod úrovní nebo v úrovni rámu, bude vhodné tento výškový rozdíl překonat například další vloženou pákou do mechanismu řízení, tak jak je to naznačeno na obrázku 9.7, na kterém je vidět i táhlo procházející nad dolním ramenem přední nápravy. Pokud by ovšem bylo rám v těchto

místech možno částečně zvýšit nebylo by to nutné. Touto další pákou v mechanismu řízení by bylo možno snížit dále i chybu natočení kol zadní nápravy vůči kolům přední nápravy a také korigovat případné možné změny na hlavní páce řízení. Tyto případné změny by mohly vyplynout z návrhu uložení oje a konstrukce jejího svislého čepu, což by znamenalo znovu provést výpočty kinematiky mechanismu řízení a poté provést potřebné změny poloměrů pák řízení.



Obr. 9.7 Průchod táhla mezi rameny nápravy

9.4 Vytvoření základních sestavných výkresů

Součástí této práce jsou také sestavné výkresy podvozku. Vzhledem k výše uvedeným doporučením a návrhům pro další řešení jsem vypracoval pouze základní sestavné výkresy přední nápravy, zadní nápravy, řízení přední nápravy a řízení zadní nápravy. S tím, že se jedná o základní sestavy, kde jsou zobrazeny pouze pozice dalších podsestav a součástí. Po dalším vyřešení konstrukce a řízení by k těmto základním výkresům byly vypracovány i sestavné výkresy se stejným číselným označením, ale sloužící pro seřizovaní geometrie zavěšení kol a seřízení řízení včetně vyznačení potřebných seřizovacích hodnot a vyznačením krajních poloh pák řízení.

Pro zde přiložené výkresy a kusovníky jsem použil označení používané ve firmě SOR Libchavy spol. s r.o. První číslo v označení výkresu vyjadřuje formát výkresu, písmenné označení spolu s další číslicí znamená označení vozidla (zde tedy konkrétně AP 9 označuje autobusový přívěs o celkové délce 9 metrů), následující trojčíslí znamená konstrukční skupinu vozidla, do které výkres spadá. Zde je tedy konkrétně použita skupina přední nápravy 004, zadní nápravy 005 a řízení 006. Poslední trojčíslí v označení výkresu vyjadřuje pořadí modelů resp. výkresů v dané skupině, přičemž označení 000 je vyhrazeno pro základní sestavy a od něj se postupně odvíjí další podsestavy a výkresy dané skupiny.

10 Závěr

V předložené diplomové práci se mi podařilo stručně zmapovat současný trend ve vysokokapacitní autobusové přepravě osob. Detailněji jsem se zaměřil na příklady souprav autobusů s přívěsy provozovaných v současné době v Evropě, konkrétně tedy v Rakousku a Německu. Dále jsem zmapoval historii používaných autobusových přívěsů v České republice, čímž jsem podložil jejich tradici v naší autobusové dopravě. Současně jsem zhodnotil možnost obnovení tohoto způsobu dopravy v České republice.

Vlastní návrh autobusového přívěsu jsem provedl pro českého výrobce autobusů SOR Libchavy, spol. s r.o. Jako tažná vozidla jsou tedy pro tento přívěs primárně určeny právě autobusy této značky a pro konstrukci přívěsu použity díly ze sériových autobusů SOR. Já jsem se konkrétně zabýval možností použití přední nápravy z nízkopodlažního autobusu SOR BN12 pro přední i zadní nápravu přívěsu. V této části bylo mým úkolem použít stávající nápravu a navrhnout mechanismus řízení obou náprav na základě natočení oje přívěsu s důrazem kladeným na možnost použití maximálního počtu dílů ze sériově vyráběných autobusů. Z provedených výpočtů a simulací vyplývá, že chyby vzájemného natočení kol a oje navrženého mechanismu řízení jsou akceptovatelné. Přičemž na obou nápravách přívěsu jsou použity původní těhlice kol a horní i dolní ramena nápravy. Jak jsem navíc naznačil bylo by možno tuto chybu i s těmito sériovými díly navíc ještě snížit.

Při návrhu mechanismu řízení se mi osvědčil ten postup, kdy jsem základní návrh provedl pouze v rovině a v prostoru jsem už tyto výpočty pouze ověřil a provedl případné přizpůsobení mechanismu. Tím se potvrdilo, že základní návrh provedený v rovině poskytuje dobrou informaci pro další postup při řešení mechanismu řízení.

V další fázi návrhu přívěsu by bylo třeba ještě provést další potřebné výpočty, včetně návrhu karoserie, interiéru a dalších částí přívěsu, tak aby se dal opět využít maximální počet dílů ze sériově vyráběných autobusů. Tím by byla zajištěna unifikace mezi autobusem a přívěsem jak v oblasti podvozku tak v oblasti karoserie a vznikla by možnost výroby přívěsu na stejné výrobní lince jako tažného autobusu, čímž by byly vytvořeny vhodné podmínky pro přijatelnou pořizovací cenu přívěsu pro dopravce. Pořizovací cena celé soupravy by pak mohla být blízká pořizovací ceně kloubového autobusu.

V České republice zatím neexistuje žádný výrobce autobusových přívěsů, který by nabídl levnější alternativu k přívěsům švýcarské a německé výroby. Pro dopravní společnosti by nasazení autobusových přívěsů neznamenalo pouze úsporu pohonných hmot, ale také snížení personálních nákladů a také ten samotný fakt, že se potýkají s nedostatkem kvalifikovaných řidičů. Impulsem pro samotné výrobce by naopak bylo nutné samozřejmě také vyjádření dopravních společností. Právě z ekonomického hlediska výrobce by pro něj byla v prvních letech výroby přívěsu výhodná série přibližně 30 kusů přívěsů.

Jak jsem rovněž podrobněji uvedl v práci, je možné při dnešním stavu používaných systémů a elektroniky vozidel dostatečně zajistit bezpečnost provozu a přepravovaných cestujících. V minulosti byla právě nedostatečná bezpečnost a následné nehody autobusových přívěsů impulsem pro jejich vyřazení z provozu a setrvávající zákaz jejich používání v současně platných zákonech České republiky. Do budoucna není ovšem možno vyloučit změnu postoje Ministerstva dopravy a udělení výjimky pro zkušební provoz souprav a po vyhodnocení tohoto provozu možnost změny ve stávající legislativě. Tedy obdobný postup při řešení problému provozu souprav autobusů přívěsy jako v sousedním Rakousku a Německu. Vzhledem k uvedeným pozitivním ekologickým dopadům by pro nasazení souprav mohlo vyjádřit kladný postoj i Ministerstvo životního prostředí.

11 Seznam použitých zdrojů

11.1 Knihy

[1] BÜHLER, O. P. Omnibustechnik, 1. Auflage, Braunschweig/Wiesbaden 2000. ISBN 3-528-03928-0
[2] HARÁK, M. Encyklopedie československých autobusů a trolejbusů II, 1. vydání, Praha 2006. ISBN 80-86116-31-X
[3] JAN, Z., ŽDÁNSKÝ B. Automobily 1 - Podvozky, 1. vydání, Brno 2000. ISBN: Schvalovací doložka MŠMT ČR: Č.j. 16 916/2001 - 23 dne 4. 5. 2001 k zařazení do seznamu učebnic pro střední školy s dobou platnosti 6 let
[4] PŘIKRYL, K. Kinematika, 3. přepracované vydání, Brno 2003. ISBN 80-214-2412-5
[5] REIMPELL, J. Lenkung, 1. Auflage, 1984. ISBN 3-8023-039-9
[6] REIMPELL, J. Radaufhängungen, 1. Auflage, 1986. ISBN 3-8023-0738-0
[7] VLK, F. Automobilová elektronika: systémy řízení podvozku a komfortní systémy, díl 2., 1. vydání, Brno 2006. ISBN 80-239-7062-3
[8] VLK, F. Dynamika motorových vozidel, 2. vydání, Brno 2003. ISBN 80-239-0024-2
[9] VLK, F. Podvozky motorových vozidel, 2. vydání, Brno 2003. ISBN 80-239-0026-9
[10] VLK, F. Stavba motorových vozidel, 1. vydání, Brno 2003. ISBN 80-238-8757-2

11.2 Časopisy

[11] FRITSCH, R. Der Linienbus mit Personenanhänger, Der Nahverkehr, roč. 96, č. 12, s.2-6

11.3 Internetové zdroje

[12] Historie firmy Karosa [online], poslední revize 3. 10. 2007, dostupné z <http://www.karosa.cz/main.php?show=history&language=czech>
[13] Historie pražské autobusové a trolejbusové dopravy [online], poslední revize 10. 1. 2008, dostupné z <http://www.feudal.cz/listy/html/autobusy_a_trolejbusy.htm>
[14] Informace o autobusové dopravě [online], poslední revize 15. 2. 2008, dostupné z <http://www.autobusovenoviny.cz/>
[15] Informace o autobusové dopravě [online], poslední revize 20. 3. 2008, dostupné z <http://www.busportal.cz/>
[16] Internetové stránky mezinárodního dopravce Veolia transport [online], poslední revize 16. 2. 2008, dostupné z <http://www.veolia-transport.cz>
[17] Internetové stránky rakouského dopravce Postbus [online], poslední revize 16. 2. 2008, dostupné z < http://www.postbus.at/>
[18] Internetové stránky výrobce autobusů Göppel [online], poslední revize 20. 2. 2008, dostupné z < http://www.goeppel-bus.de/>
[19] Internetové stránky výrobce autobusů a trolejbusů Hess [online], poslední revize 5. 12. 2007, dostupné z <http://www.hess-ag.ch/>
[20] Internetové stránky výrobce autobusů Man [online], poslední revize 20. 2. 2008, dostupné z <http://www.man - mn.com/en/Products_&_solutions/MAN_Bus/ MAN_Bus.jsp>
[21] Internetové stránky výrobce autobusů Neoplan [online], poslední revize 25. 1. 2008, dostupné z < http://www.neoplan.de>
[22] Internetové stránky výrobce autobusů Volvo [online], poslední revize 12. 1. 2008, dostupné z <http://www.volvo.com/bus/>

11.4 Normy a vyhlášky

[23] Vyhláška Ministerstva dopravy České republiky č. 100/2003 Sb. O schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích.

[24] Dohoda o přijetí jednotných technických pravidel pro kolová vozidla, zařízení a části, které se mohou montovat a nebo užít na kolových vozidlech a o podmínkách pro vzájemné uznávání homologací, udělených na základě těchto pravidel EHK - OSN, předpis č. 36, Revize 2, 2001: Jednotná ustanovení pro homologaci autobusů z hlediska jejich celkové konstrukce.

[25] Dohoda o přijetí jednotných technických pravidel pro kolová vozidla, zařízení a části, které se mohou montovat a nebo užít na kolových vozidlech a o podmínkách pro vzájemné uznávání homologací, udělených na základě těchto pravidel EHK - OSN, předpis č. 55, Revize 2, 2001: Jednotná ustanovení pro homologaci mechanických zařízení a součástí ke spojení souprav vozidel.

Pozn.: Vzhledem k tomu, že vlastní text diplomové práce neobsahuje žádné výpočty a vztahy, není na tomto místě uveden seznam použitých zkratek a symbolů. Výpočty a odvození potřebných vztahů je uvedeno v příslušných přílohách, kde jsou významy jednotlivých označení a symbolů bezprostředně popsány.

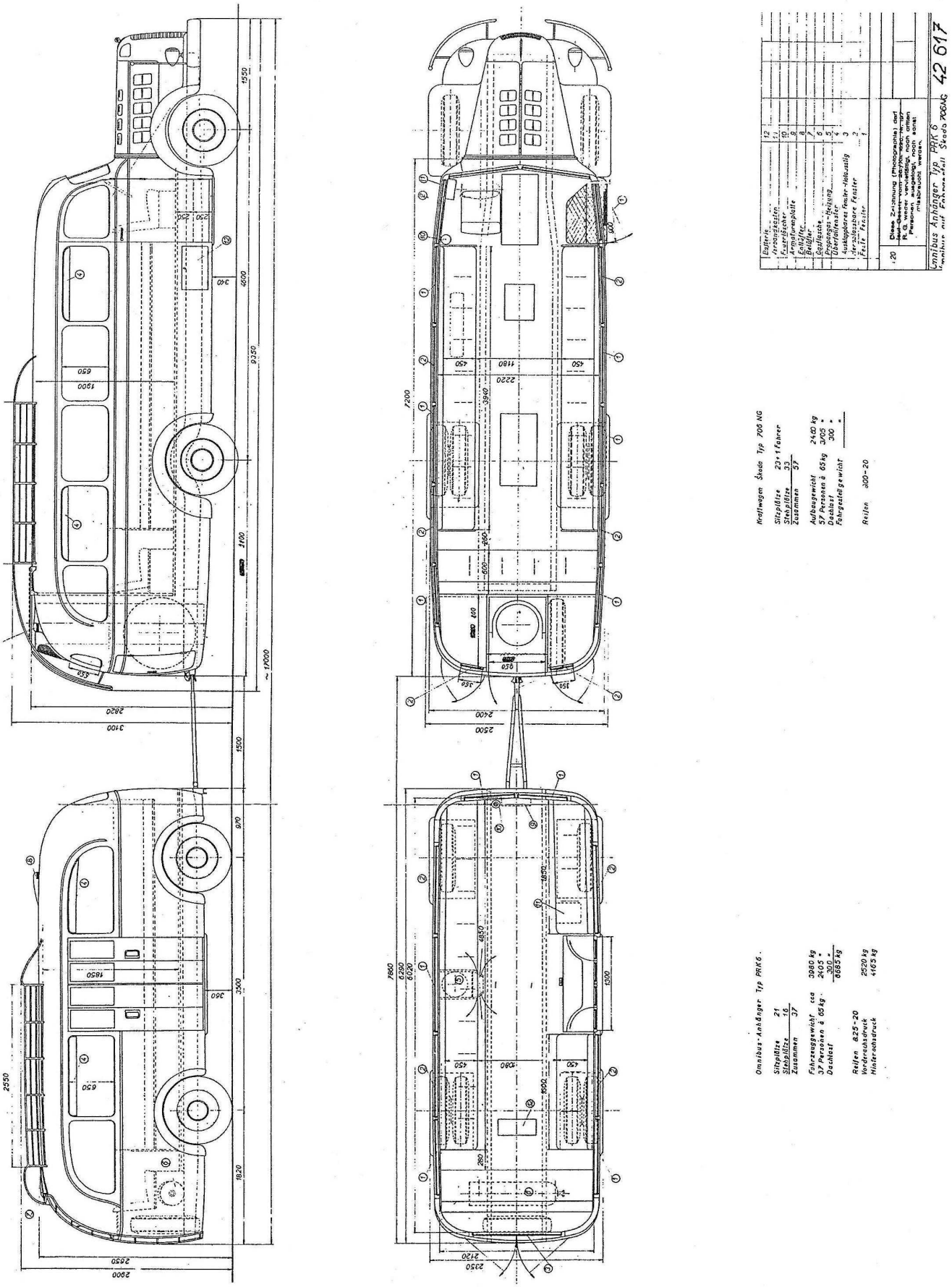
12 Seznam příloh

Příloha č.1. Základní rozměry soupravy Škody 706 NG s přívěsem Sodomka
Příloha č.2. Základní rozměry soupravy Hess
Příloha č.3. Základní rozměry autobusu SOR C10,5 s navrhovaným přívěsem
Příloha č.4. Základní rozměry autobusu SOR C12 s navrhovaným přívěsem
Příloha č.5. První varianta zatáčení - odvození závislostí a sestrojení grafů
Příloha č.6. Druhá varianta zatáčení - odvození závislostí a sestrojení grafů
Příloha č.7. Třetí varianta zatáčení - odvození závislostí a sestrojení grafů
Příloha č.8. Základní výpočtový návrh lichoběžníku řízení přední nápravy
Příloha č.9. Stanoveni odchylek natočení kol přední nápravy přívěsu na základě naměřených dat ze simulace v programu Adams View
Příloha č.10. Základní výpočtový návrh lichoběžníku řízení zadní nápravy
Příloha č.11. Stanoveni odchylek natočení kol zadní nápravy přívěsu na základě naměřených dat ze simulace v programu Adams View
Příloha č.12. Sestrojení grafů změn hodnot geometre zavěšení kol náprav při propružení kola na základě naměřených dat ze simulace v programu Adams View
Příloha č.13. Základní výpočtový návrh mechanismu řízení přední nápravy přívěsu od oje
Příloha č.14. Základní výpočtový návrh mechanismu řízení zadní nápravy přívěsu od oje
Příloha č.15. Stanoveni odchylek vzájemného natočení kol a oje přívěsu na základě naměřených dat ze simulace v programu Adams View
Příloha č.16. První varianta zatáčení pro minimální poloměr zatáčení autobusu SOR C 10,5
Příloha č.17. První varianta zatáčení pro poloměr zatáčení 12,5 m autobusu SOR C 10,5
Příloha č.18. Druhá varianta zatáčení pro minimální poloměr zatáčení autobusu SOR C 10,5
Příloha č.19. Druhá varianta zatáčení pro poloměr zatáčení 12,5 m autobusu SOR C 10,5
Příloha č.20. Třetí varianta zatáčení pro minimální poloměr zatáčení autobusu SOR C 10,5
Příloha č.21. Třetí varianta zatáčení pro poloměr zatáčení 12,5 m autobusu SOR C 10,5

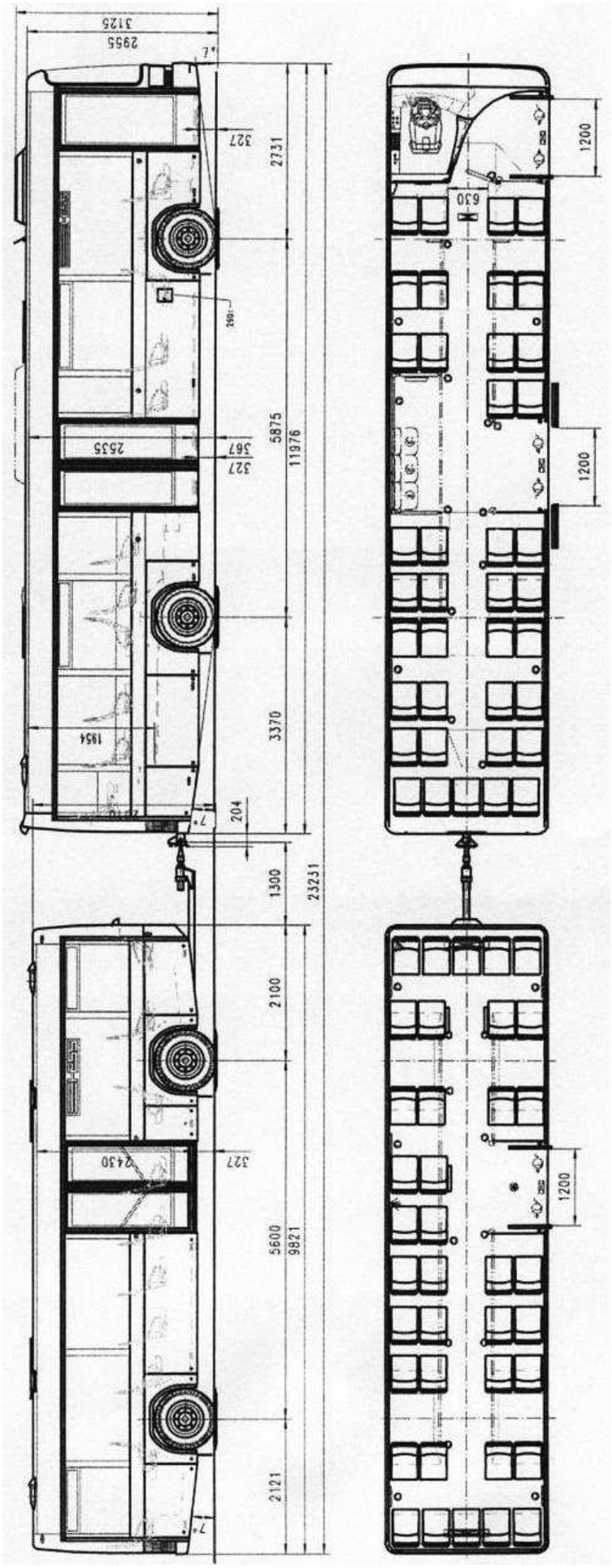
Příloha č.22. Grafické znázornění postavení přívěsu za autobusem při největší chybě vzájemného natočení kol a oje přívěsu
Příloha č.23. Grafické znázornění požadovaného teoretického postavení přívěsu za autobusem při největší chybě vzájemného natočení kol a oje přívěsu
Příloha č.24. Průjezd soupravy zatáčkou pro minimální poloměr zatáčení autobusu SOR C 12
Příloha č.25. Průjezd soupravy zatáčkou pro poloměr zatáčení 12,5 m autobusu SOR C 12
Příloha č.26. Výkres 0 AP9 004 000 Přední náprava
Příloha č.27. Kusovník 0 AP9 004 000 Přední náprava
Příloha č.28. Výkres 2 AP9 006 002 Řízení přední nápravy
Příloha č.29. Kusovník 2 AP9 006 002 Řízení přední nápravy
Příloha č.30. Výkres 0 AP9 005 000 Zadní náprava
Příloha č.31. Kusovník 0 AP9 005 000 Zadní náprava
Příloha č.32. Výkres 2 AP9 006 001 Řízení zadní nápravy
Příloha č.33. Kusovník 2 AP9 006 001 Řízení zadní nápravy

13 Přílohy

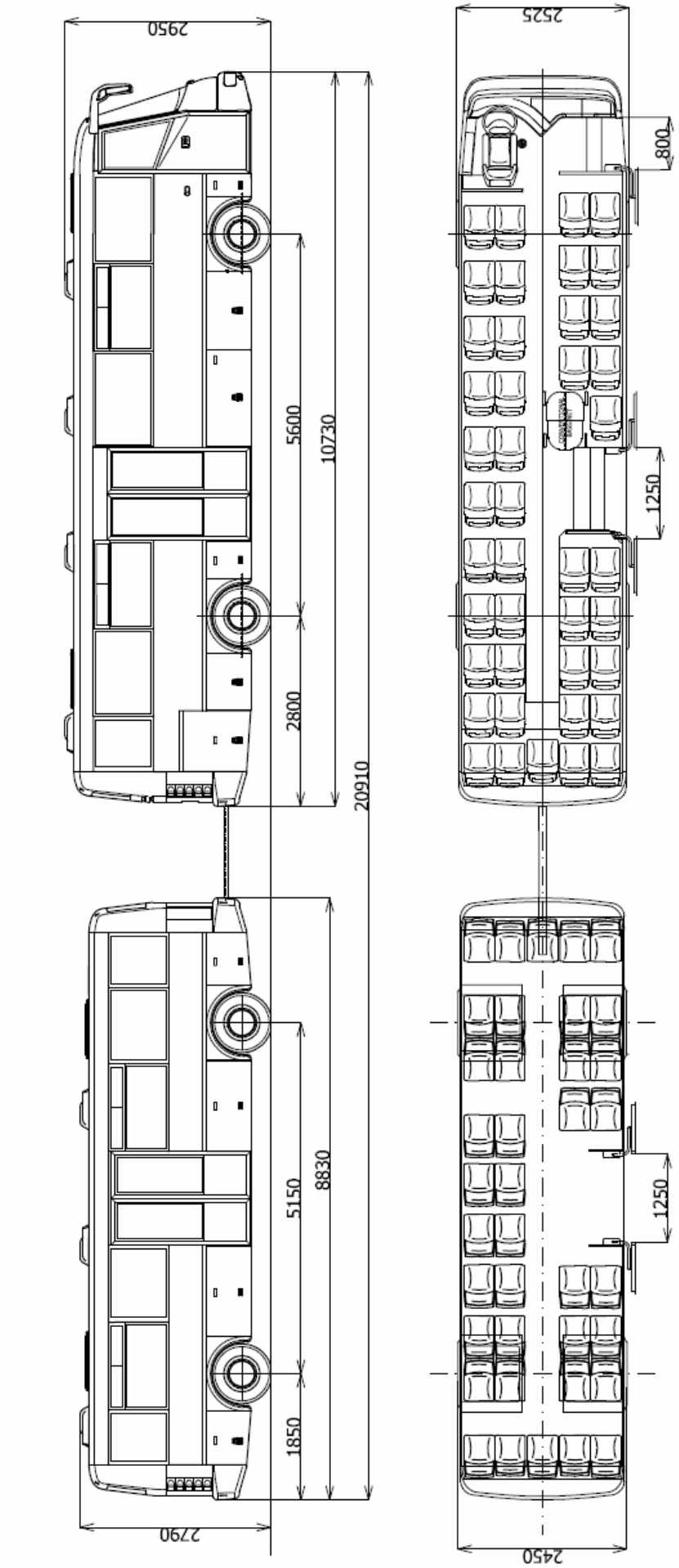
13.1 Příloha č. 1 - Základní rozměry soupravy Škody 706 NG s přívěsem Sodomka PRK



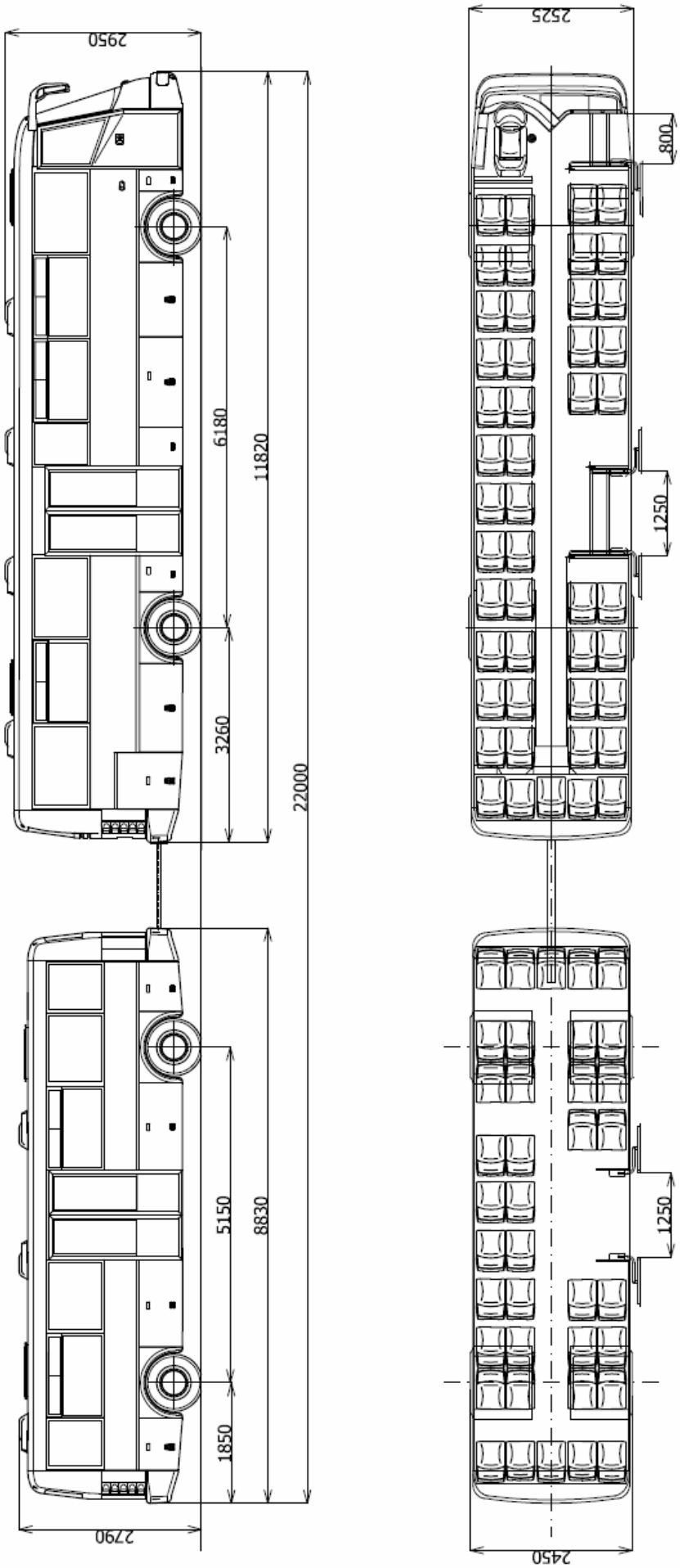
13.2 Příloha č.2 - Základní rozměry soupravy Hess



13.3 Příloha č. 3 - Základní rozměry autobusu SOR C10,5 s navrhovaným přívěsem

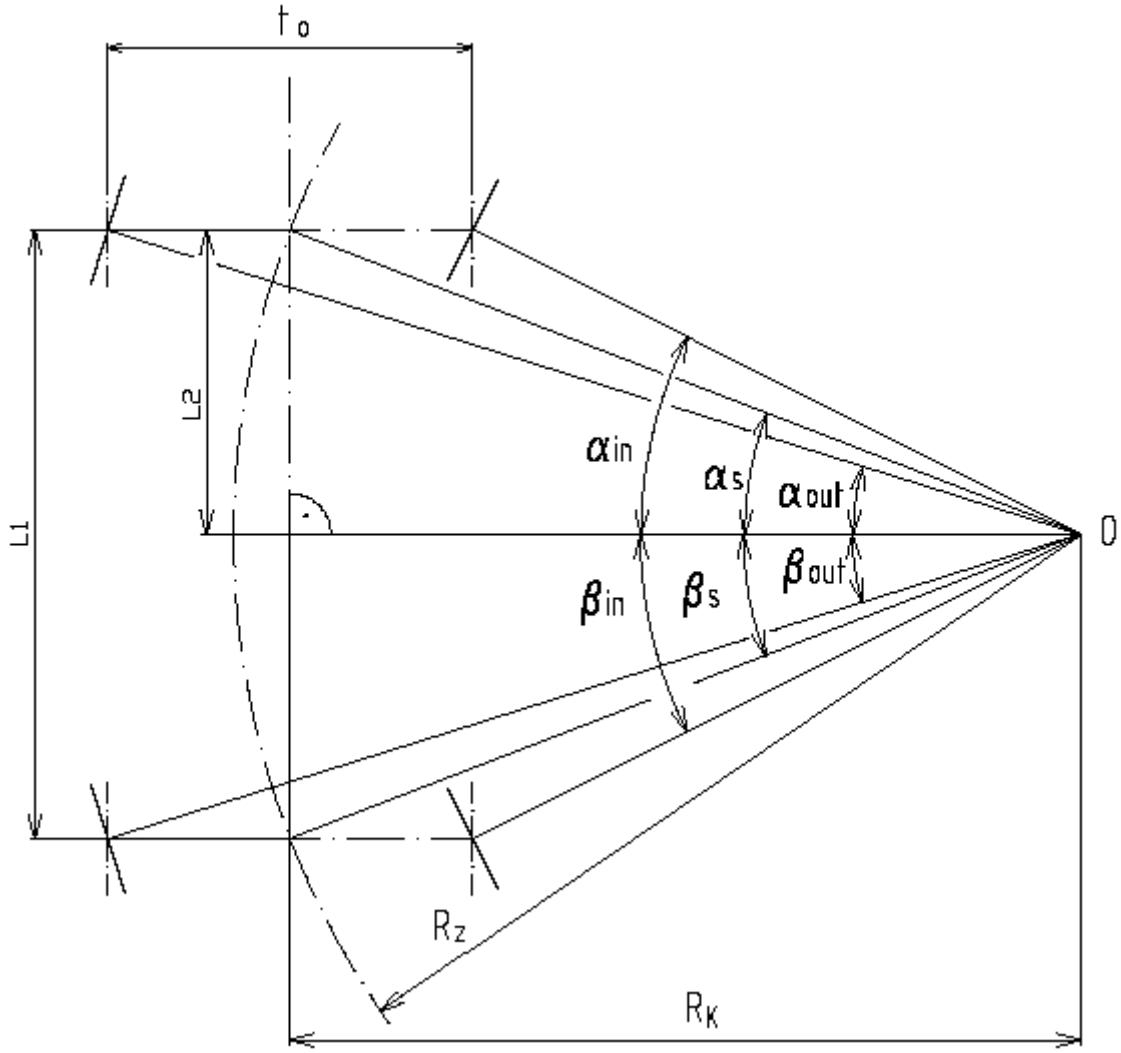


13.4 Příloha č. 4 - Základní rozměry autobusu SOR C12 s navrhovaným přívěsem



13.5 Příloha č. 5 - První varianta zatáčení - odvození závislostí a sestrojení grafů

schématický nákres pro výpočet natočení kol přívěsu:



Definování potřebných proměnných a konstant pro výpočet:

odkrokování poloměru zatáčení

$$i = 0..300$$

poloměr zatáčení
(ke středu zadní nápravy autobusu, resp.
ke středu obou os náprav přívěsu)

$$R_{z_i} = (5700 + 500 \cdot i)\text{mm}$$

rozvor náprav přívěsu:

$$L_1 = 5150\text{mm}$$

poloviční hodnota rozvoru náprav přívěsu
(pro výpočet natočení kol)

$$L_2 = \frac{L_1}{2}$$

rozchod kol přívěsu:
(resp. i přední nápravy autobusů SOR)

$$t_o = 2030\text{mm}$$

poloměr zatáčení ke středu podélné
osy přívěsu:

$$R_{K_i} = \sqrt{\left[\left(R_{z_i}\right)^2 - L_2^{\,2}\right]}$$

Teoretické natočení předních kol přívěsu:

Střední hodnota úhlu natočení předních kol přívěsu: $$\alpha_{s_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{R_{K_i}}\right)$$

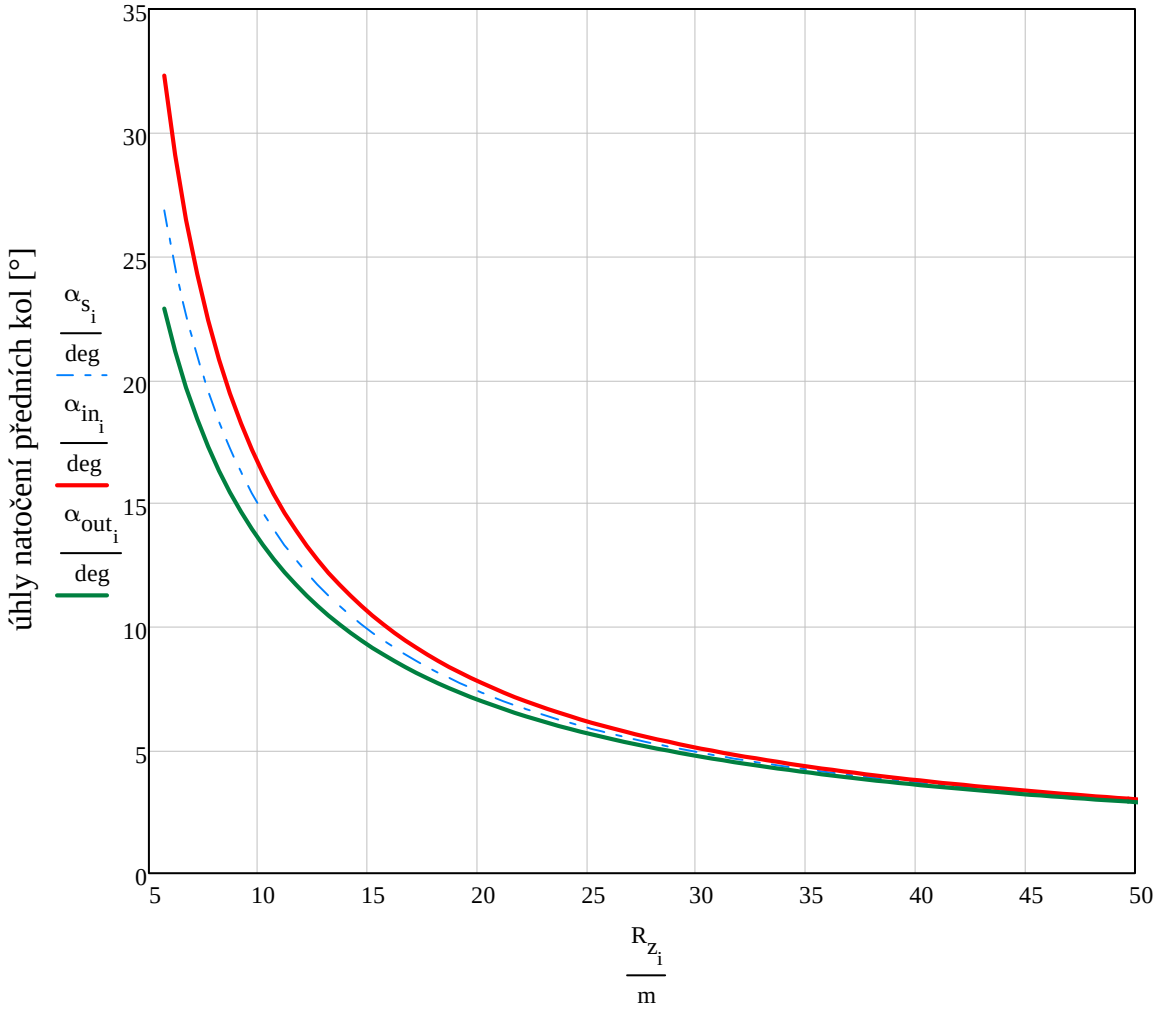
Úhel natočení vnitřních kol přední nápravy přívěsu: $$\alpha_{in_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{R_{K_i} - \frac{t_o}{2}}\right)$$

Úhel natočení vnějších kol přední nápravy přívěsu: $$\alpha_{out_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{R_{K_i} + \frac{t_o}{2}}\right)$$

Část výpisu hodnot poloměrů zatáčení v metrech a tomu odpovídajících hodnot natočení předních kol přívěsu ve stupních:

$\frac{R_{z_i}}{m} =$	$\frac{R_{K_i}}{m} =$	$\frac{\alpha_{s_i}}{deg} =$	$\frac{\alpha_{in_i}}{deg} =$	$\frac{\alpha_{out_i}}{deg} =$
5.7	5.085	26.856	32.319	22.885
6.2	5.64	24.54	29.107	21.153
6.7	6.185	22.602	26.474	19.678
7.2	6.724	20.955	24.278	18.404
7.7	7.257	19.537	22.419	17.292
8.2	7.785	18.302	20.824	16.31
8.7	8.31	17.216	19.442	15.437
9.2	8.832	16.254	18.232	14.654
9.7	9.352	15.395	17.164	13.949
10.2	9.87	14.623	16.215	13.31
10.7	10.386	13.925	15.365	12.728
11.2	10.9	13.292	14.601	12.195
11.7	11.413	12.714	13.909	11.706
12.2	11.925	12.185	13.28	11.254
12.7	12.436	11.698	12.705	10.837
13.2	12.946	11.249	12.179	10.45
13.7	13.456	10.834	11.694	10.09
14.2	13.965	10.448	11.246	9.754
14.7	14.473	10.089	10.832	9.44
15.2	14.98	9.753	10.447	9.145
15.7	15.487	9.44	10.089	8.869
16.2	15.994	9.146	9.754	8.609
16.7	16.5	8.87	9.441	8.363
17.2	17.006	8.61	9.148	8.132
17.7	17.512	8.365	8.872	7.913
18.2	18.017	8.134	8.612	7.705
...	...	...	...	...

Grafické znázornění teoretického natočení předních kol přívěsu v závislosti na poloměru zatáčení:



Teoretické natočení zadních kol přívěsu:

Vzhledem k tomu, že hodnota L2 byla zvolena jako polovina hodnoty rozvoru náprav přívěsu L1, hodnota úhlu natočení zadních kol přívěsu je shodná s hodnotou úhlu natočení předních kol přívěsu.

Střední hodnota úhlu natočení zadních kol přívěsu:

$$\beta_{s_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_1 - L_2}{R_{K_i}}\right)$$

Úhel natočení vnitřních kol zadní nápravy přívěsu:

$$\beta_{in_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_1 - L_2}{R_{K_i} - \frac{t_o}{2}}\right)$$

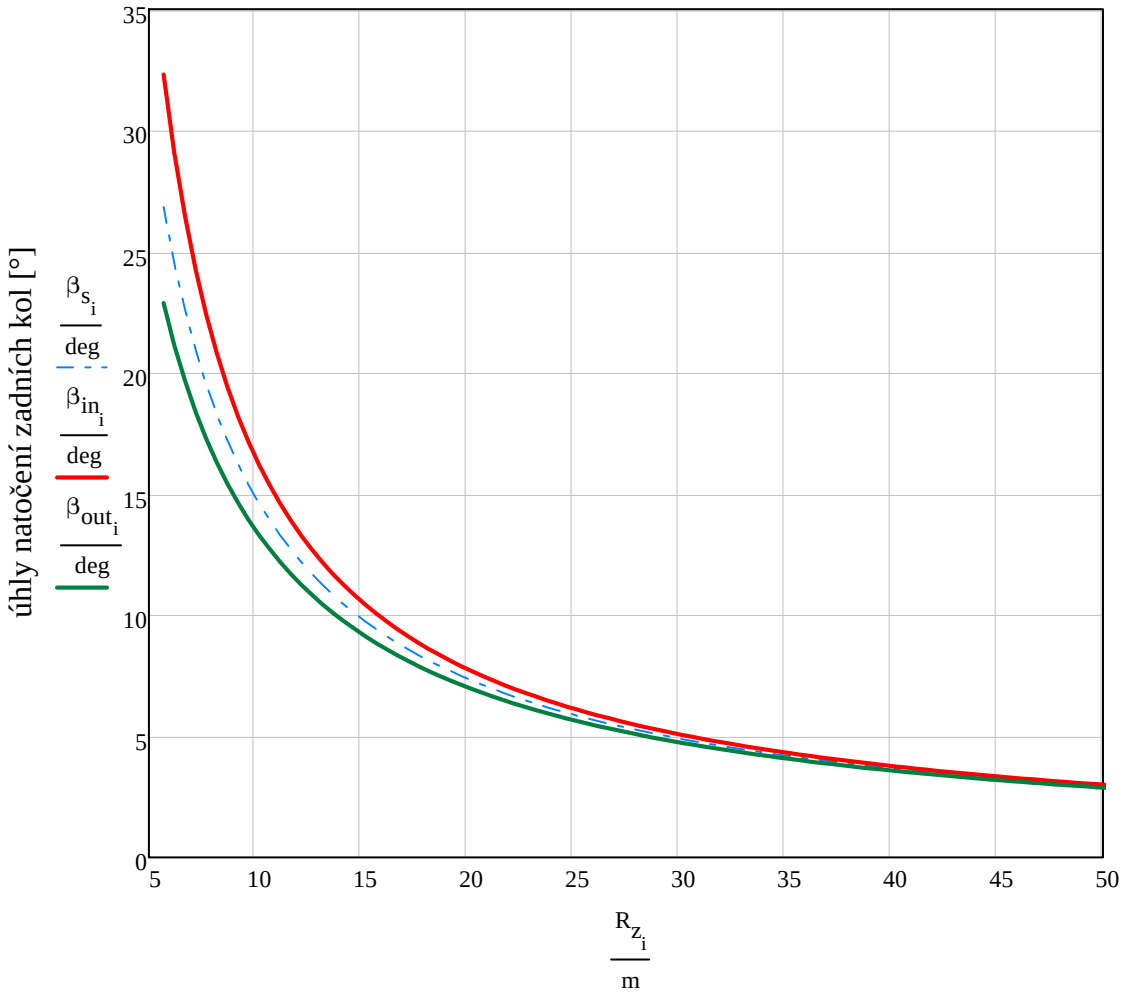
Úhel natočení vnějších kol zadní nápravy přívěsu:

$$\beta_{out_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_1 - L_2}{R_{K_i} + \frac{t_o}{2}}\right)$$

Část výpisu hodnot poloměrů zatáčení v metrech a tomu odpovídajících hodnot natočení zadních kol přívěsu ve stupních

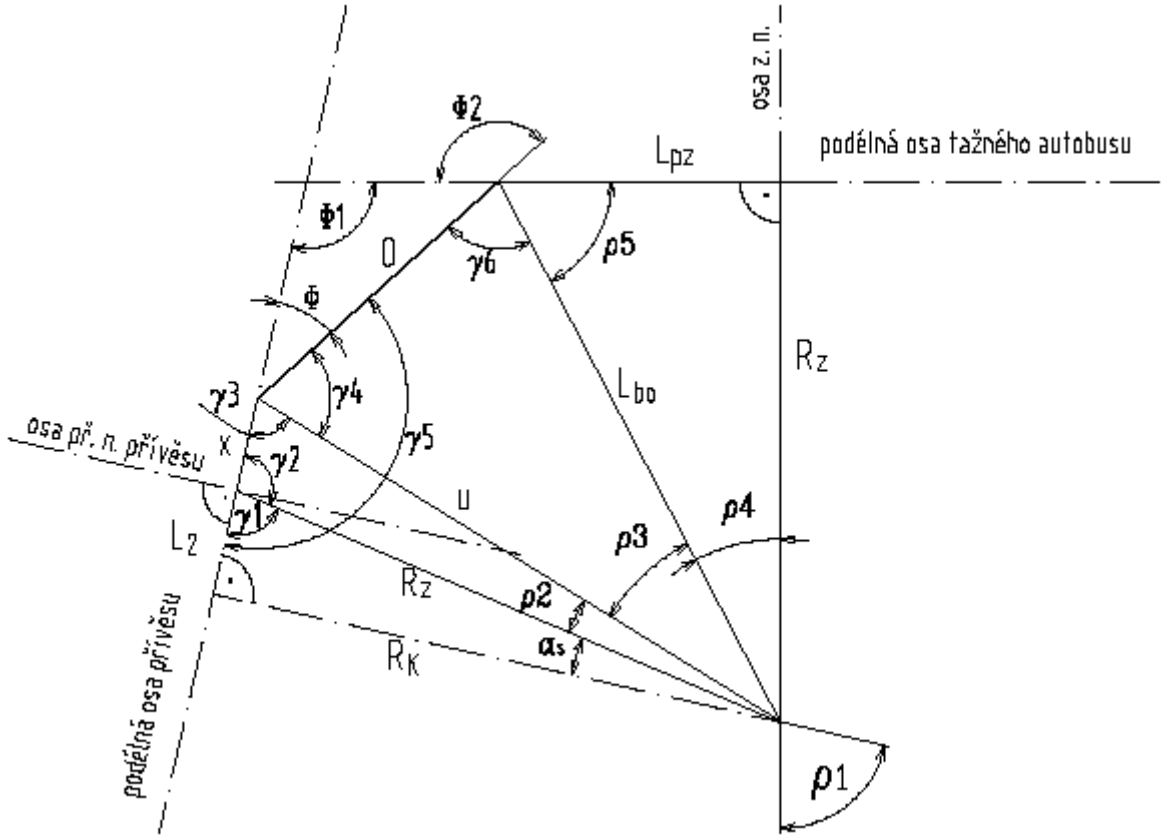
R_{z_i} / m =	R_{K_i} / m =	β_{s_i} / deg =	β_{in_i} / deg =	β_{out_i} / deg =
5.7	5.085	26.856	32.319	22.885
6.2	5.64	24.54	29.107	21.153
6.7	6.185	22.602	26.474	19.678
7.2	6.724	20.955	24.278	18.404
7.7	7.257	19.537	22.419	17.292
8.2	7.785	18.302	20.824	16.31
8.7	8.31	17.216	19.442	15.437
9.2	8.832	16.254	18.232	14.654
9.7	9.352	15.395	17.164	13.949
10.2	9.87	14.623	16.215	13.31
10.7	10.386	13.925	15.365	12.728
11.2	10.9	13.292	14.601	12.195
11.7	11.413	12.714	13.909	11.706
12.2	11.925	12.185	13.28	11.254
...	...	...	...	...

Grafické znázornění teoretického natočení zadních kol přívěsu v závislosti na poloměru zatáčení:



Výpočet vzájemného natočení oje a přívěsu:

schématický nákres k následujícímu výpočtu:



převis za zadní nápravou autobusu SOR C 10,5: $L_{pz} = 2800mm$

vzdálenost středu otáčení oje na přívěsu od středu přední nápravy přívěsu: $x = 1000mm$

délka oje: $O = 2180mm$

délka spojnice otočného bodu tažného závěsu na autobusu a středu otáčení soupravy: $L_{bo_i} = \sqrt{\left[\left(R_{z_i}\right)^2 + L_{pz}^2\right]}$

úhel u vrcholu otočného bodu tažného závěsu na autobusu (úhel mezi podélnou osou autobusu a spojnicí otočného bodu tažného závěsu autobusu se středem otáčení soupravy): $\rho_{5_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{R_{z_i}}{L_{pz}}\right)$

úhel u vrcholu středu přední nápravy přívěsu (úhel mezi spojnicí středu přední nápravy přívěsu se středem otáčení soupravy a podélnou osou přívěsu) $\gamma_{1_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{R_{K_i}}{L_2}\right)$

úhel mezi podélnou osou přívěsu a spojnicí středu otáčení soupravy se středem přední nápravy přívěsu $\gamma_{2_i} = 180deg - \gamma_{1_i}$

délka spojnice bodu otáčení oje na přívěsu a středu otáčení soupravy

$$u_i = \sqrt{\left(R_{K_i}\right)^2 + \left(x + L_2\right)^2}$$

(pozn.: lze také vyjádřit z kosinovy věty: $u_i = \sqrt{\left(R_{z_i}\right)^2 + x^2 - 2 \cdot R_{z_i} \cdot x \cdot \cos\left(\gamma_{2_i}\right)}$

úhel u vrcholu středu otáčení oje na přívěsu
(úhel mezi podélnou osou přívěsu a spojnicí středu otáčení oje na přívěsu se středem otáčení soupravy)

$$\gamma_{3_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{R_{K_i}}{x + L_2}\right)$$

(pozn.: lze také vyjádřit z kosinovy věty: $\gamma_{3_i} = \operatorname{acos}\left[\frac{\left(u_i\right)^2 + x^2 - \left(R_{z_i}\right)^2}{2 \cdot u_i \cdot x}\right]$

úhel u vrcholu středu otáčení oje na přívěsu
(úhel mezi ojí přívěsu a spojnicí středu otáčení oje na přívěsu se středem otáčení soupravy)

$$\gamma_{4_i} = \operatorname{acos}\left[\frac{\left(u_i\right)^2 + O^2 - \left(L_{bo_i}\right)^2}{2 \cdot u_i \cdot O}\right]$$

úhel mezi podélnou osou přívěsu a ojí přívěsu:

$$\Phi = 180\text{deg} - \gamma_5$$

$$\Phi_i = 180 \cdot \text{deg} - \left(\gamma_{3_i} + \gamma_{4_i}\right)$$

úhel u vrcholu středu otáčení soupravy
(úhel mezi osou zadní nápravy autobusu a spojnicí otočného bodu tažného závěsu na autobusu se středem otáčení soupravy)

$$\rho_{4_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_{pz}}{R_{z_i}}\right)$$

(pozn.: lze také vyjádřit takto: $\rho_{4_i} = 90\text{deg} - \rho_5$

úhel u vrcholu středu otáčení soupravy
(úhel mezi spojnicí středu otáčení oje na přívěsu se středem otáčení soupravy a spojnicí otočného bodu tažného závěsu na autobusu se středem otáčení soupravy)

$$\rho_{3_i} = \operatorname{acos}\left[\frac{\left(u_i\right)^2 + \left(L_{bo_i}\right)^2 - O^2}{2 \cdot u_i \cdot L_{bo_i}}\right]$$

úhel u vrcholu středu otáčení soupravy
(úhel mezi spojnicí středu otáčení oje na přívěsu se středem otáčení soupravy a spojnicí středu přední nápravy přívěsu se středem otáčení soupravy)

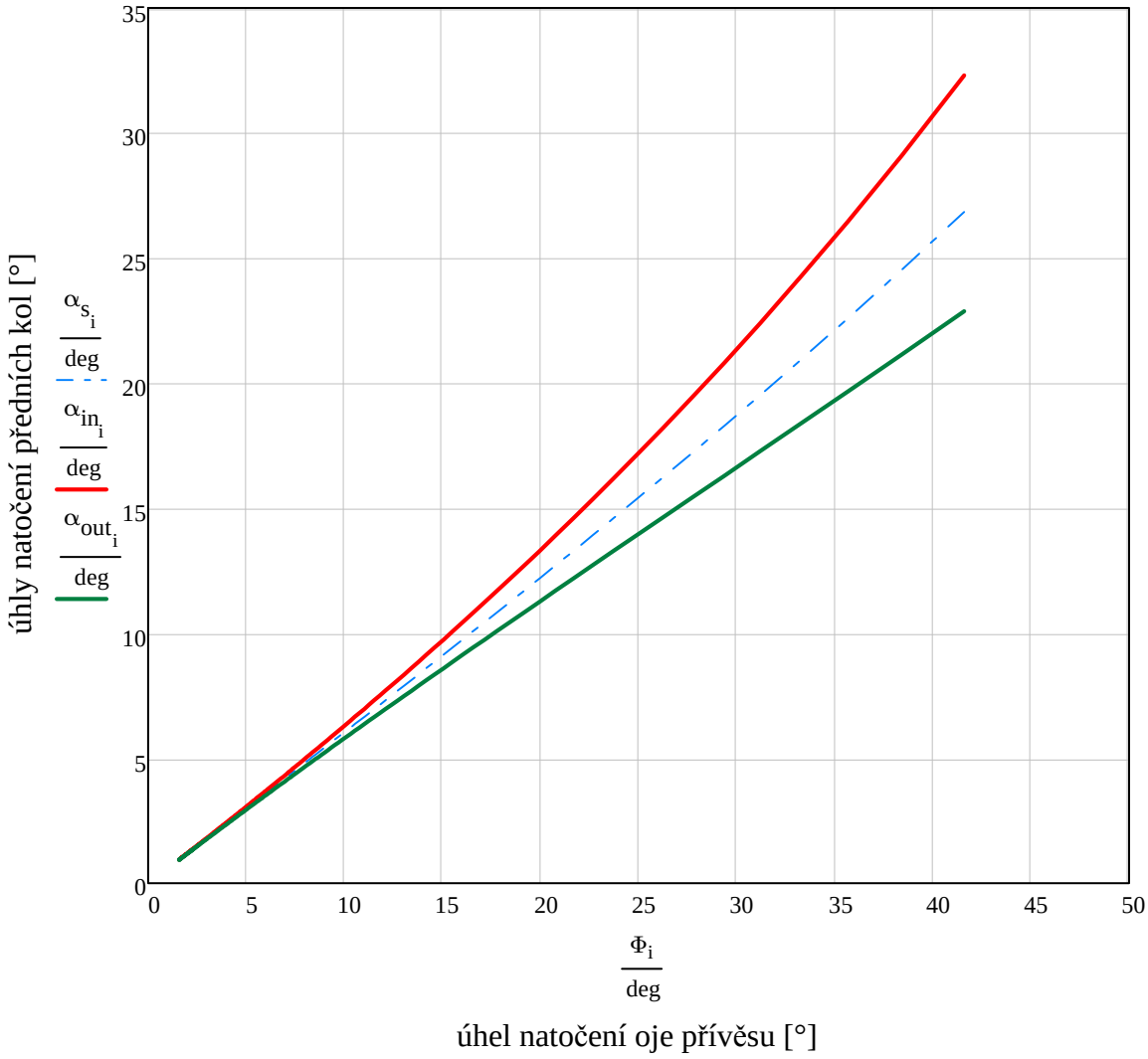
$$\rho_{2_i} = \operatorname{acos}\left[\frac{\left(u_i\right)^2 + \left(R_{z_i}\right)^2 - x^2}{2 \cdot u_i \cdot R_{z_i}}\right]$$

úhel mezi podélnými osami přívěsu a autobusu:

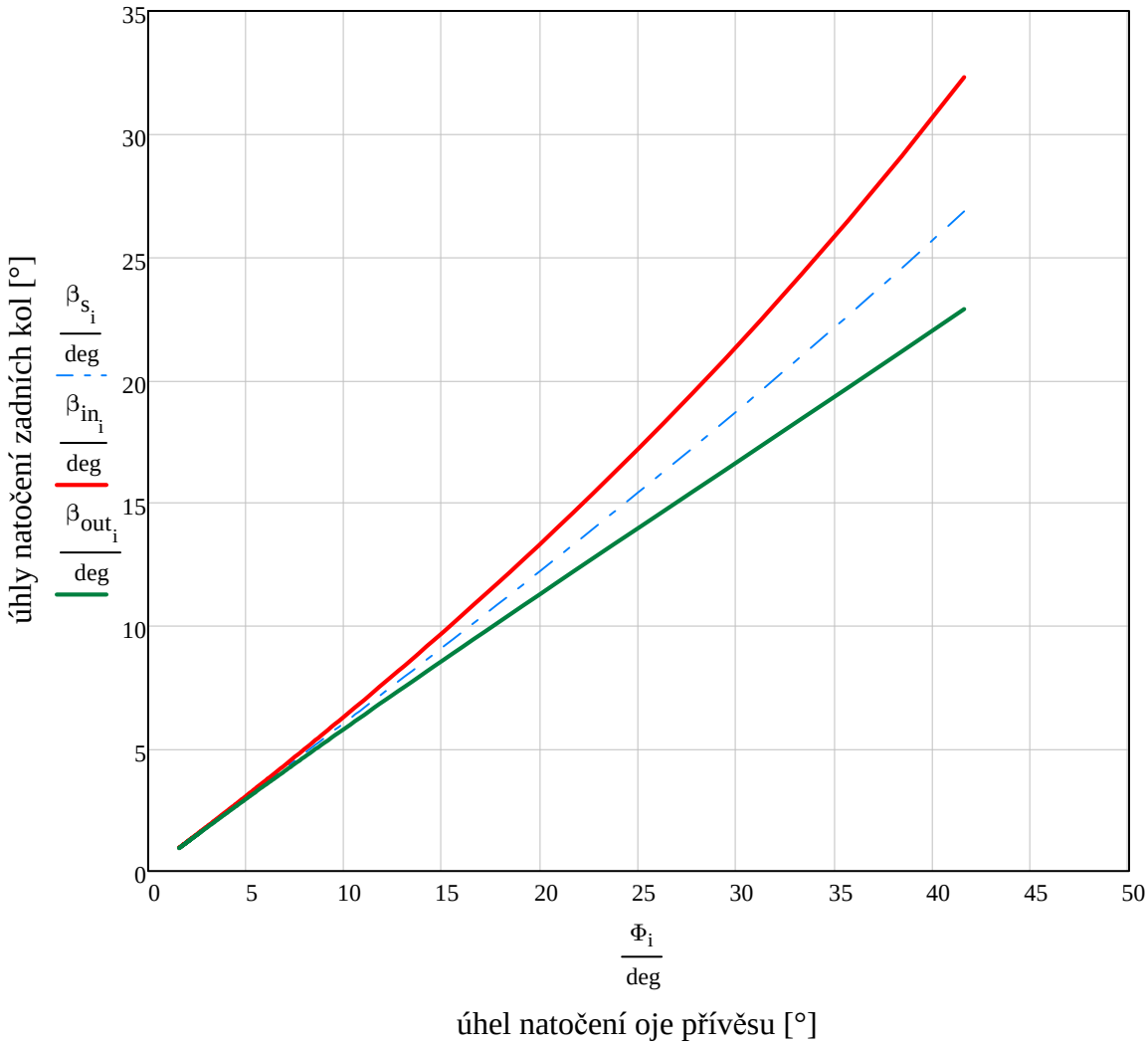
$$\Phi_1 = 180\text{deg} - \rho_1$$

$$\Phi_{1_i} = 180\text{deg} - \left(\alpha_{s_i} + \rho_{2_i} + \rho_{3_i} + \rho_{4_i}\right)$$

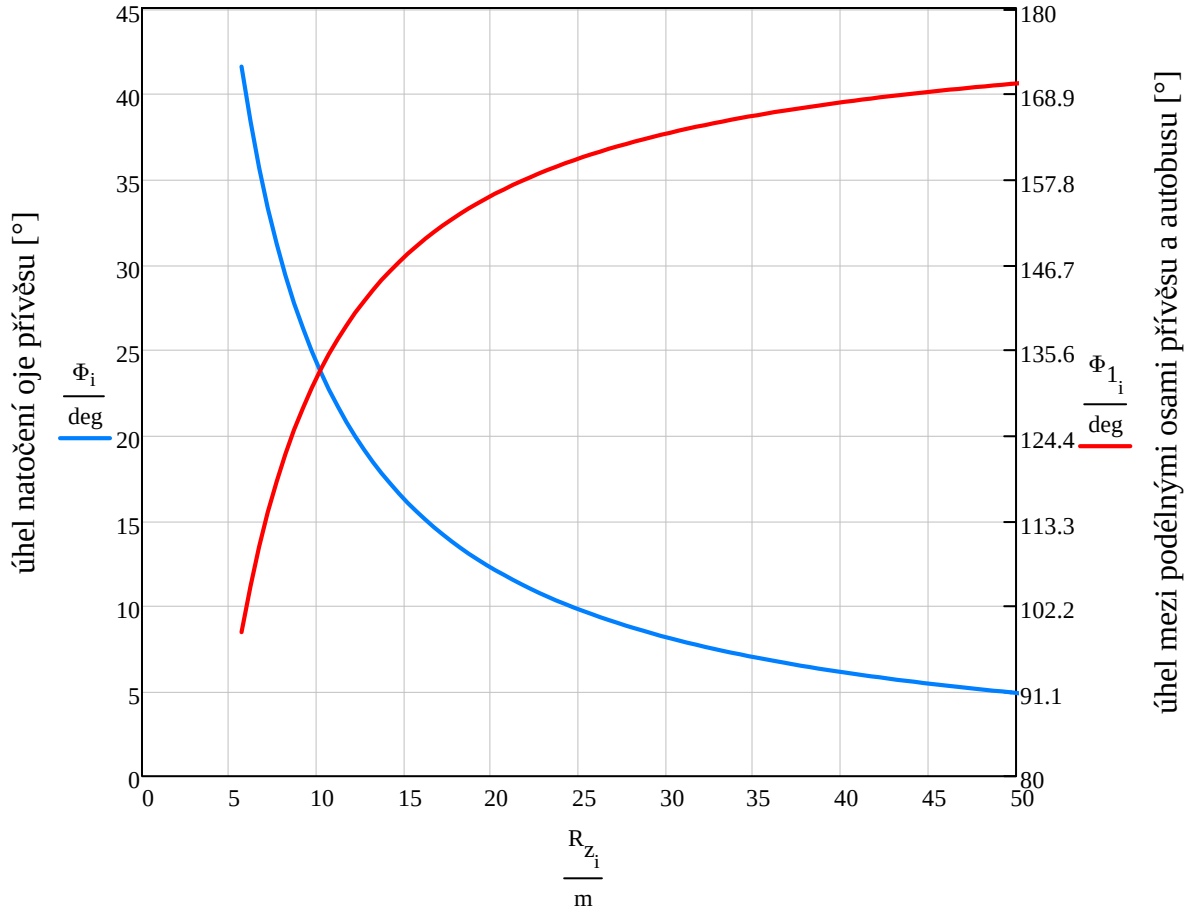
Grafické znázornění teoretického natočení předních kol přívěsu v závislosti na natočení oje přívěsu:



Grafické znázornění teoretického natočení zadních kol přívěsu v závislosti na natočení oje přívěsu:



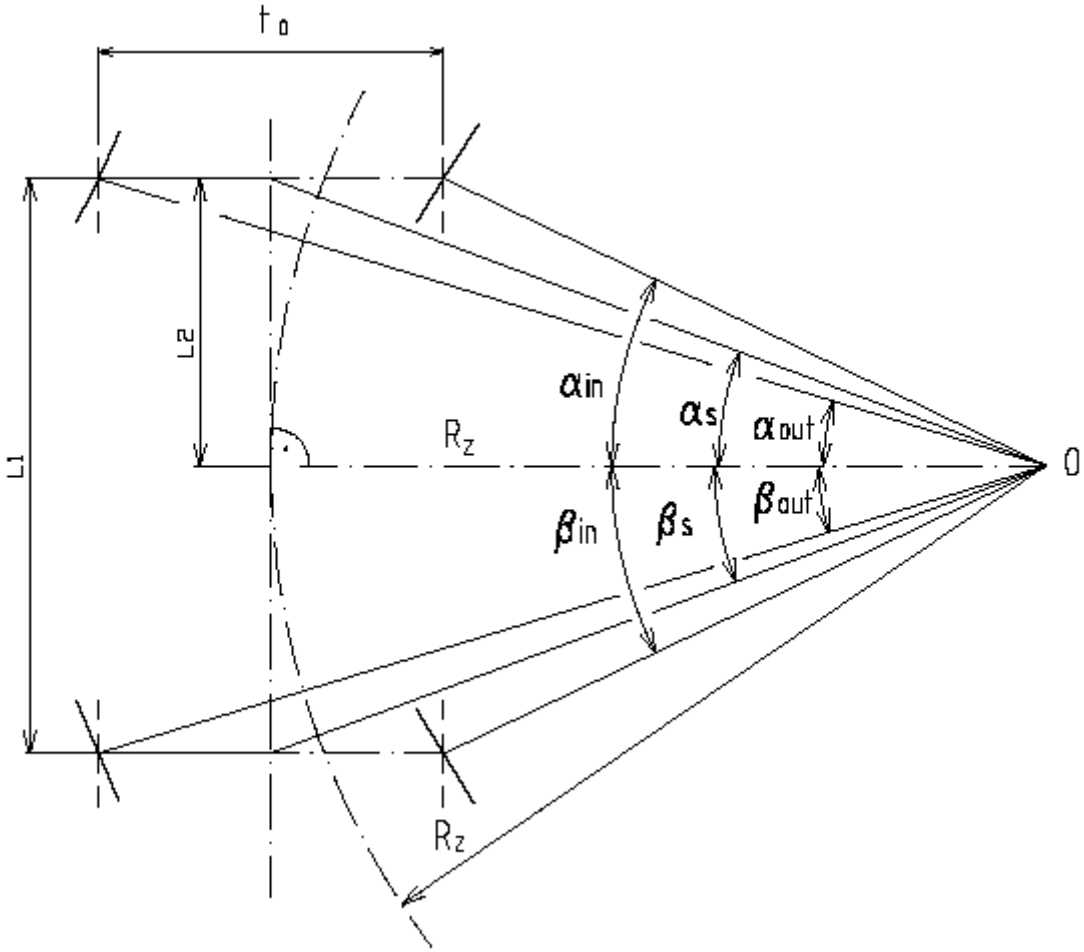
Grafické znázornění úhlu natočení oje přívěsu a úhlu mezi podélnými osami přívěsu a autobusu v závislosti na na poloměru zatáčení k zadní nápravě autobusu:



poloměr zatáčení ke středu zadní nápravy autobusu [m]

13.6 Příloha č.6 - Druhá varianta zatáčení - odvození závislostí a sestrojení grafů

schématický nákres pro výpočet natočení kol přívěsu:



Definování potřebných proměnných a konstant pro výpočet:

odkrokování poloměru zatáčení $i = 0..300$

poloměr zatáčení
(ke středu zadní nápravy autobusu) $R_{z_i} = (5700 + 500 \cdot i)\text{mm}$

rozvor náprav přívěsu: $L_1 = 5150\text{mm}$

hodnota pro tečnu poloměru k podélné ose přívěsu
(pro výpočet natočení kol) $L_2 = 2585\text{mm}$

rozchod kol přívěsu:
(resp. i přední nápravy autobusů SOR) $t_o = 2030\text{mm}$

Teoretické natočení předních kol přívěsu:

Střední hodnota úhlu natočení předních kol přívěsu: $\alpha_{s_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{R_{z_i}}\right)$

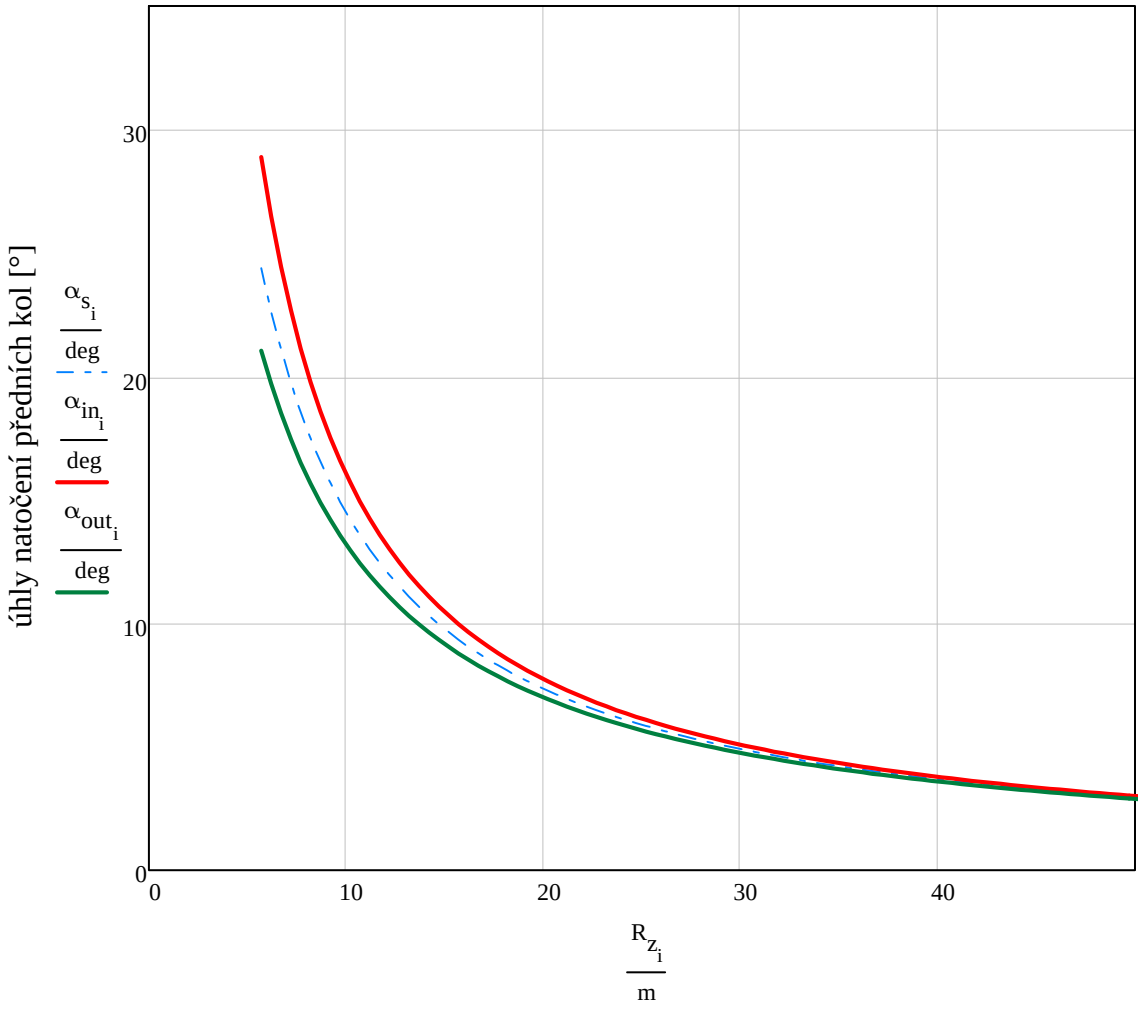
Úhel natočení vnitřních kol přední nápravy přívěsu: $$\alpha_{in_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{R_{z_i} - \frac{t_o}{2}}\right)$$

Úhel natočení vnějších kol přední nápravy přívěsu: $$\alpha_{out_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{R_{z_i} + \frac{t_o}{2}}\right)$$

Část výpisu hodnot poloměrů zatáčení v metrech a tomu odpovídajících hodnot natočení předních kol přívěsu ve stupních:

$\frac{R_{z_i}}{m} =$	$\frac{\alpha_{s_i}}{deg} =$	$\frac{\alpha_{in_i}}{deg} =$	$\frac{\alpha_{out_i}}{deg} =$
5.7	24.395	28.888	21.055
6.2	22.633	26.499	19.712
6.7	21.098	24.452	18.524
7.2	19.75	22.682	17.467
7.7	18.558	21.141	16.521
8.2	17.497	19.788	15.67
8.7	16.548	18.591	14.9
9.2	15.694	17.527	14.201
9.7	14.922	16.575	13.563
10.2	14.221	15.719	12.98
10.7	13.582	14.944	12.443
11.2	12.996	14.241	11.949
11.7	12.459	13.6	11.492
12.2	11.963	13.013	11.068
12.7	11.505	12.474	10.674
13.2	11.08	11.977	10.307
13.7	10.685	11.518	9.964
14.2	10.317	11.092	9.642
14.7	9.974	10.697	9.341
15.2	9.652	10.328	9.058
15.7	9.35	9.983	8.791
16.2	9.066	9.661	8.54
16.7	8.799	9.359	8.302
17.2	8.547	9.074	8.077
17.7	8.309	8.807	7.864
18.2	8.084	8.554	7.662
18.7	7.87	8.316	7.47
19.2	7.668	8.09	7.287
19.7	7.476	7.877	7.113
20.2	7.293	7.674	6.947
20.7	7.118	7.481	6.789
...	...	...	...

Grafické znázornění teoretického natočení předních kol přívěsu v závislosti na poloměru zatáčení:



poloměr zatáčení ke středu zadní nápravy autobusu [m]

Teoretické natočení zadních kol přívěsu:

Střední hodnota úhlu natočení zadních kol přívěsu:

$$\beta_{s_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_1 - L_2}{R_{z_i}}\right)$$

Úhel natočení vnitřních kol zadní nápravy přívěsu:

$$\beta_{in_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_1 - L_2}{R_{z_i} - \frac{t_o}{2}}\right)$$

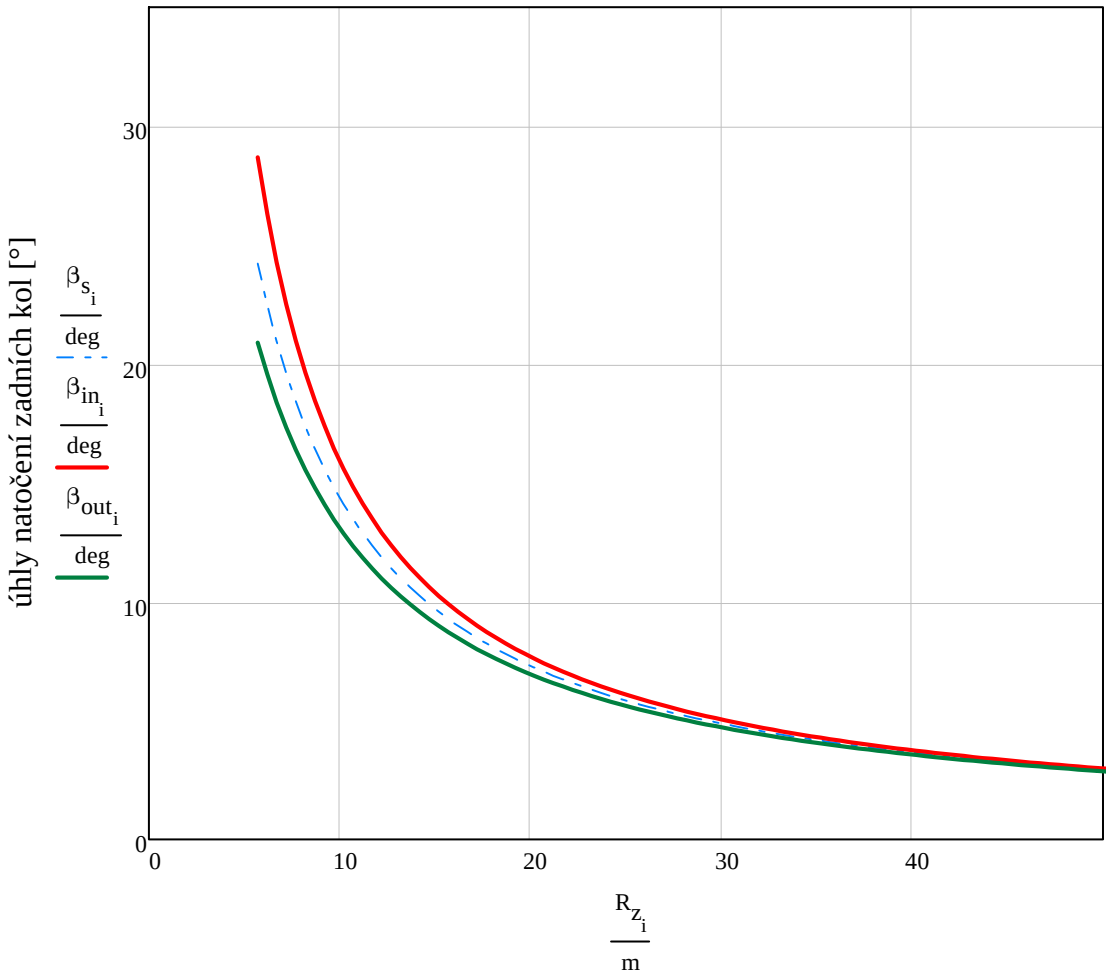
Úhel natočení vnějších kol zadní nápravy přívěsu:

$$\beta_{out_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_1 - L_2}{R_{z_i} + \frac{t_o}{2}}\right)$$

Část výpisu hodnot poloměrů zatáčení v metrech a tomu odpovídajících hodnot natočení zadních kol přívěsu ve stupních

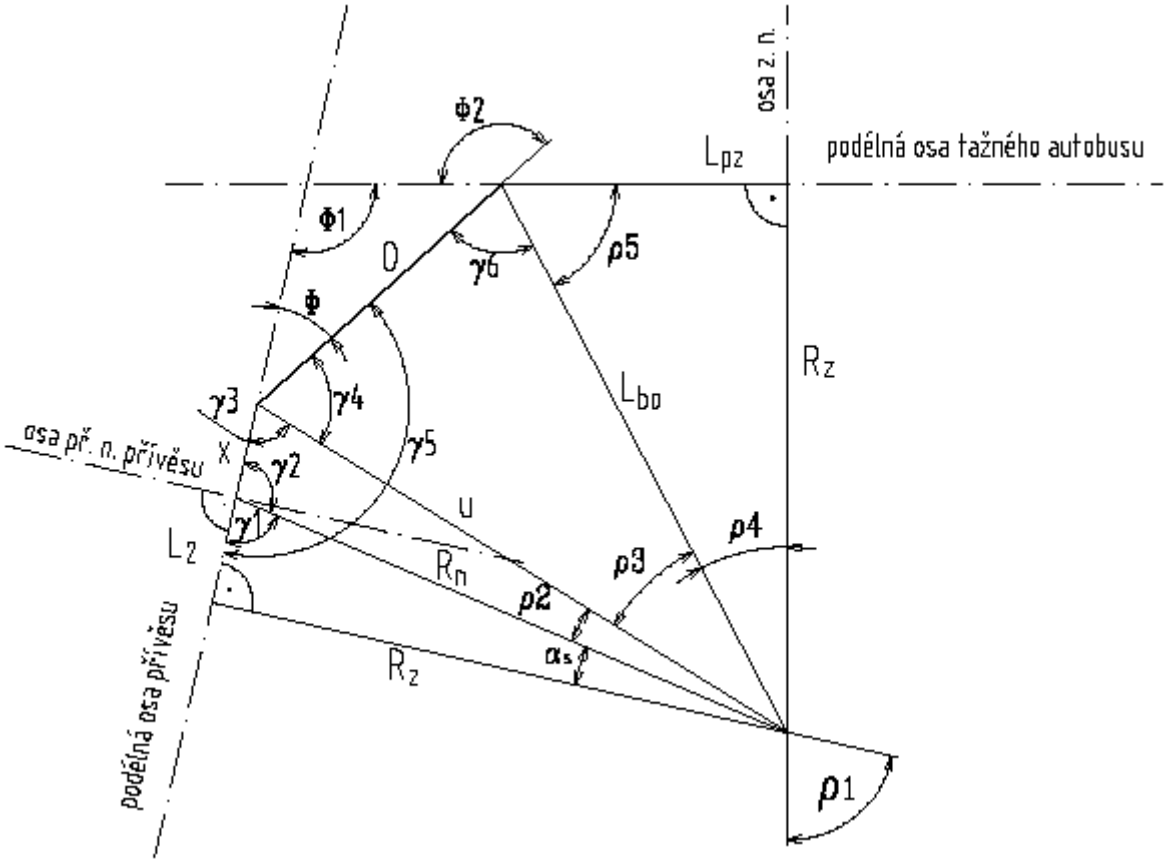
R_{z_i} / m =	β_{s_i} / deg =	β_{in_i} / deg =	β_{out_i} / deg =
5.7	24.228	28.7	20.906
6.2	22.475	26.321	19.571
6.7	20.949	24.284	18.39
7.2	19.608	22.524	17.34
7.7	18.424	20.992	16.4
8.2	17.37	19.646	15.555
8.7	16.427	18.457	14.79
9.2	15.579	17.4	14.096
9.7	14.812	16.454	13.462
10.2	14.116	15.603	12.883
10.7	13.481	14.834	12.35
11.2	12.899	14.135	11.859
11.7	12.365	13.499	11.405
12.2	11.873	12.916	10.984
12.7	11.418	12.381	10.593
...	...	...	...

Grafické znázornění teoretického natočení zadních kol přívěsu v závislosti na poloměru zatáčení:



Výpočet vzájemného natočení oje a přívěsu:

schématický nákres k následujícímu výpočtu:



převis za zadní nápravou autobusu SOR C 10,5: $L_{pz} = 2800mm$

vzdálenost středu otáčení oje na přívěsu od středu přední nápravy přívěsu: $x = 1000mm$

délka oje: $O = 2180mm$

délka spojnice otočného bodu tažného závěsu na autobusu a středu otáčení soupravy: $L_{bo_i} = \sqrt{\left[\left(R_{z_i}\right)^2 + L_{pz}^{\ 2}\right]}$

úhel u vrcholu otočného bodu tažného závěsu na autobusu (úhel mezi podélnou osou autobusu a spojnicí otočného bodu tažného závěsu autobusu se středem otáčení soupravy): $\rho_{5_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{R_{z_i}}{L_{pz}}\right)$

úhel u vrcholu středu přední nápravy přívěsu (úhel mezi spojnicí středu přední nápravy přívěsu se středem otáčení soupravy a podélnou osou přívěsu) $\gamma_{1_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{R_{z_i}}{L_2}\right)$

poloměr zatáčení ke středu přední nápravy přívěsu $R_{n_i} := \sqrt{\left[\left(R_{z_i}\right)^2 + L_2^{\ 2}\right]}$

úhel mezi podélnou osou přívěsu a spojnicí středu otáčení soupravy se středem přední nápravy přívěsu $\gamma_{2_i} = 180deg - \gamma_{1_i}$

délka spojnice bodu otáčení oje na přívěsu a středu otáčení soupravy

$$u_i = \sqrt{\left(R_{z_i}\right)^2 + \left(x + L_2\right)^2}$$

(pozn.: lze také vyjádřit z kosinovy věty: $u_i = \sqrt{\left(R_{n_i}\right)^2 + x^2 - 2 \cdot R_{n_i} \cdot x \cdot \cos\left(\gamma_{2_i}\right)}$

úhel u vrcholu středu otáčení oje na přívěsu
(úhel mezi podélnou osou přívěsu a spojnicí středu otáčení oje na přívěsu se středem otáčení soupravy)

$$\gamma_{3_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{R_{z_i}}{x + L_2}\right)$$

(pozn.: lze také vyjádřit z kosinovy věty: $\gamma_{3_i} = \operatorname{acos}\left[\frac{\left(u_i\right)^2 + x^2 - \left(R_{n_i}\right)^2}{2 \cdot u_i \cdot x}\right]$

úhel u vrcholu středu otáčení oje na přívěsu
(úhel mezi ojí přívěsu a spojnicí středu otáčení oje na přívěsu se středem otáčení soupravy)

$$\gamma_{4_i} = \operatorname{acos}\left[\frac{\left(u_i\right)^2 + O^2 - \left(L_{bo_i}\right)^2}{2 \cdot u_i \cdot O}\right]$$

úhel mezi podélnou osou přívěsu a ojí přívěsu:

$$\Phi = 180\text{deg} - \gamma_5$$

$$\Phi_i = 180 \cdot \text{deg} - \left(\gamma_{3_i} + \gamma_{4_i}\right)$$

úhel u vrcholu středu otáčení soupravy
(úhel mezi osou zadní nápravy autobusu a spojnicí otočného bodu tažného závěsu na autobusu se středem otáčení soupravy)

$$\rho_{4_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_{pz}}{R_{z_i}}\right)$$

(pozn.: lze také vyjádřit takto: $\rho_{4_i} = 90\text{deg} - \rho_5$

úhel u vrcholu středu otáčení soupravy
(úhel mezi spojnicí středu otáčení oje na přívěsu se středem otáčení soupravy a spojnicí otočného bodu tažného závěsu na autobusu se středem otáčení soupravy)

$$\rho_{3_i} = \operatorname{acos}\left[\frac{\left(u_i\right)^2 + \left(L_{bo_i}\right)^2 - O^2}{2 \cdot u_i \cdot L_{bo_i}}\right]$$

úhel u vrcholu středu otáčení soupravy
(úhel mezi spojnicí středu otáčení oje na přívěsu se středem otáčení soupravy a spojnicí středu přední nápravy přívěsu se středem otáčení soupravy)

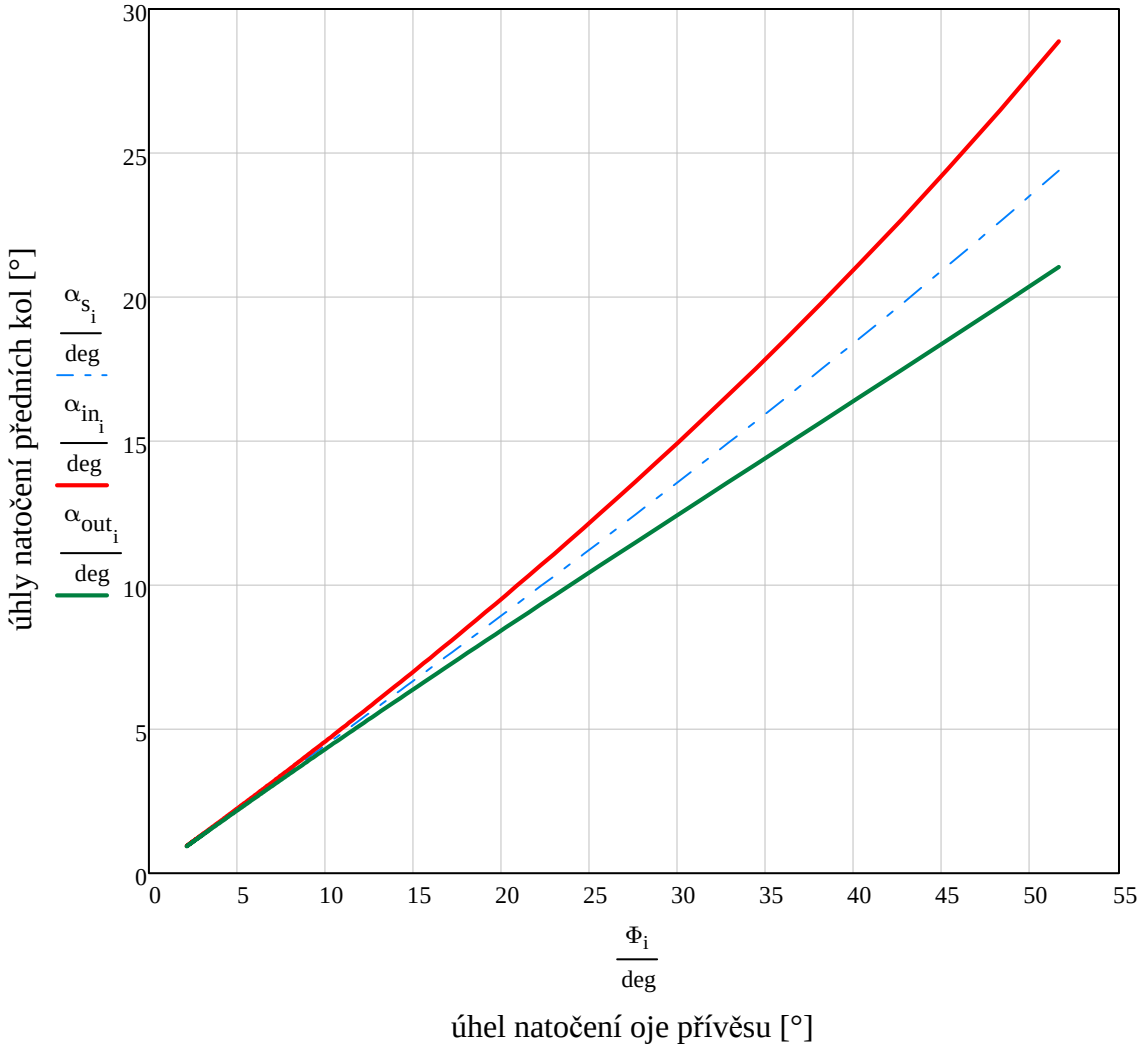
$$\rho_{2_i} = \operatorname{acos}\left[\frac{\left(u_i\right)^2 + \left(R_{n_i}\right)^2 - x^2}{2 \cdot u_i \cdot R_{n_i}}\right]$$

úhel mezi podélnými osami přívěsu a autobusu:

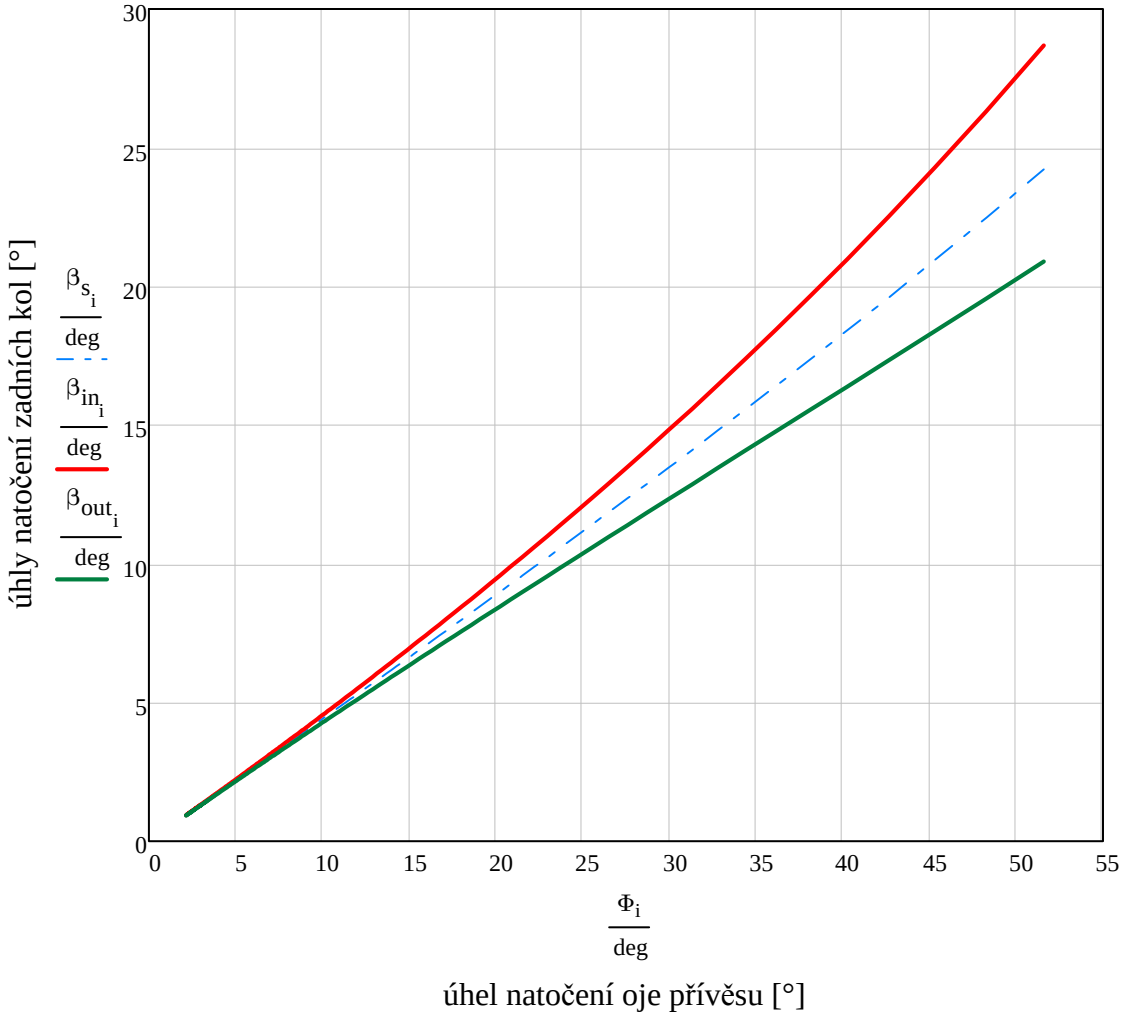
$$\Phi_1 = 180\text{deg} - \rho_1$$

$$\Phi_{1_i} = 180\text{deg} - \left(\alpha_{s_i} + \rho_{2_i} + \rho_{3_i} + \rho_{4_i}\right)$$

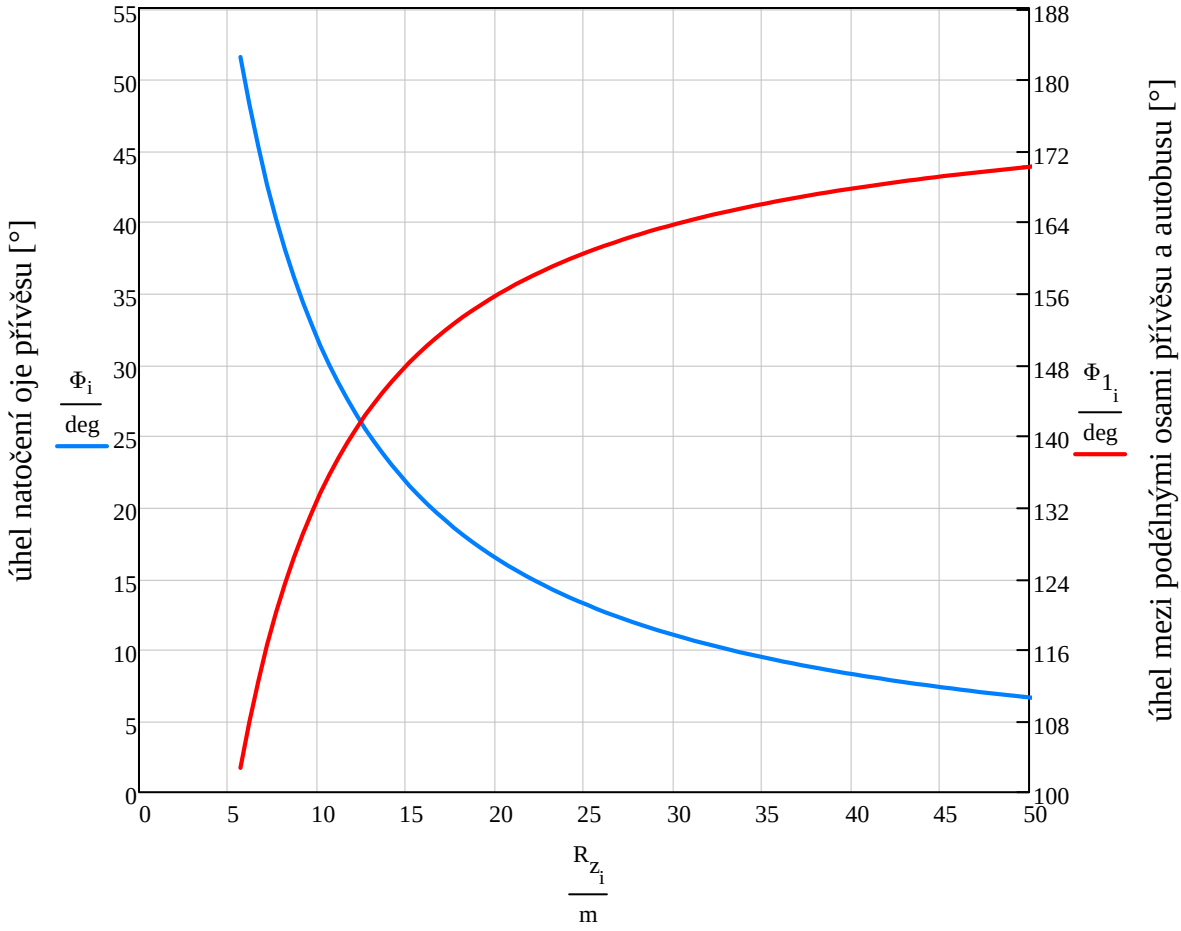
Grafické znázornění teortického natočení předních kol přívěsu v závislosti na natočení oje přívěsu:



Grafické znázornění teoretického natočení zadních kol přívěsu v závislosti na natočení oje přívěsu:

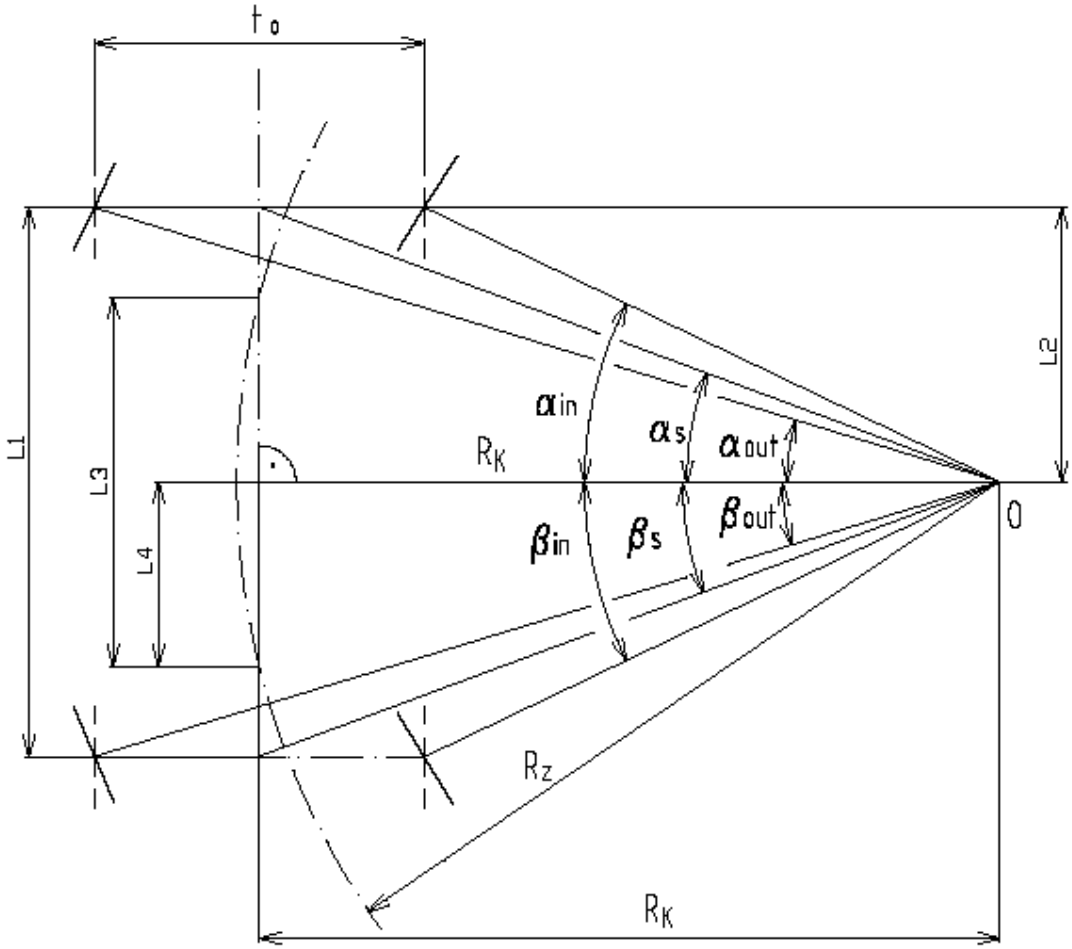


Grafické znázornění úhlu natočení oje přívěsu a úhlu mezi podélnými osami přívěsu a autobusu v závislosti na na poloměru zatáčení k zadní nápravě autobusu:



13.7 Příloha č.7 - Třetí varianta zatáčení - odvození závislostí a sestrojení grafů

schématický nákres pro výpočet natočení kol přívěsu:



Definování potřebných proměnných a konstant pro výpočet:

odkrokování poloměru zatáčení

$$i = 0 .. 300$$

poloměr zatáčení
(ke středu zadní nápravy autobusu, resp.
ke středu obou os náprav přívěsu)

$$R_{z_i} = (5700 + 500 \cdot i)\text{mm}$$

rozvor náprav přívěsu:

$$L_1 = 5150\text{mm}$$

vzdálenost kolmice podélné osy přívěsu od
přední nápravy přívěsu
(pro výpočet natočení kol)

$$L_2 = 2585\text{mm}$$

délka úseku, který vytíná kružnice tvořící poloměr
zatáčení Rz na podélné ose přívěsu
(pro výpočet natočení kol)

$$L_3 = 4250\text{mm}$$

rozdělení délky úseku L3
(pro výpočet natočení kol)

$$L_4 = \frac{L_3}{2}$$

rozchod kol přívěsu:
(resp. i přední nápravy autobusů SOR)

$$t_o = 2030\text{mm}$$

poloměr zatáčení k podélné ose přívěsu:

$$R_{K_i} = \sqrt{\left[\left(R_{z_i}\right)^2 - L_4^{\,2}\right]}$$

Teoretické natočení předních kol přívěsu:

Střední hodnota úhlu natočení předních kol přívěsu: $\alpha_{s_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{R_{K_i}}\right)$

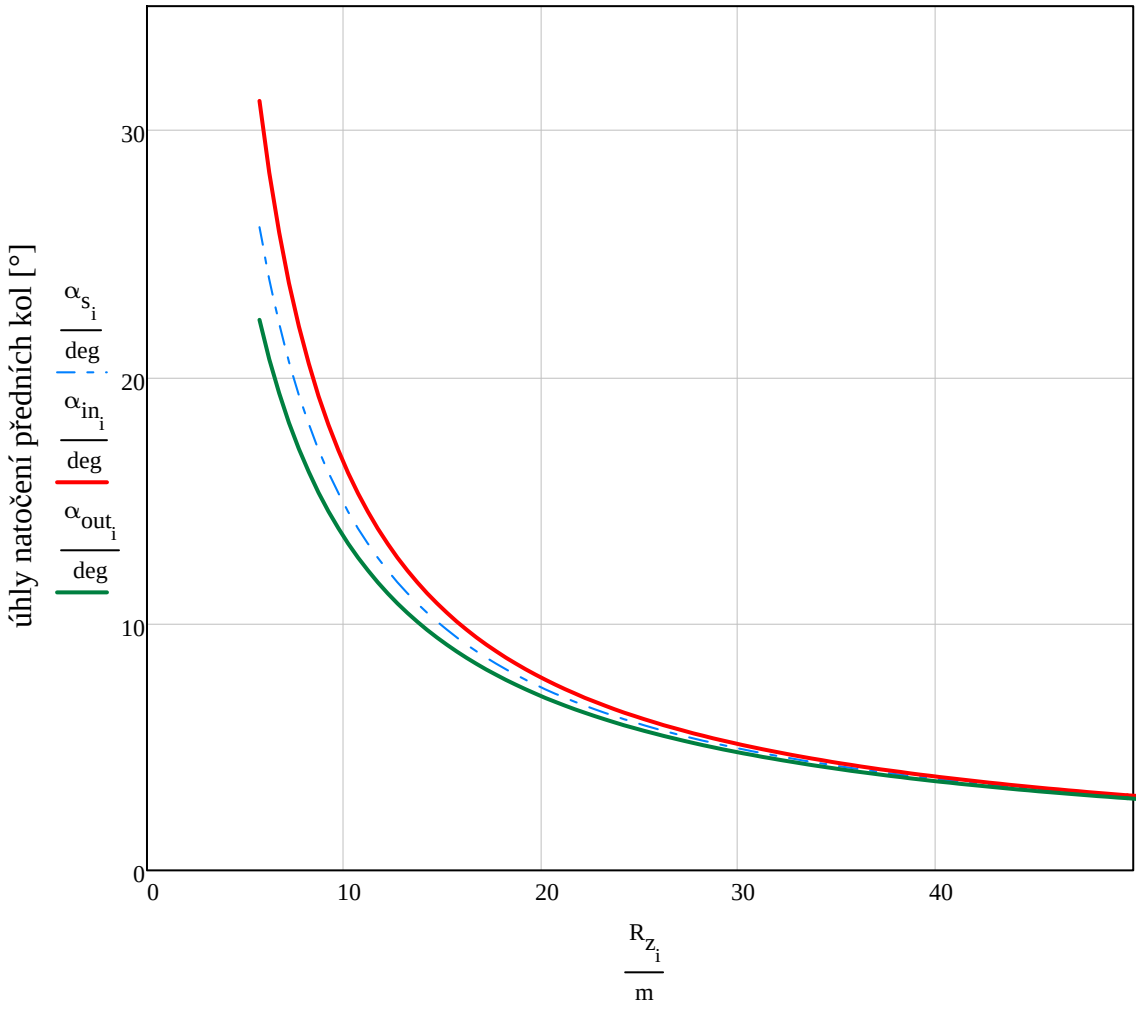
Úhel natočení vnitřních kol přední nápravy přívěsu: $\alpha_{in_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{R_{K_i} - \frac{t_o}{2}}\right)$

Úhel natočení vnějších kol přední nápravy přívěsu: $\alpha_{out_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{R_{K_i} + \frac{t_o}{2}}\right)$

Část výpisu hodnot poloměrů zatáčení v metrech a tomu odpovídajících hodnot natočení předních kol přívěsu ve stupních:

$\frac{R_{z_i}}{m} =$	$\frac{R_{K_i}}{m} =$	$\frac{\alpha_{s_i}}{deg} =$	$\frac{\alpha_{in_i}}{deg} =$	$\frac{\alpha_{out_i}}{deg} =$
5.7	5.289	26.047	31.166	22.296
6.2	5.824	23.932	28.257	20.704
6.7	6.354	22.138	25.835	19.33
7.2	6.879	20.595	23.788	18.131
7.7	7.401	19.253	22.038	17.075
8.2	7.92	18.076	20.525	16.136
8.7	8.436	17.035	19.204	15.296
9.2	8.951	16.108	18.042	14.541
9.7	9.464	15.277	17.011	13.857
10.2	9.976	14.527	16.091	13.235
10.7	10.487	13.847	15.265	12.667
11.2	10.997	13.229	14.519	12.145
11.7	11.505	12.663	13.843	11.666
12.2	12.014	12.143	13.226	11.222
12.7	12.521	11.665	12.662	10.812
13.2	13.028	11.223	12.144	10.43
13.7	13.534	10.813	11.667	10.075
14.2	14.04	10.432	11.225	9.743
14.7	14.546	10.077	10.816	9.432
15.2	15.051	9.746	10.435	9.141
15.7	15.556	9.435	10.081	8.867
16.2	16.06	9.144	9.749	8.609
16.7	16.564	8.87	9.439	8.365
17.2	17.068	8.612	9.148	8.135
17.7	17.572	8.369	8.874	7.918
18.2	18.076	8.139	8.616	7.711
...	...	...	...	...

Grafické znázornění teoretického natočení předních kol přívěsu v závislosti na poloměru zatáčení:



poloměr zatáčení ke středu zadní nápravy autobusu [m]

Teoretické natočení zadních kol přívěsu:

Střední hodnota úhlu natočení zadních kol přívěsu:

$$\beta_{s_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_1 - L_2}{R_{K_i}}\right)$$

Úhel natočení vnitřních kol zadní nápravy přívěsu:

$$\beta_{in_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_1 - L_2}{R_{K_i} - \frac{t_o}{2}}\right)$$

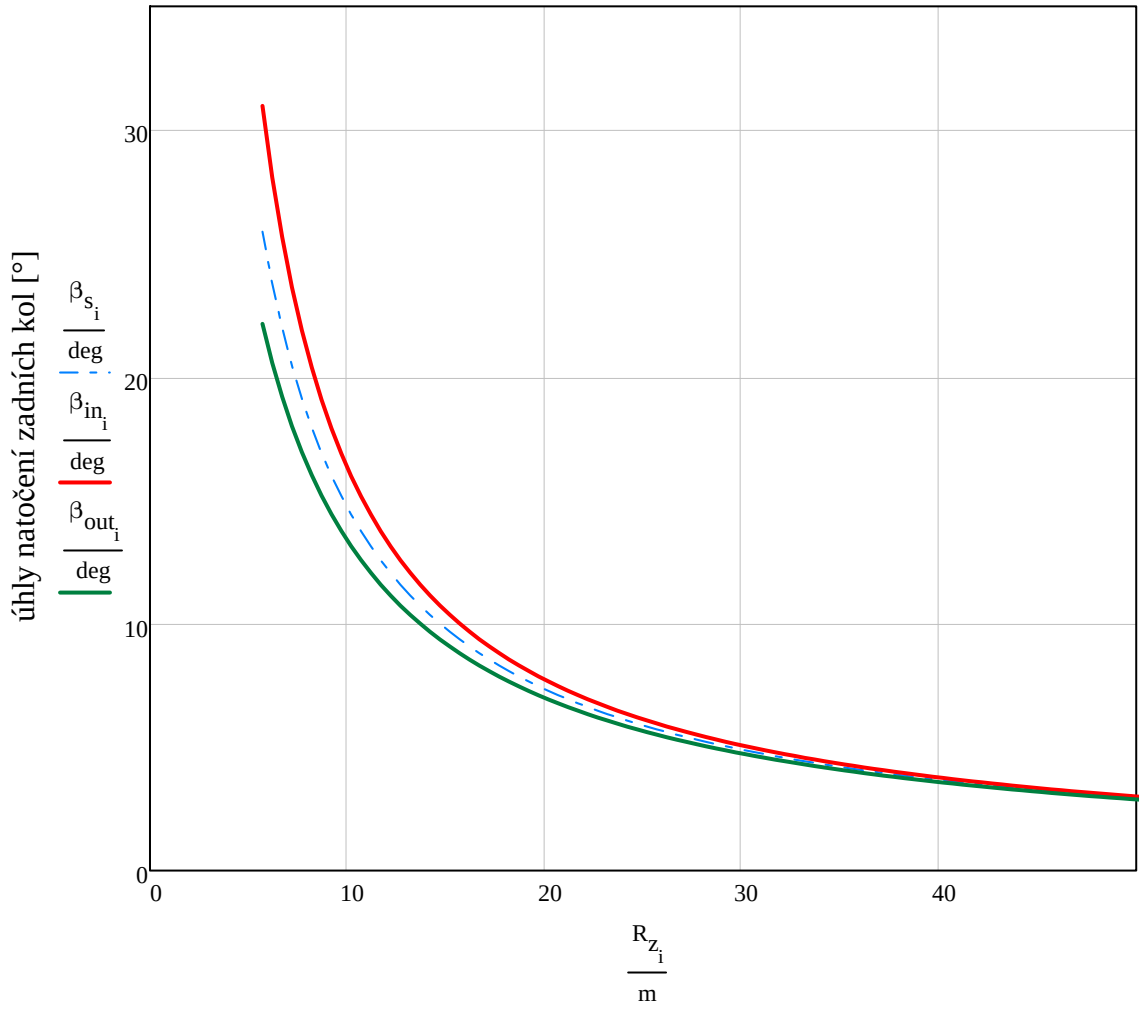
Úhel natočení vnějších kol zadní nápravy přívěsu:

$$\beta_{out_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_1 - L_2}{R_{K_i} + \frac{t_o}{2}}\right)$$

Část výpisu hodnot poloměrů zatáčení v metrech a tomu odpovídajících hodnot natočení zadních kol přívěsu ve stupních

R_{z_i} / m =	R_{K_i} / m =	β_{s_i} / deg =	β_{in_i} / deg =	β_{out_i} / deg =
5.7	5.289	25.872	30.969	22.14
6.2	5.824	23.768	28.072	20.558
6.7	6.354	21.983	25.661	19.192
7.2	6.879	20.448	23.624	18
7.7	7.401	19.115	21.883	16.95
8.2	7.92	17.946	20.379	16.018
8.7	8.436	16.911	19.066	15.184
9.2	8.951	15.99	17.911	14.433
9.7	9.464	15.164	16.887	13.754
10.2	9.976	14.419	15.973	13.136
10.7	10.487	13.744	15.152	12.572
11.2	10.997	13.13	14.412	12.054
...	...	...	...	...

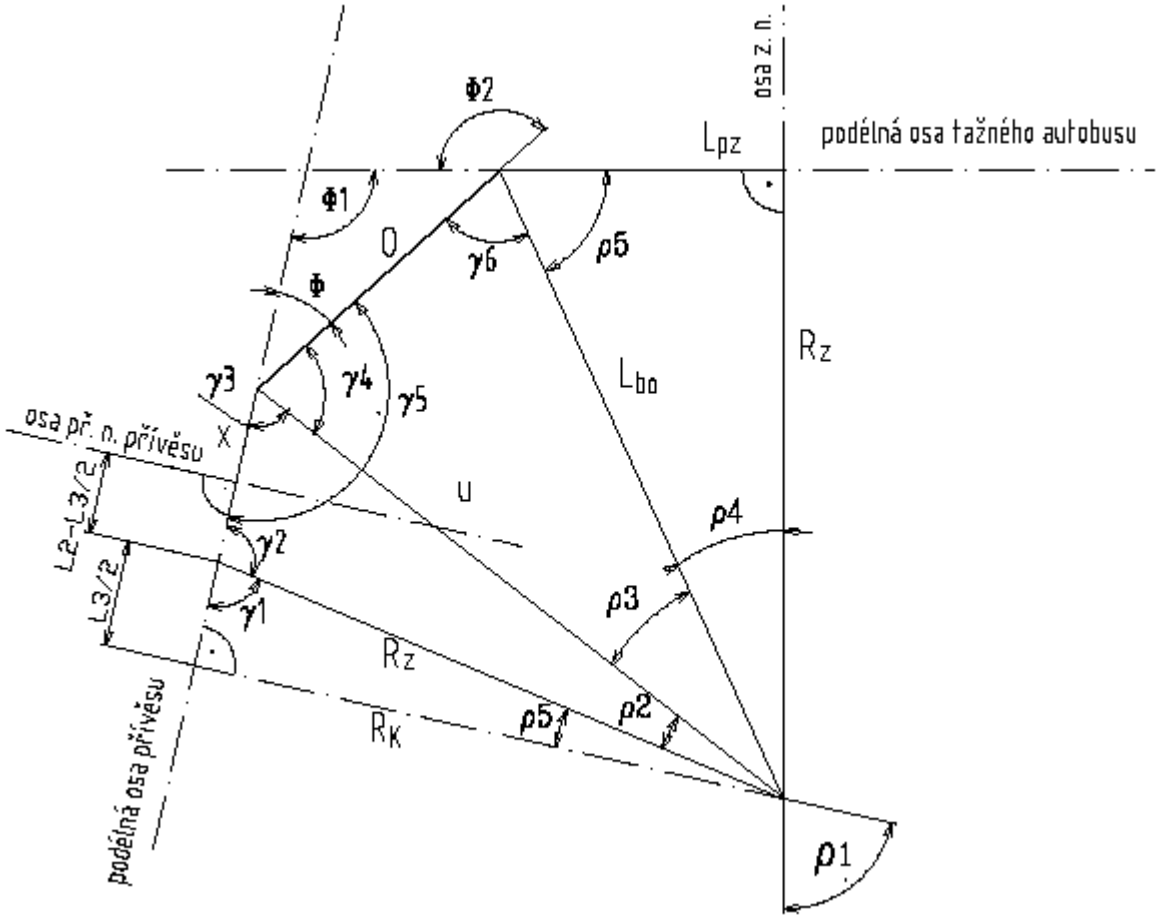
Grafické znázornění teoretického natočení zadních kol přívěsu v závislosti na poloměru zatáčení:



poloměr zatáčení ke středu zadní nápravy autobusu [m]

Výpočet vzájemného natočení oje a přívěsu:

schématický nákres k následujícímu výpočtu:



převis za zadní nápravou autobusu SOR C 10,5: $L_{pz} = 2800mm$

vzdálenost středu otáčení oje na přívěsu od středu přední nápravy přívěsu: $x = 1000mm$

délka oje: $O = 2180mm$

délka spojnice otočného bodu tažného závěsu na autobusu a středu otáčení soupravy: $L_{bo_i} = \sqrt{\left[\left(R_{z_i}\right)^2 + L_{pz}^{\ 2}\right]}$

úhel u vrcholu otočného bodu tažného závěsu na autobusu (úhel mezi podélnou osou autobusu a spojnicí otočného bodu tažného závěsu autobusu se středem otáčení soupravy): $\rho_{5_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{R_{z_i}}{L_{pz}}\right)$

úhel u vrcholu středu přední nápravy přívěsu (úhel mezi spojnicí středu přední nápravy přívěsu se středem otáčení soupravy a podélnou osou přívěsu) $\gamma_{1_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{R_{K_i}}{L_2}\right)$

úhel mezi podélnou osou přívěsu a spojnicí středu otáčení soupravy se středem přední nápravy přívěsu $\gamma_{2_i} = 180deg - \gamma_{1_i}$

délka spojnice bodu otáčení oje na přívěsu a středu otáčení soupravy $u_i = \sqrt{\left(R_{K_i}\right)^2 + \left(x + L_2\right)^2}$

(pozn.: lze také vyjádřit z kosinovy věty:)

$$u_i = \sqrt{\left(R_{z_i}\right)^2 + \left(x + L_2 - \frac{L_3}{2}\right)^2 - 2 \cdot R_{z_i} \cdot \left(x + L_2 - \frac{L_3}{2}\right) \cdot \cos\left(\gamma_{2_i}\right)}$$

úhel u vrcholu středu otáčení oje na přívěsu
(úhel mezi podélnou osou přívěsu a spojnicí středu otáčení oje na přívěsu se středem otáčení soupravy)

$$\gamma_{3_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{R_{K_i}}{x + L_2}\right)$$

(pozn.: lze také vyjádřit z kosinovy věty: $\gamma_{3_i} = \operatorname{acos}\left[\frac{\left(u_i\right)^2 + \left(x + L_2 - \frac{L_3}{2}\right)^2 - \left(R_{z_i}\right)^2}{2 \cdot u_i \cdot \left(x + L_2 - \frac{L_3}{2}\right)}\right]$

úhel u vrcholu středu otáčení oje na přívěsu
(úhel mezi ojí přívěsu a spojnicí středu otáčení oje na přívěsu se středem otáčení soupravy)

$$\gamma_{4_i} = \operatorname{acos}\left[\frac{\left(u_i\right)^2 + O^2 - \left(L_{bo_i}\right)^2}{2 \cdot u_i \cdot O}\right]$$

úhel mezi podélnou osou přívěsu a ojí přívěsu:

$$\Phi = 180\text{deg} - \gamma_5$$

$$\Phi_i = 180 \cdot \text{deg} - \left(\gamma_{3_i} + \gamma_{4_i}\right)$$

úhel u vrcholu středu otáčení soupravy
(úhel mezi osou zadní nápravy autobusu a spojnicí otočného bodu tažného závěsu na autobusu se středem otáčení soupravy)

$$\rho_{4_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_{pz}}{R_{z_i}}\right)$$

(pozn.: lze také vyjádřit takto: $\rho_{4_i} = 90\text{deg} - \rho_5$

úhel u vrcholu středu otáčení soupravy
(úhel mezi spojnicí středu otáčení oje na přívěsu se středem otáčení soupravy a spojnicí otočného bodu tažného závěsu na autobusu se středem otáčení soupravy)

$$\rho_{3_i} = \operatorname{acos}\left[\frac{\left(u_i\right)^2 + \left(L_{bo_i}\right)^2 - O^2}{2 \cdot u_i \cdot L_{bo_i}}\right]$$

úhel u vrcholu středu otáčení soupravy
(úhel mezi spojnicí středu otáčení oje na přívěsu se středem otáčení soupravy a spojnicí středu přední nápravy přívěsu se středem otáčení soupravy)

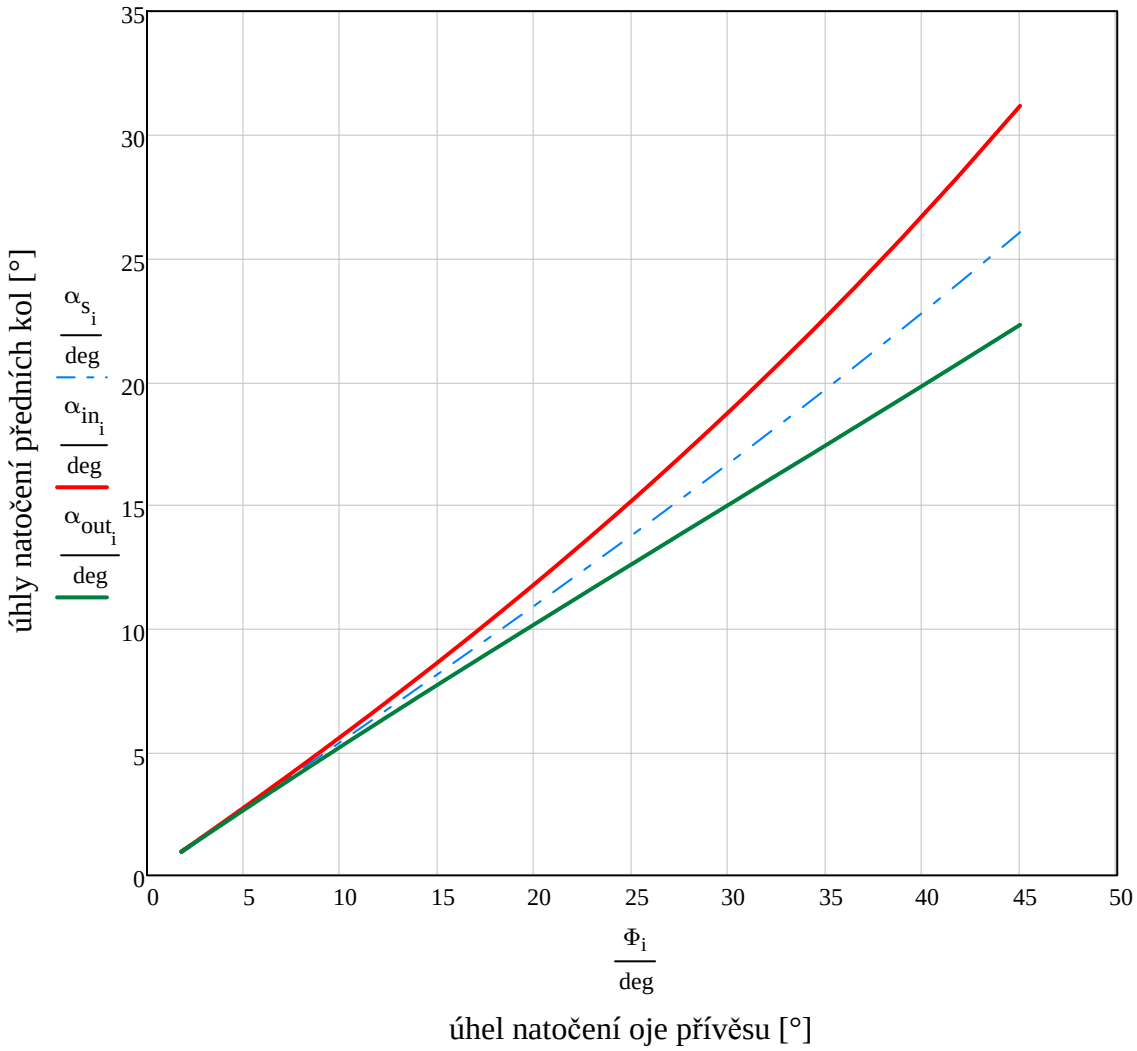
$$\rho_{2_i} = \operatorname{acos}\left[\frac{\left(u_i\right)^2 + \left(R_{z_i}\right)^2 - \left(x + L_2 - \frac{L_3}{2}\right)^2}{2 \cdot u_i \cdot R_{z_i}}\right]$$

úhel mezi podélnými osami přívěsu a autobusu:

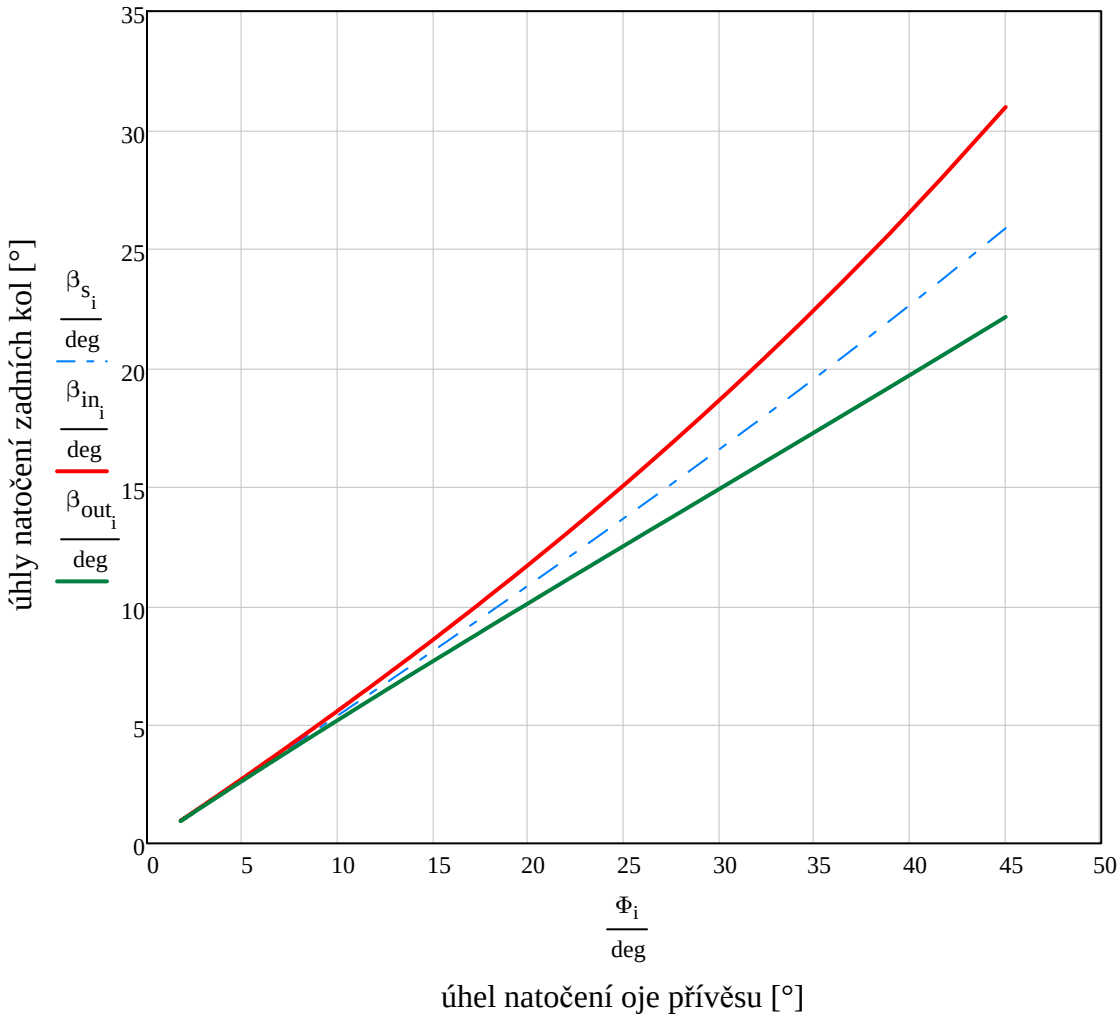
$$\Phi_1 = 180\text{deg} - \rho_1$$

$$\Phi_{1_i} = 180\text{deg} - \left(\alpha_{s_i} + \rho_{2_i} + \rho_{3_i} + \rho_{4_i}\right)$$

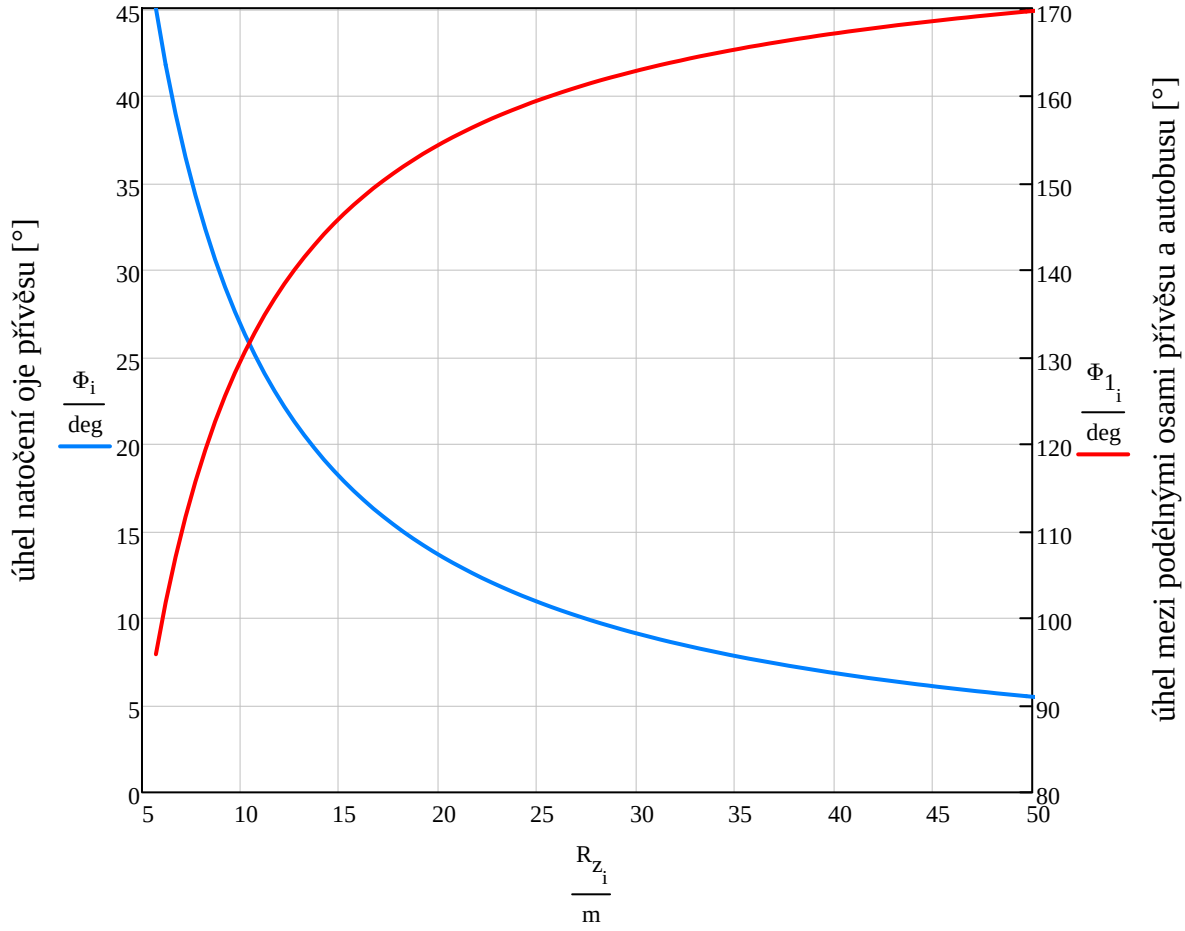
Grafické znázornění teortického natočení předních kol přívěsu v závislosti na natočení oje přívěsu:



Grafické znázornění teoretického natočení zadních kol přívěsu v závislosti na natočení oje přívěsu:



Grafické znázornění úhlu natočení oje přívěsu a úhlu mezi podélnými osami přívěsu a autobusu v závislosti na na poloměru zatáčení k zadní nápravě autobusu:



poloměr zatáčení ke středu zadní nápravy autobusu [m]

Odvození vztahu pro vzájemné natočení kol (resp. poloměru zatáčení) a oje

Z předchozích závislostí platí pro natočení oje toto: $\Phi = \pi - \gamma_5$

přičemž úhel γ_5 je $\gamma_5 = \gamma_3 + \gamma_4$

a dále úhly γ_3 a γ_4 $\gamma_3 = \operatorname{atan}\left(\frac{R_K}{x + L_2}\right)$

$$\gamma_4 = \operatorname{acos}\left(\frac{u^2 + O^2 - L_{bo}^{\,2}}{2 \cdot u \cdot O}\right)$$

přičemž platí: $L_{bo} = \sqrt{\left(R_z^{\,2} + L_{pz}^{\,2}\right)}$

úhel γ_4 potom tedy je $\gamma_4 = \operatorname{acos}\left[\frac{u^2 + O^2 - \left(L_{pz}^{\,2} + R_z^{\,2}\right)}{2 \cdot u \cdot O}\right]$

dále také platí $u = \sqrt{R_K^{\,2} + \left(x + L_2\right)^2}$

a zároveň také: $R_z = \sqrt{L_4^{\,2} + R_K^{\,2}}$

úhel γ_4 potom tedy lze potom vyjádřit pouze v závislosti na definovaých konstantách a poloměru zatáčení takto:

$$\gamma_4 = \operatorname{acos}\left(\frac{L_2^{\,2} + 2 \cdot L_2 \cdot x - L_4^{\,2} - L_{pz}^{\,2} + O^2 + x^2}{2 \cdot O \cdot \sqrt{L_2^{\,2} + 2 \cdot L_2 \cdot x + R_K^{\,2} + x^2}}\right)$$

všechny zde uvedené rovnice byly odvozeny a popsány výše

pro úhel γ_5 pak tedy platí.:

$$\gamma_5 = \operatorname{atan}\left(\frac{R_K}{x + L_2}\right) + \operatorname{acos}\left(\frac{L_2^{\,2} + 2 \cdot L_2 \cdot x - L_4^{\,2} - L_{pz}^{\,2} + O^2 + x^2}{2 \cdot O \cdot \sqrt{L_2^{\,2} + 2 \cdot L_2 \cdot x + R_K^{\,2} + x^2}}\right)$$

a konečně pro samotné natočení oje platí:

$$\Phi = \pi - \operatorname{acos}\left(\frac{L_2^{\,2} + 2 \cdot L_2 \cdot x - L_4^{\,2} - L_{pz}^{\,2} + O^2 + x^2}{2 \cdot O \cdot \sqrt{L_2^{\,2} + 2 \cdot L_2 \cdot x + R_K^{\,2} + x^2}}\right) - \operatorname{atan}\left(\frac{R_K}{L_2 + x}\right)$$

ze vztahů pro natočení jednotlivých kol přívěsu lze vyjádřit poloměr R_K a jeho dosazením získat tak závislost natočení oje přímo na natočení jednotlivých kol přívěsu

Pro jednotlivá kola, resp. poloměry zatáčení platí:

Úhel natočení vnitřních kol přední nápravy přívěsu a odpovídající poloměr R_K:

$$\alpha_{in} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{R_K - \frac{t_o}{2}}\right) \qquad R_K = \frac{2 \cdot L_2 + t_o \cdot \tan\left(\alpha_{in}\right)}{2 \cdot \tan\left(\alpha_{in}\right)}$$

Úhel natočení vnějších kol přední nápravy přívěsu a odpovídající poloměr R_K:

$$\alpha_{out} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{R_K + \frac{t_o}{2}}\right) \qquad R_K = \frac{2 \cdot L_2 - t_o \cdot \tan(\alpha_{out})}{2 \cdot \tan(\alpha_{out})}$$

Úhel natočení vnitřních kol zadní nápravy přívěsu a odpovídající poloměr R_K:

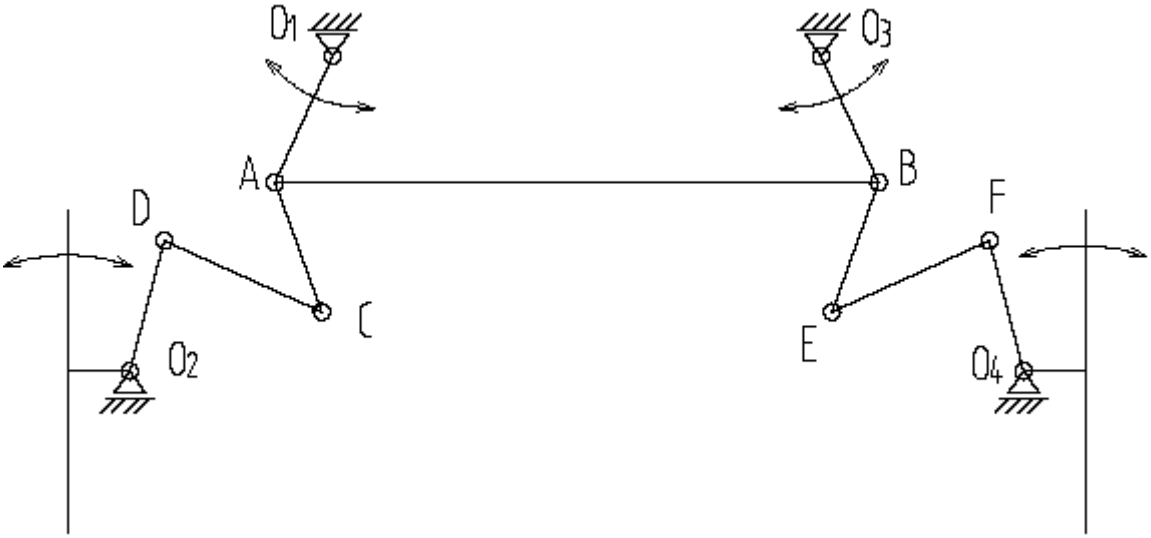
$$\beta_{in} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_1 - L_2}{R_K - \frac{t_o}{2}}\right) \qquad R_K = \frac{2 \cdot L_1 - 2 \cdot L_2 + t_o \cdot \tan(\beta_{in})}{2 \cdot \tan(\beta_{in})}$$

Úhel natočení vnějších kol zadní nápravy přívěsu a odpovídající poloměr R_K:

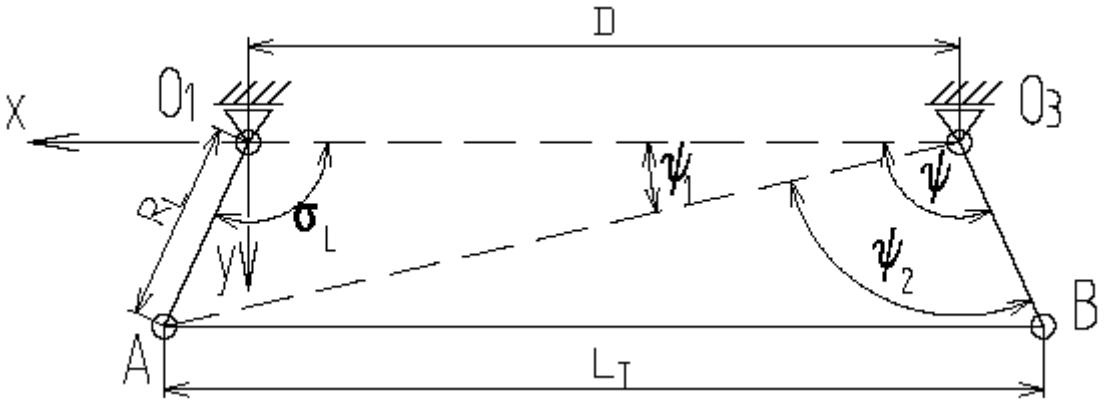
$$\beta_{in} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_1 - L_2}{R_K + \frac{t_o}{2}}\right) \qquad R_K = -\frac{2 \cdot L_2 - 2 \cdot L_1 + t_o \cdot \tan(\beta_{in})}{2 \cdot \tan(\beta_{in})}$$

13.8 Příloha č.8 - Základní výpočtový návrh lichoběžníku řízení přední nápravy

schématický nákres mechanismu řízení přední nápravy:



schématický nákres základního lichoběžníku střední spojovací tyče:



zadávám:

vzdálenost mezi promítnutými středy os otáčení pák $D = 820mm$

úhel lichoběžníku - ramena $\sigma_L = 117deg$

promítnutý poloměr páky řízení (resp. ramena lichoběžníku) $R_L = 200mm$

délka střední spojovací tyče:

souřadnice bodu A: $A_x = 0 - R_L \cdot \cos(\sigma_L)$ $A_x = 90.798 \cdot mm$

$A_y = R_L \cdot \sin(\sigma_L)$ $A_y = 178.201 \cdot mm$

délka tyče: $L_T = D + 2 \cdot A_x$ $L_T = 1001.5962 \cdot mm$

Výpočet vzájemného natočení pák řízení:

odkrokování úhlu natočení levé páky ze základní polohy $i = 0..40$

natočení levé páky řízení $\sigma_i = \sigma_L + i \cdot deg$

poloha bodu A

$$A_{x_i} = 0 - R_L \cdot \cos(\sigma_i)$$

$$A_{y_i} = R_L \cdot \sin(\sigma_i)$$

vzdálenost bodů A -O3 $L_{AO3_i} = \sqrt{(D + A_{x_i})^2 + (A_{y_i})^2}$

odpovídající natočení pravé páky řízení ψ

pro výpočet úhel rozdělím na dvě části $\psi 1_i = \operatorname{asin}\left(\frac{A_{y_i}}{L_{AO3_i}}\right)$

použitím kosinovy věty lze vyjádřit druhou část úhlu takto:

$$L_T^2 = L_{AO3}^2 + R_L^2 - 2 \cdot L_{AO3} \cdot R_L \cdot \cos(\psi_2)$$

$$\psi 2_i = \operatorname{acos}\left[\frac{-L_T^2 + (L_{AO3_i})^2 + R_L^2}{2 \cdot L_{AO3_i} \cdot R_L}\right]$$

natočení pravé páky je: $\psi_i = \psi 1_i + \psi 2_i$

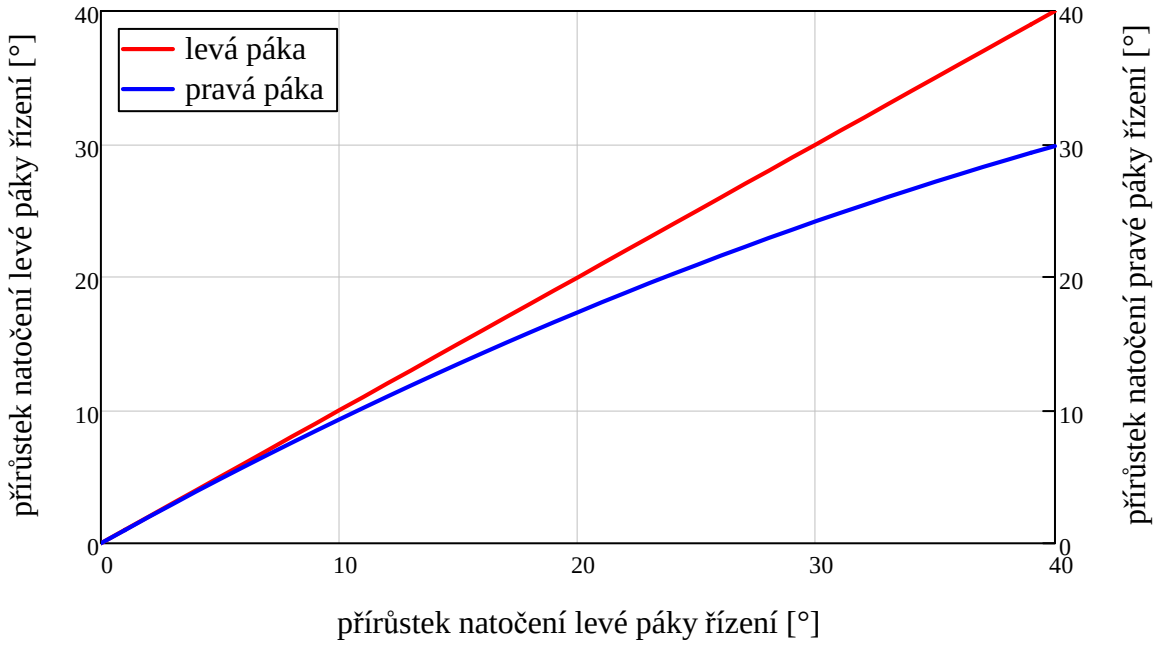
přírůstek natočení levé páky i

přírůstek natočení pravé páky $j_i = \psi_0 - \psi_i$

Část výpisu hodnot natočení levé a pravé páky řízení a také jejich přírůstků natočení ve stupních:

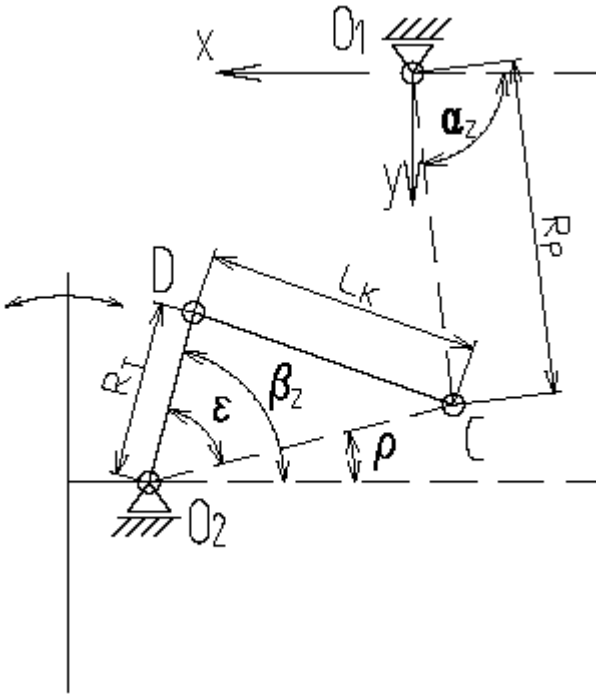
$\frac{\sigma_i}{deg} =$	$\frac{\psi_i}{deg} =$	$i =$	$\frac{j_i}{deg} =$
117	117	0	0
118	116.007	1	0.993
119	115.029	2	1.971
120	114.064	3	2.936
121	113.113	4	3.887
122	112.176	5	4.824
123	111.252	6	5.748
124	110.341	7	6.659
125	109.443	8	7.557
126	108.558	9	8.442
127	107.686	10	9.314
...	...	...	...

Grafické znázornění přírůstků natočení pák řízení:



Výpočet odpovídajícího natočení levého kola:

schématický nákres pro výpočet kinematiky:



zadávám:

geometrií stávající těhlice je dáno:

promítnutý poloměr páky na těhlici: $R_T = 253.23mm$

úhel páky na těhlici: $\beta_Z = 75.66deg$

promítnutý střed osy otáčení páky těhlice:
(závisí na poloze umístění uložení pák řízení a jejich naklopení v prostoru)

$O_{2X} = 485.15mm$

$O_{2Y} = 414.88mm$

promítnutý poloměr levé páky řízení

$R_P = 335mm$

úhel levé páky řízení:

$\alpha_Z = 85deg$

délka krátké spojovací tyče:

souřadnice bodu C:

$C_x = 0 - R_P \cdot \cos(\alpha_Z)$ $\quad C_x = -29.197 \cdot mm$

$C_y = R_P \cdot \sin(\alpha_Z)$ $\quad C_y = 333.725 \cdot mm$

souřadnice bodu D:

$D_x = O_{2X} - R_T \cdot \cos(\beta_Z)$ $\quad D_x = 422.431 \cdot mm$

$D_y = O_{2Y} - R_T \cdot \sin(\beta_Z)$ $\quad D_y = 169.54 \cdot mm$

délka tyče:

$L_K = \sqrt{(C_x - D_x)^2 + (C_y - D_y)^2}$ $\quad L_K = 480.547 \cdot mm$

Výpočet natočení kola:

natočení levé páky řízení:

$\alpha_{L_i} = \alpha_Z + i \cdot deg$

poloha bodu C:

$C_{x_i} = 0 - R_P \cdot \cos(\alpha_{L_i})$

$C_{y_i} = R_P \cdot \sin(\alpha_{L_i})$

vzdálenost bodů C -O2

$L_{CO2_i} = \sqrt{(O_{2X} - C_{x_i})^2 + (O_{2Y} - C_{y_i})^2}$

z kosinovy věty vyjádřím úhel ε

$L_K^2 = L_{CO2}^2 + R_T^2 - 2 \cdot L_{CO2} \cdot R_T \cdot \cos(\varepsilon_L)$

$$\varepsilon_{L_i} = \operatorname{acos}\left[\frac{-L_K^2 + (L_{CO2_i})^2 + R_T^2}{2 \cdot L_{CO2_i} \cdot R_T}\right]$$

a dále takjé úhel ρ

$$\rho_{L_i} = \operatorname{asin}\left(\frac{O_{2Y} - C_{y_i}}{L_{CO2_i}}\right)$$

potom úhel β je

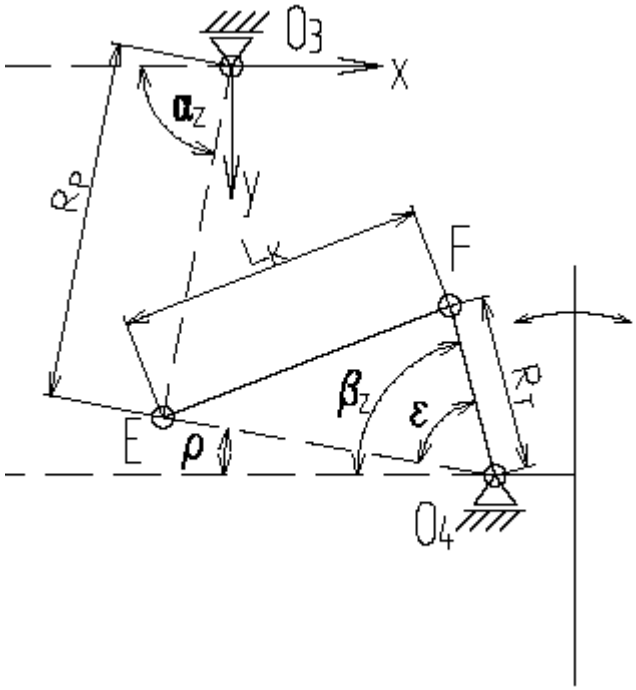
$\beta_{L_i} = \varepsilon_{L_i} + \rho_{L_i}$

a úhel natočení kola vychází

$\alpha_{in_i} = \beta_{L_i} - \beta_Z$

Výpočet odpovídajícího natočení pravého kola:

schématický nákres pro výpočet kinematiky:



přírůstek natočení pravé páky ve stupních

$$k_i = j_i \cdot \frac{180}{\pi}$$

natočení pravé páky řízení:

$$\alpha_{P_i} = \alpha_Z - k_i \cdot \mathrm{deg}$$

poloha bodu E:

$$E_{x_i} = 0 - R_P \cdot \cos\left(\alpha_{P_i}\right)$$

$$E_{y_i} = R_P \cdot \sin\left(\alpha_{P_i}\right)$$

vzdálenost bodů E -O4

$$L_{EO4_i} = \sqrt{\left(O_{2X} - E_{x_i}\right)^2 + \left(O_{2Y} - E_{y_i}\right)^2}$$

z kosinovy věty vyjádřím úhel ε

$$L_K{}^2 = L_{EO4}{}^2 + R_T{}^2 - 2 \cdot L_{EO4} \cdot R_T \cdot \cos\left(\varepsilon_P\right)$$

$$\varepsilon_{P_i} = \mathrm{acos}\left[\frac{-L_K{}^2 + \left(L_{EO4_i}\right)^2 + R_T{}^2}{2 \cdot L_{EO4_i} \cdot R_T}\right]$$

a dále takjé úhel ρ

$$\rho_{P_i} = \mathrm{asin}\left(\frac{O_{2Y} - E_{y_i}}{L_{EO4_i}}\right)$$

potom úhel β je

$$\beta_{P_i} = \varepsilon_{P_i} + \rho_{P_i}$$

a úhel natočení kola vychází

$$\alpha_{out_i} = \beta_Z - \beta_{P_i}$$

Stanovení odchylek natočení kol oproti požadovanému teoretickému natočení

rozvor náprav přívěsu:

$L_1 = 5150mm$

vzdálenost kolmice podélné osy přívěsu od přední nápravy přívěsu
(pro výpočet natočení kol)

$L_2 = 2585mm$

rozchod kol přívěsu:
(resp. i přední nápravy autobusů SOR)

$t_o = 2030mm$

poloměr zatáčení k podélné ose přívěsu:

R_K

pro teoretické natočení vnitřních kol na přední nápravě přívěsu platí:

$$\alpha_{in} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{R_K - \frac{t_o}{2}}\right)$$

z tohoto vzorce lze vyjádřit poloměr R_K

$$R_K = \frac{2 \cdot L_2 + t_o \cdot \tan(\alpha_{in})}{2 \cdot \tan(\alpha_{in})}$$

a dosadit do vztahu, který platí pro teoretické natočení vnějších kol na přední nápravě přívěsu:

$$\alpha_{outteor_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{\frac{2 \cdot L_2 + t_o \cdot \tan(\alpha_{in_i})}{2 \cdot \tan(\alpha_{in_i})} + \frac{t_o}{2}}\right)$$

porovnáním požadovaného teoretického natočení kola a vypočítaného natočení kola daného geometrií řízení mohu vypočítat odchylku a sestrojit křivku chyb - ve stupních natočení kola

$$X_i = \alpha_{out_i} - \alpha_{outteor_i}$$

ze známého rozměru ráfku kola 7,50 x 19,5 mohu tuto chybu přepočítat na mm, tedy změnu sbíhavosti v mm, která je v základní poloze rovna 0 mm

průměr ráfku

$D_r = 19.5in \qquad D_r = 495.3 \cdot mm$

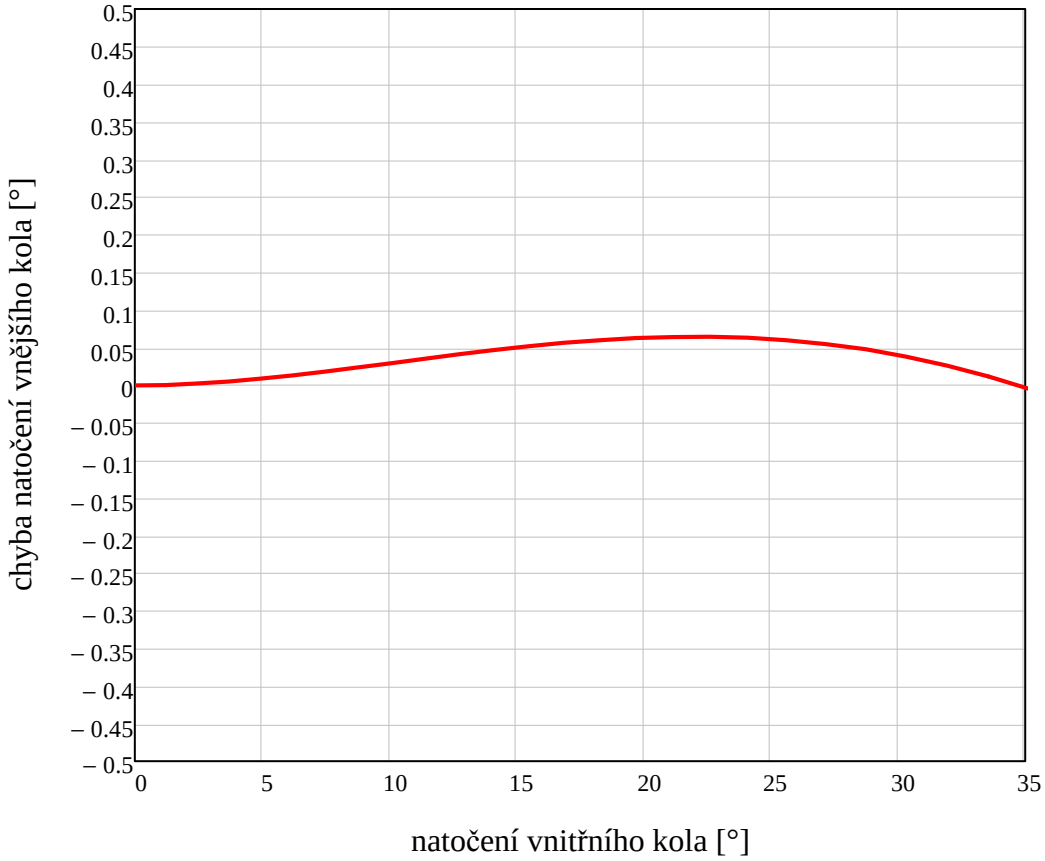
chyba pak tedy činí:

$$X_{sb_i} = \left(\frac{D_r}{2} \cdot \sin(X_i)\right)$$

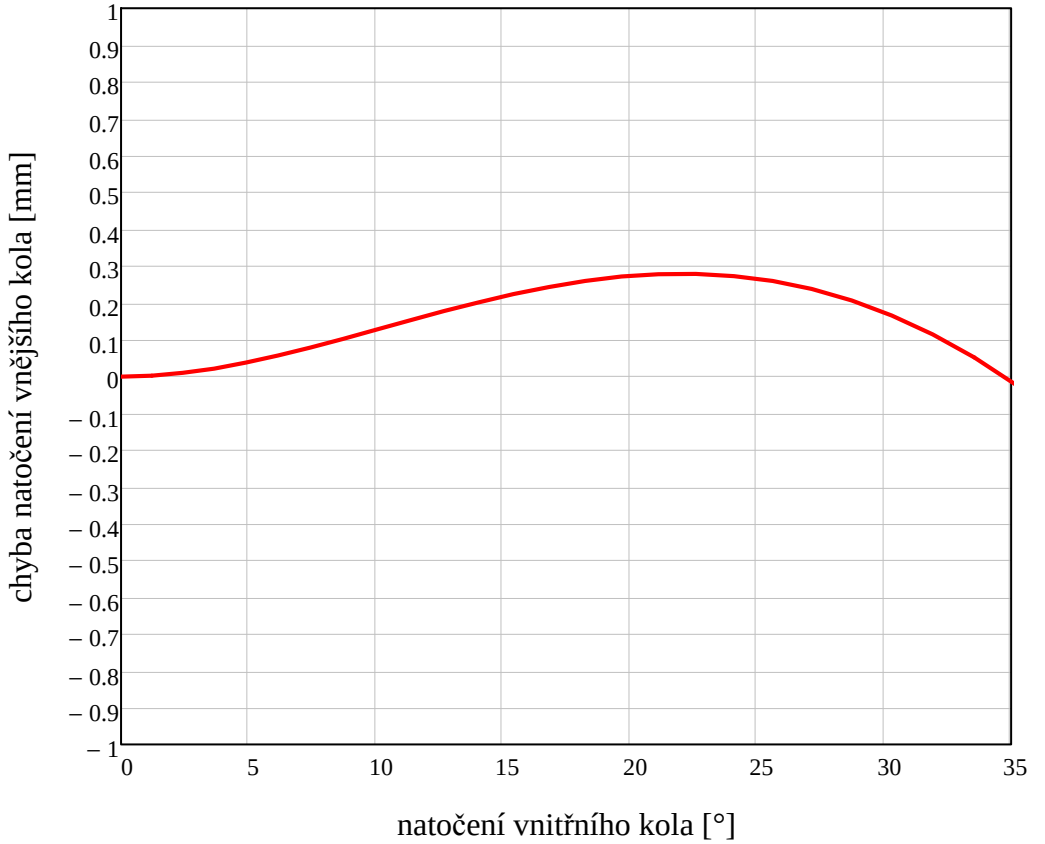
Část výpisu hodnot natočení levého a pravého (resp. vnitřního a vnějšího) kola vypočítaného z dané geometrie a odpovídající teoretické natočení vnějšího kola podle požadavků stanovených v předchozí kapitole, všechny hodnoty natočení jsou uvedeny ve stupních. Dále také chyba natočení vnějšího kola ve stupních a v mm na daném průměru ráfku:

natočení vnitřního kola dané geometrií [°]	natočení vnějšího kola dané geometrií [°]	teoretické natočení vnějšíího kola (pro zde dané natočení vnitřního kola)[°]	chyba natočení vnějšího kola [°]	chyba natočení vnějšího kola [mm]
α_{in_i} / deg =	α_{out_i} / deg =	$\alpha_{outteor_i}$ / deg =	X_i / deg =	X_{sb_i} / mm =
0	0	0	0	0
1.21	1.191	1.191	$6.049 \cdot 10^{-4}$	$2.614 \cdot 10^{-3}$
2.432	2.356	2.354	$2.351 \cdot 10^{-3}$	0.01
3.666	3.496	3.491	$5.124 \cdot 10^{-3}$	0.022
4.913	4.612	4.603	$8.793 \cdot 10^{-3}$	0.038
6.173	5.706	5.693	0.013	0.057
7.447	6.779	6.761	0.018	0.079
8.737	7.832	7.808	0.024	0.103
10.043	8.867	8.837	0.029	0.127
11.364	9.883	9.848	0.035	0.153
12.704	10.883	10.842	0.041	0.178
14.06	11.867	11.821	0.047	0.202
15.436	12.837	12.785	0.052	0.224
16.83	13.792	13.735	0.056	0.244
18.244	14.734	14.673	0.06	0.26
19.678	15.663	15.6	0.063	0.272
21.132	16.58	16.516	0.064	0.279
22.608	17.487	17.422	0.065	0.279
24.105	18.382	18.319	0.063	0.273
25.623	19.268	19.208	0.06	0.26
27.164	20.145	20.09	0.055	0.238
28.727	21.013	20.965	0.048	0.207
30.311	21.873	21.835	0.038	0.166
31.918	22.725	22.699	0.027	0.115
...	...	...	...	...

Zobrazení chyby natočení vnějšího kola ve stupních v závislosti na natočení vnitřního kola ve stupních



Zobrazení chyby natočení vnějšího kola v mm na vnějším průměru ráfku kola v závislosti na natočení vnitřního kola ve stupních



13.9 Příloha č.9 - Stanoveni odchylek natočení kol přední nápravy přívěsu na základě naměřených dat ze simulace v programu Adams View

Definování potřebných závislostí a konstant pro výpočet:

rozvor náprav přívěsu:

$$L_1 = 5150mm$$

vzdálenost kolmice podélné osy přívěsu od přední nápravy přívěsu (pro výpočet natočení kol)

$$L_2 = 2585mm$$

rozchod kol přívěsu: (resp. i přední nápravy autobusů SOR)

$$t_o = 2030mm$$

poloměr zatáčení k podélné ose přívěsu:

$$R_K$$

pro teoretické natočení vnitřních kol na přední nápravě přívěsu platí:

$$\alpha_{in} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{R_K - \frac{t_o}{2}}\right)$$

z tohoto vzorce lze vyjádřit poloměr R_K

$$R_K = \frac{2 \cdot L_2 + t_o \cdot \tan(\alpha_{in})}{2 \cdot \tan(\alpha_{in})}$$

a dosadit do vztahu, který platí pro teoretické natočení vnějších kol na přední nápravě přívěsu:

$$\alpha_{outteor} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{\frac{2 \cdot L_2 + t_o \cdot \tan(\alpha_{in})}{2 \cdot \tan(\alpha_{in})} + \frac{t_o}{2}}\right)$$

Zatáčení přívěsu vlevo (tedy i natočení předních kol vlevo)

Hodnoty natočení kol ve stupních z ADAMSU jsem exporotval jako numerická data. Zde je pro přesný výpočet odchylek načítám do příslušných proměnných

odkrokování pro načtení hodnot z ADAMSU, které platí pro zatáčení vlevo

$$i = 1 .. 63$$

načtení hodnot natočení vniřního kola (levého)

$$\alpha_{in} = \text{READPRN("LP_2")}$$

načtení hodnot natočení vnějšího kola (pravého)

$$\alpha_{out} = \text{READPRN("PP_2")}$$

dosazení do vztahu, který platí pro teoretické natočení vnějších kol na přední nápravě přívěsu:

$$\alpha_{outteor_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{\frac{2 \cdot L_2 + t_o \cdot \tan\left(\alpha_{in_i} \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{2 \cdot \tan\left(\alpha_{in_i} \cdot \frac{\pi}{180}\right)} + \frac{t_o}{2}}\right)$$

porovnáním požadovaného teoretického natočení kola a změřeného natočení kola v ADAMSU mohu vypočítat odchylku a sestrojit křivku chyb - ve stupních natočení kola

$$X_i = \alpha_{out_i} \cdot \frac{\pi}{180} - \alpha_{outteor_i}$$

ze známého rozměru ráfku kola 7,50 x 19,5 mohu tuto chybu přepočítat na mm, tedy změnu sbíhavosti v mm, která je v základní poloze rovna 0 mm

průměr ráfku $D_r = 19.5in$ $D_r = 495.3 \cdot mm$

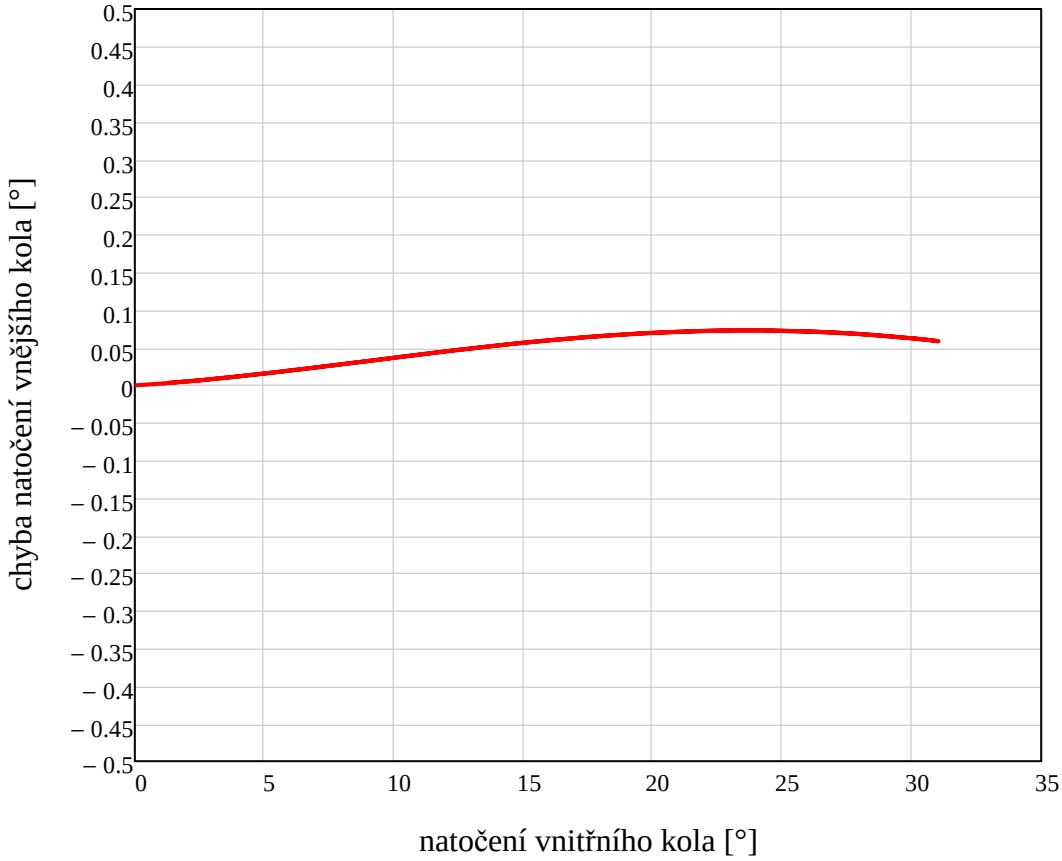
chyba pak tedy činí:

$$X_{sb_i} = \left(\frac{D_r}{2} \cdot \sin\left(X_i\right) \right)$$

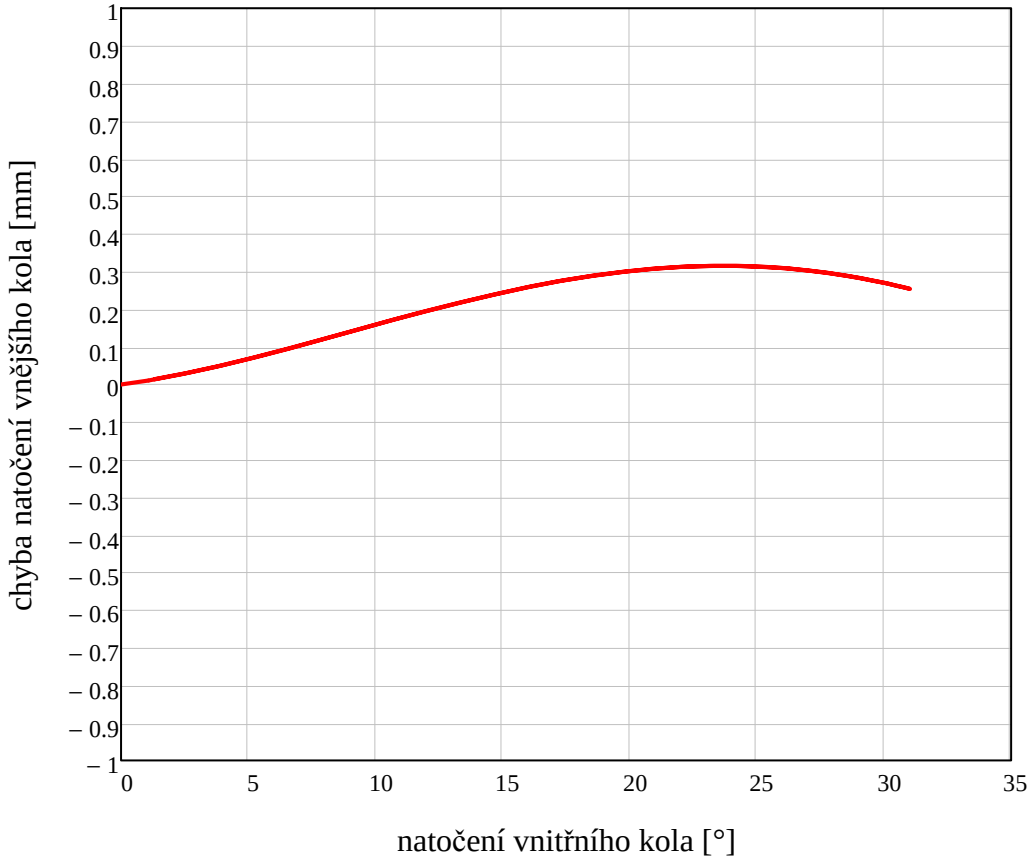
Část výpisu hodnot natočení levého a pravého (resp. vnitřního a vnějšího) kola změřeného při simulaci v ADAMSU a odpovídající teoretické natočení vnějšího kola podle požadavků stanovených v předchozí kapitole, všechny hodnoty natočení jsou uvedeny ve stupních. Dále také chyba natočení vnějšího kola ve stupních a v mm na daném průměru ráfku:

natočení vnitřního kola dané geometrií [°]	natočení vnějšího kola dané geometrií [°]	teoretické natočení vnějšího kola (pro zde dané natočení vnitřního kola)[°]	chyba natočení vnějšího kola [°]	chyba natočení vnějšího kola [mm]
$\alpha_{in_i} =$	$\alpha_{out_i} =$	$\frac{\alpha_{outteor_i}}{deg} =$	$\frac{X_i}{deg} =$	$\frac{X_{sb_i}}{mm} =$
1.304	1.284	1.281	$3.249 \cdot 10^{-3}$	0.014
2.625	2.541	2.534	$7.229 \cdot 10^{-3}$	0.031
3.962	3.771	3.759	0.012	0.051
5.312	4.969	4.952	0.017	0.073
6.671	6.137	6.114	0.023	0.097
8.035	7.271	7.242	0.028	0.122
9.402	8.37	8.336	0.034	0.148
10.766	9.434	9.394	0.04	0.173
12.125	10.462	10.416	0.046	0.198
13.473	11.452	11.401	0.051	0.221
14.807	12.403	12.347	0.056	0.242
16.122	13.316	13.256	0.06	0.261
17.412	14.188	14.124	0.064	0.277
18.672	15.02	14.953	0.067	0.291
19.899	15.81	15.741	0.07	0.302
21.085	16.558	16.487	0.072	0.309
22.227	17.263	17.19	0.073	0.314
23.319	17.924	17.851	0.073	0.316
24.356	18.541	18.468	0.073	0.316
25.333	19.112	19.04	0.072	0.313
26.246	19.638	19.567	0.071	0.309
27.09	20.118	20.048	0.07	0.303
27.86	20.551	20.482	0.069	0.296
28.554	20.937	20.87	0.067	0.289
29.168	21.274	21.209	0.065	0.282
29.699	21.564	21.501	0.064	0.275
30.143	21.805	21.743	0.062	0.269
...	...	...	...	...

Zobrazení chyby natočení vnějšího kola ve stupních v závislosti na natočení vnitřního kola ve stupních



Zobrazení chyby natočení vnějšího kola v mm na vnějším průměru ráfku kola v závislosti na natočení vnitřního kola ve stupních



Zatáčení přívěsu vpravo (tedy i natočení předních kol vpravo)

Ověření zda při zatáčení na druhou stranu vykazuje mechanismus řízení stejnou odchylku, resp. zda chová se symetricky

odkrokování pro načtení hodnot z ADAMSU, které platí pro zatáčení vlevo

$$i = 63..100$$

načtení hodnot natočení vniřního kola (pravého)

$$\alpha_{in} = -\text{READPRN}("PP_2")$$

načtení hodnot natočení vnějšího kola (levého)

$$\alpha_{out} = -\text{READPRN}("LP_2")$$

dosazení do vztahu, který platí pro teoretické natočení vnějších kol na přední nápravě přívěsu:

$$\alpha_{outteor_i} = \text{atan}\left(\frac{L_2}{\frac{2\cdot L_2 + t_o\cdot\tan\left(\alpha_{in_i}\cdot\frac{\pi}{180}\right)}{2\cdot\tan\left(\alpha_{in_i}\cdot\frac{\pi}{180}\right)} + \frac{t_o}{2}}\right)$$

porovnáním požadovaného teoretického natočení kola a změřeného natočení kola v ADAMSU mohu vypočítat odchylku a sestrojit křivku chyb - ve stupních natočení kola

$$X_i = \alpha_{out_i}\cdot\frac{\pi}{180} - \alpha_{outteor_i}$$

ze známého rozměru ráfku kola 7,50 x 19,5 mohu tuto chybu přepočítat na mm, tedy změnu sbíhavosti v mm, která je v základní poloze rovna 0 mm

průměr ráfku

$$D_r = 19.5\text{in} \qquad D_r = 495.3\cdot\text{mm}$$

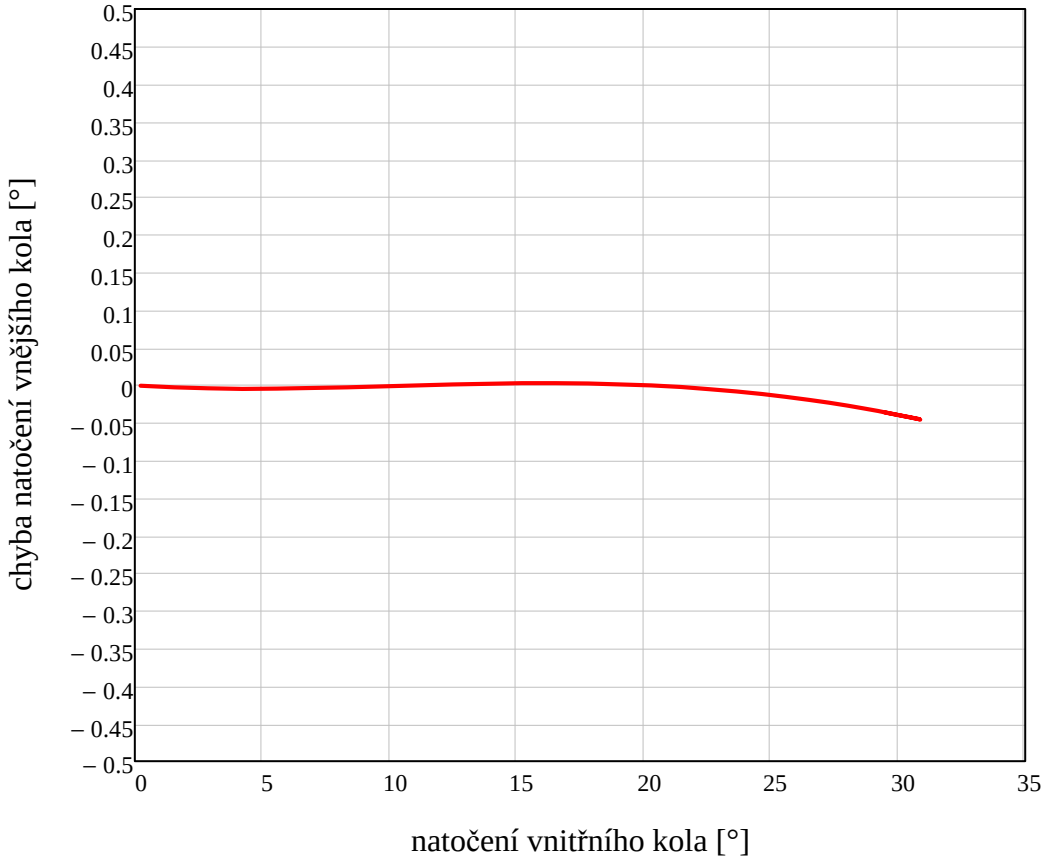
chyba pak tedy činí:

$$X_{sb_i} = \left(\frac{D_r}{2}\cdot\sin\left(X_i\right)\right)$$

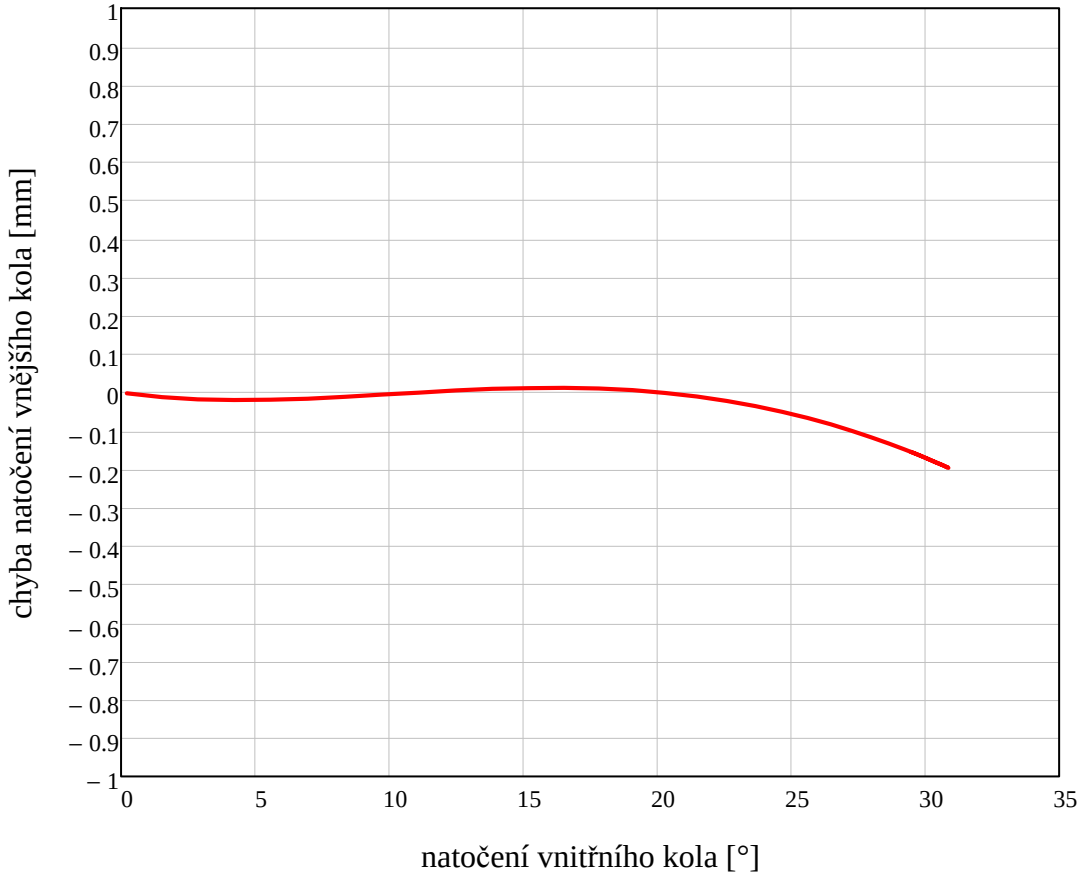
Část výpisu hodnot natočení levého a pravého (resp. vnitřního a vnějšího) kola změřeného při simulaci v ADAMSU a odpovídající teoretické natočení vnějšího kola podle požadavků stanovených v předchozí kapitole, všechny hodnoty natočení jsou uvedeny ve stupních. Dále také chyba natočení vnějšího kola ve stupních a v mm na daném průměru ráfku:

natočení vnitřního kola dané geometrií [º]	natočení vnějšího kola dané geometrií [º]	teoretické natočení vnějšíího kola (pro zde dané natočení vnitřního kola)[º]	chyba natočení vnějšího kola [º]	chyba natočení vnějšího kola [mm]
$\alpha_{in_i} =$	$\alpha_{out_i} =$	$\frac{\alpha_{outteor_i}}{\text{deg}} =$	$\frac{X_i}{\text{deg}} =$	$\frac{X_{sb_i}}{\text{mm}} =$
0.218	0.217	0.218	$-4.669\cdot10^{-4}$	$-2.018\cdot10^{-3}$
1.53	1.496	1.499	$-2.677\cdot10^{-3}$	-0.012
2.863	2.751	2.755	$-3.977\cdot10^{-3}$	-0.017
4.214	3.98	3.984	$-4.469\cdot10^{-3}$	-0.019
5.58	5.18	5.185	$-4.286\cdot10^{-3}$	-0.019
6.957	6.35	6.354	$-3.575\cdot10^{-3}$	-0.015
8.341	7.488	7.49	$-2.498\cdot10^{-3}$	-0.011
9.728	8.591	8.592	$-1.22\cdot10^{-3}$	$-5.275\cdot10^{-3}$
...	...	...	...	...

Zobrazení chyby natočení vnějšího kola ve stupních v závislosti na natočení vnitřního kola ve stupních

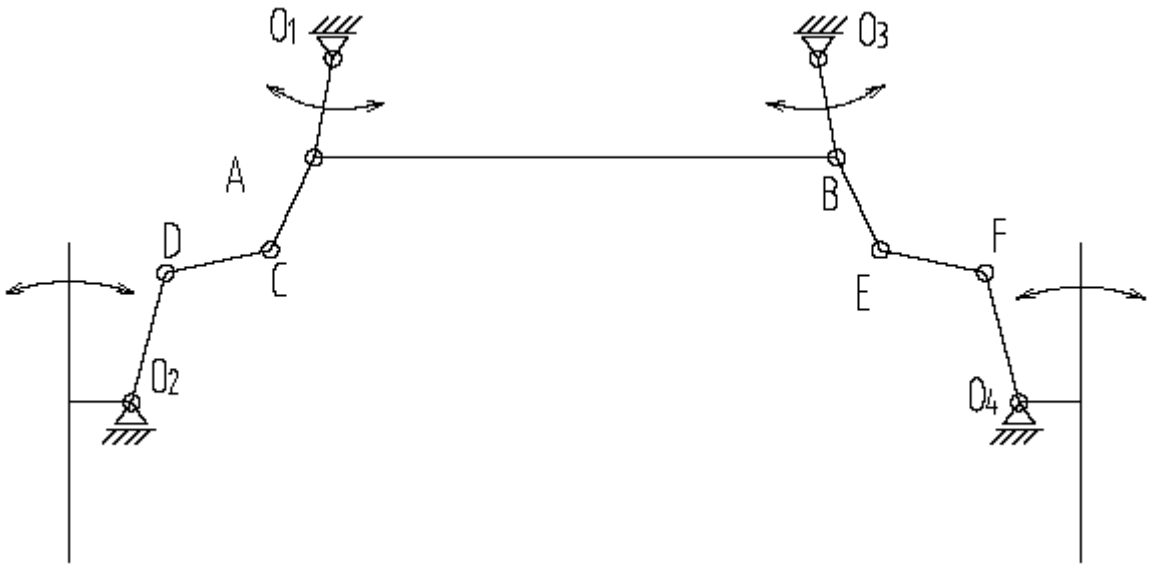


Zobrazení chyby natočení vnějšího kola v mm na vnějším průměru ráfku kola v závislosti na natočení vnitřního kola ve stupních

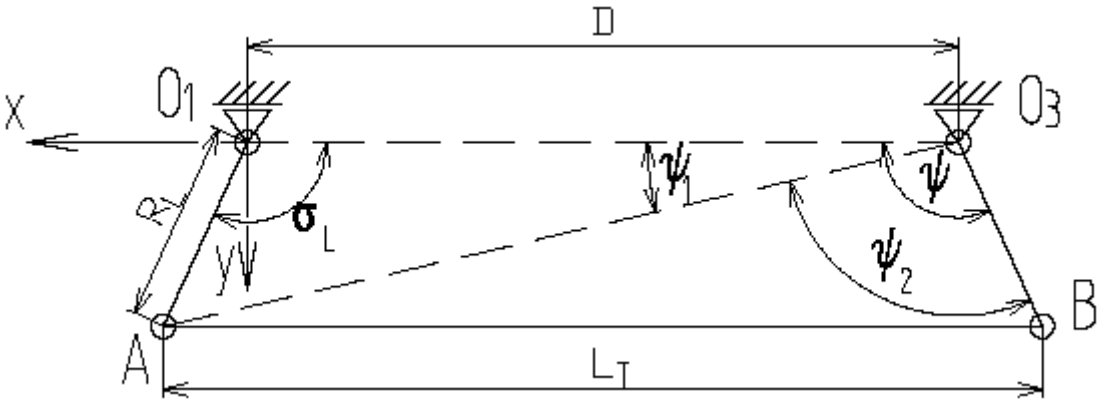


13.10 Příloha č.10 - Základní výpočtový návrh lichoběžníku řízení zadní nápravy

schématický nákres mechanismu řízení přední nápravy:



schématický nákres základního lichoběžníku střední spojovací tyče:



zadávám:

vzdálenost mezi promítnutými středy os otáčení pák $D = 680mm$

úhel lichoběžníku - ramena $\sigma_L = 88deg$

promítnutý poloměr páky řízení (resp. ramena lichoběžníku) $R_L = 180mm$

délka střední spojovací tyče:

souřadnice bodu A: $A_x = 0 - R_L \cdot \cos(\sigma_L)$ $A_x = -6.282 \cdot mm$

$A_y = R_L \cdot \sin(\sigma_L)$ $A_y = 179.89 \cdot mm$

délka tyče: $L_T = D + 2 \cdot A_x$ $L_T = 667.4362 \cdot mm$

Výpočet vzájemného natočení pák řízení:

odkrokování úhlu natočení levé páky ze základní polohy $i = 0..40$

natočení levé páky řízení $\sigma_i = \sigma_L + i \cdot deg$

poloha bodu A

$$A_{x_i} = 0 - R_L \cdot \cos(\sigma_i)$$

$$A_{y_i} = R_L \cdot \sin(\sigma_i)$$

vzdálenost bodů A -O3

$$L_{AO3_i} = \sqrt{\left(D + A_{x_i}\right)^2 + \left(A_{y_i}\right)^2}$$

odpovídající natočení pravé páky řízení ψ

pro výpočet úhel rozdělím na dvě části

$$\psi 1_i = \operatorname{asin}\left(\frac{A_{y_i}}{L_{AO3_i}}\right)$$

použitím kosinovy věty lze vyjádřit druhou část úhlu takto:

$$L_T{}^2 = L_{AO3}{}^2 + R_L{}^2 - 2 \cdot L_{AO3} \cdot R_L \cdot \cos(\psi_2)$$

$$\psi 2_i = \operatorname{acos}\left[\frac{-L_T{}^2 + \left(L_{AO3_i}\right)^2 + R_L{}^2}{2 \cdot L_{AO3_i} \cdot R_L}\right]$$

natočení pravé páky je: $\psi_i = \psi 1_i + \psi 2_i$

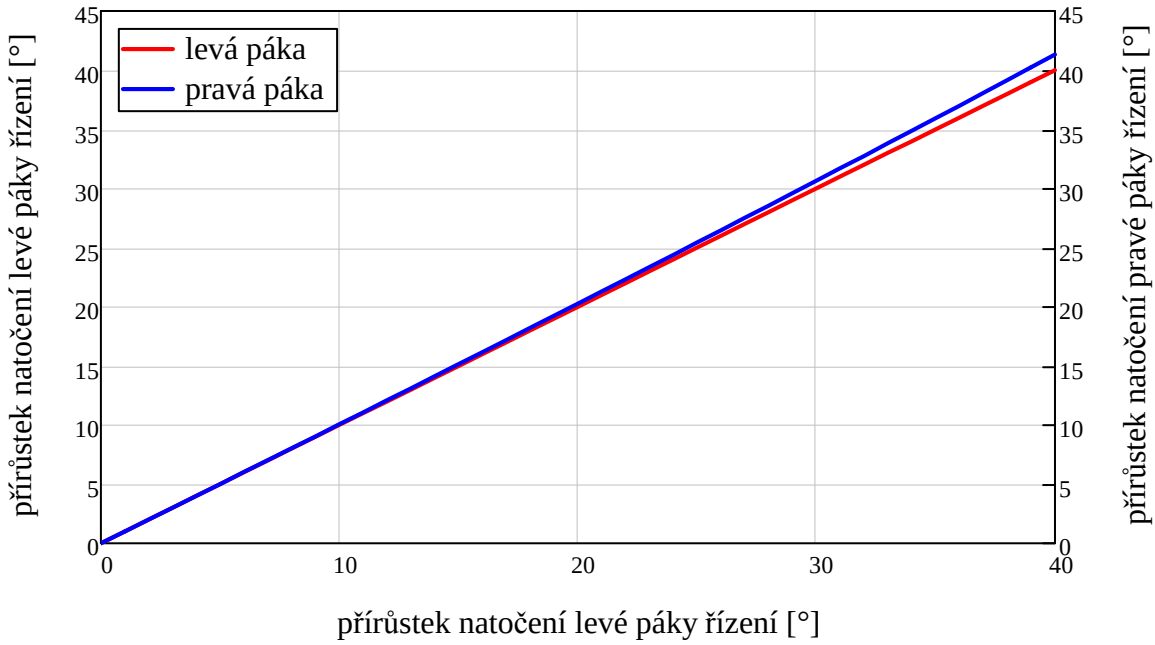
přírůstek natočení levé páky i

přírůstek natočení pravé páky $j_i = \psi_0 - \psi_i$

Část výpisu hodnot natočení levé a pravé páky řízení a také jejich přírůstků natočení ve stupních:

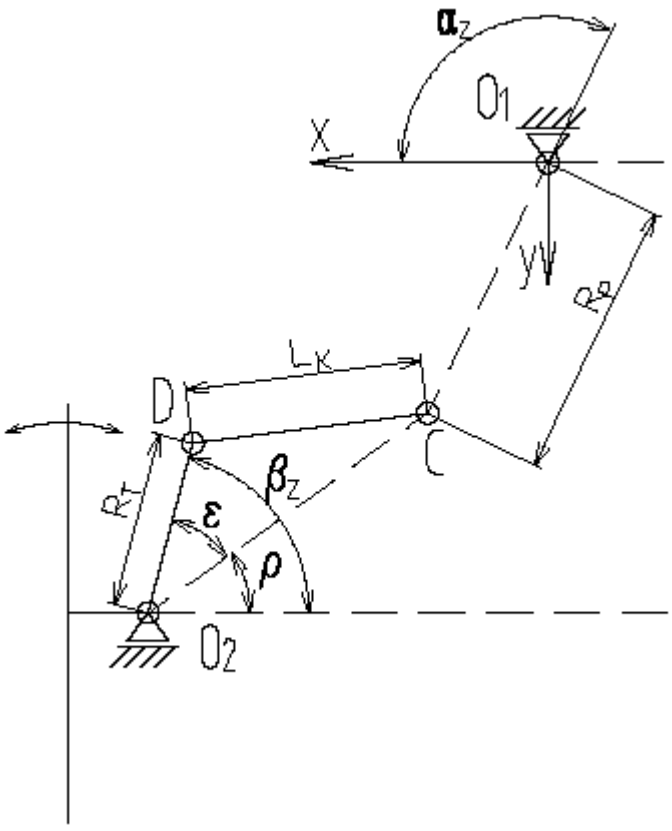
$\frac{\sigma_i}{deg} =$	$\frac{\psi_i}{deg} =$	$i =$	$\frac{j_i}{deg} =$
88	88	0	0
89	86.999	1	1.001
90	85.998	2	2.002
91	84.994	3	3.006
92	83.99	4	4.01
93	82.984	5	5.016
94	81.977	6	6.023
95	80.969	7	7.031
96	79.96	8	8.04
97	78.949	9	9.051
98	77.937	10	10.063
...	...	...	...

Grafické znázornění přírůstků natočení pák řízení:



Výpočet odpovídajícího natočení levého kola:

schématický nákres pro výpočet kinematiky:



zadávám:

geometrií stávající těhlice je dáno:

promítnutý poloměr páky na těhlici: $R_T = 253.23mm$

úhel páky na těhlici: $\beta_Z = 75.66deg$

promítnutý střed osy otáčení páky těhlice:
(závisí na poloze umístění uložení pák řízení a jejich naklopení v prostoru)

$$O_{2X} = 895.15mm - \frac{D}{2} \qquad O_{2X} = 555.15 \cdot mm \qquad O_{2Y} = 414.88mm$$

promítnutý poloměr levé páky řízení $R_P = 225mm$

úhel levé páky řízení: $\alpha_Z = 113deg$

délka krátké spojovací tyče:

souřadnice bodu C:

$$C_x = 0 - R_P \cdot \cos(\alpha_Z) \qquad C_x = 87.915 \cdot mm$$

$$C_y = R_P \cdot \sin(\alpha_Z) \qquad C_y = 207.114 \cdot mm$$

souřadnice bodu D:

$$D_x = O_{2X} - R_T \cdot \cos(\beta_Z) \qquad D_x = 492.431 \cdot mm$$

$$D_y = O_{2Y} - R_T \cdot \sin(\beta_Z) \qquad D_y = 169.54 \cdot mm$$

délka tyče:

$$L_K = \sqrt{(C_x - D_x)^2 + (C_y - D_y)^2} \qquad L_K = 406.258 \cdot mm$$

Výpočet natočení kola:

natočení levé páky řízení:

$$\alpha_{L_i} = \alpha_Z + i \cdot deg$$

poloha bodu C:

$$C_{x_i} = 0 - R_P \cdot \cos(\alpha_{L_i})$$

$$C_{y_i} = R_P \cdot \sin(\alpha_{L_i})$$

vzdálenost bodů C -O2

$$L_{CO2_i} = \sqrt{(O_{2X} - C_{x_i})^2 + (O_{2Y} - C_{y_i})^2}$$

z kosinovy věty vyjádřím úhel ε

$$L_K^2 = L_{CO2}^2 + R_K^2 - 2 \cdot L_{CO2} \cdot R_K \cdot \cos(\varepsilon_L)$$

$$\varepsilon_{L_i} = \operatorname{acos}\left[\frac{-L_K^2 + (L_{CO2_i})^2 + R_T^2}{2 \cdot L_{CO2_i} \cdot R_T}\right]$$

a dále takjé úhel ρ

$$\rho_{L_i} = \operatorname{asin}\left(\frac{O_{2Y} - C_{y_i}}{L_{CO2_i}}\right)$$

potom úhel β je

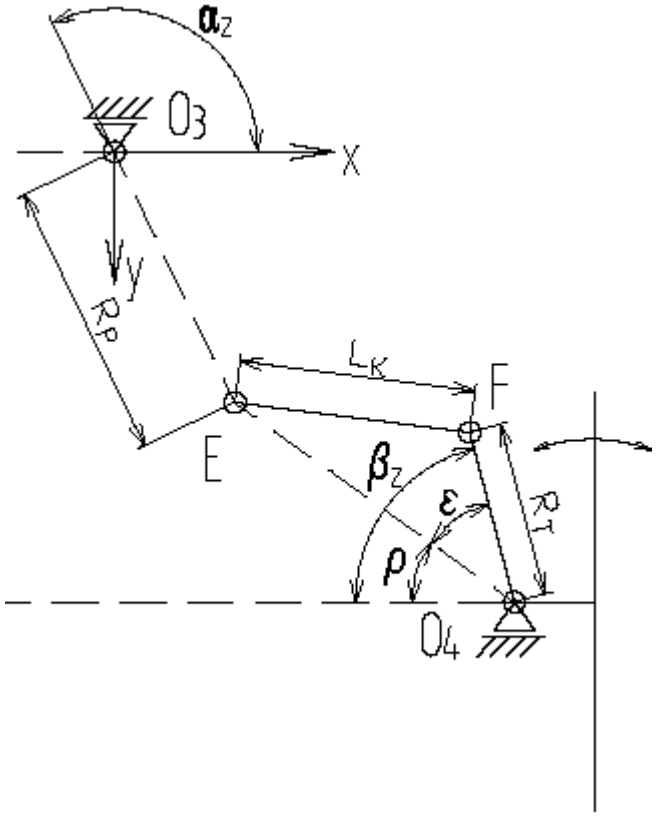
$$\beta_{L_i} = \varepsilon_{L_i} + \rho_{L_i}$$

a úhel natočení kola vychází

$$\alpha_{out_i} = \beta_{L_i} - \beta_Z$$

<u>Výpočet odpovídajícího natočení pravého kola</u>:

<u>schématický nákres pro výpočet kinematiky</u>:



přírůstek natočení pravé páky ve stupních $k_i = j_i \cdot \frac{180}{\pi}$

natočení pravé páky řízení: $\alpha_{P_i} = \alpha_Z - k_i \cdot \mathrm{deg}$

<u>poloha bodu E</u>: $E_{x_i} = 0 - R_P \cdot \cos\left(\alpha_{P_i}\right)$

$E_{y_i} = R_P \cdot \sin\left(\alpha_{P_i}\right)$

<u>vzdálenost bodů E -O4</u> $L_{EO4_i} = \sqrt{\left(O_{2X} - E_{x_i}\right)^2 + \left(O_{2Y} - E_{y_i}\right)^2}$

z kosinovy věty vyjádřím úhel ε $L_K^{\,2} = L_{EO4}^{\,2} + R_K^{\,2} - 2 \cdot L_{EO4} \cdot R_K \cdot \cos\left(\varepsilon_P\right)$

$$\varepsilon_{P_i} = \mathrm{acos}\left[\frac{-L_K^{\,2} + \left(L_{EO4_i}\right)^2 + R_T^{\,2}}{2 \cdot L_{EO4_i} \cdot R_T}\right]$$

a dále takjé úhel ρ $\rho_{P_i} = \mathrm{asin}\left(\frac{O_{2Y} - E_{y_i}}{L_{EO4_i}}\right)$

potom úhel β je $\beta_{P_i} = \varepsilon_{P_i} + \rho_{P_i}$

a úhel natočení kola vychází $\alpha_{in_i} = \beta_Z - \beta_{P_i}$

Stanovení odchylek natočení kol oproti požadovanému teoretickému natočení

rozvor náprav přívěsu:

$L_1 = 5150mm$

vzdálenost kolmice podélné osy přívěsu od přední nápravy přívěsu
(pro výpočet natočení kol)

$L_2 = 2585mm$

rozchod kol přívěsu:
(resp. i přední nápravy autobusů SOR)

$t_o = 2030mm$

poloměr zatáčení k podélné ose přívěsu:

R_K

pro teoretické natočení vnitřních kol na přední nápravě přívěsu platí:

$$\alpha_{in} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_1 - L_2}{R_K - \frac{t_o}{2}}\right)$$

z tohoto vzorce lze vyjádřit poloměr R_K

$$R_K = \frac{2\cdot(L_1 - L_2) + t_o\cdot\tan(\alpha_{in})}{2\cdot\tan(\alpha_{in})}$$

a dosadit do vztahu, který platí pro teoretické natočení vnějších kol na přední nápravě přívěsu:

$$\alpha_{outteor_i} = \operatorname{atan}\left[\frac{L_1 - L_2}{\frac{2\cdot(L_1 - L_2) + t_o\cdot\tan(\alpha_{in_i})}{2\cdot\tan(\alpha_{in_i})} + \frac{t_o}{2}}\right]$$

porovnáním požadovaného teoretického natočení kola a vypočítaného natočení kola daného geometrií řízení mohu vypočítat odchylku a sestrojit křivku chyb - ve stupních natočení kola

$$X_i = \alpha_{out_i} - \alpha_{outteor_i}$$

ze známého rozměru ráfku kola 7,50 x 19,5 mohu tuto chybu přepočítat na mm, tedy změnu sbíhavosti v mm, která je v základní poloze rovna 0 mm

průměr ráfku

$D_r = 19.5in \qquad D_r = 495.3\cdot mm$

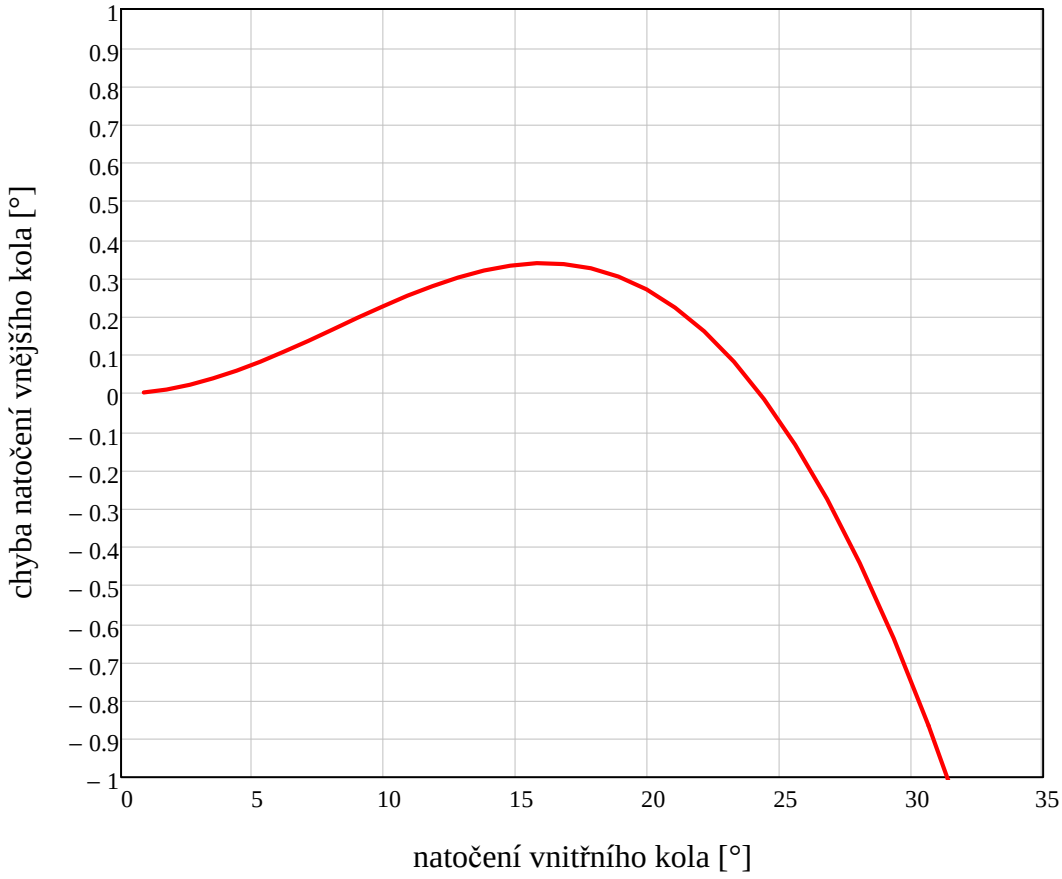
chyba pak tedy činí:

$$X_{sb_i} = \left(\frac{D_r}{2}\cdot\sin(X_i)\right)$$

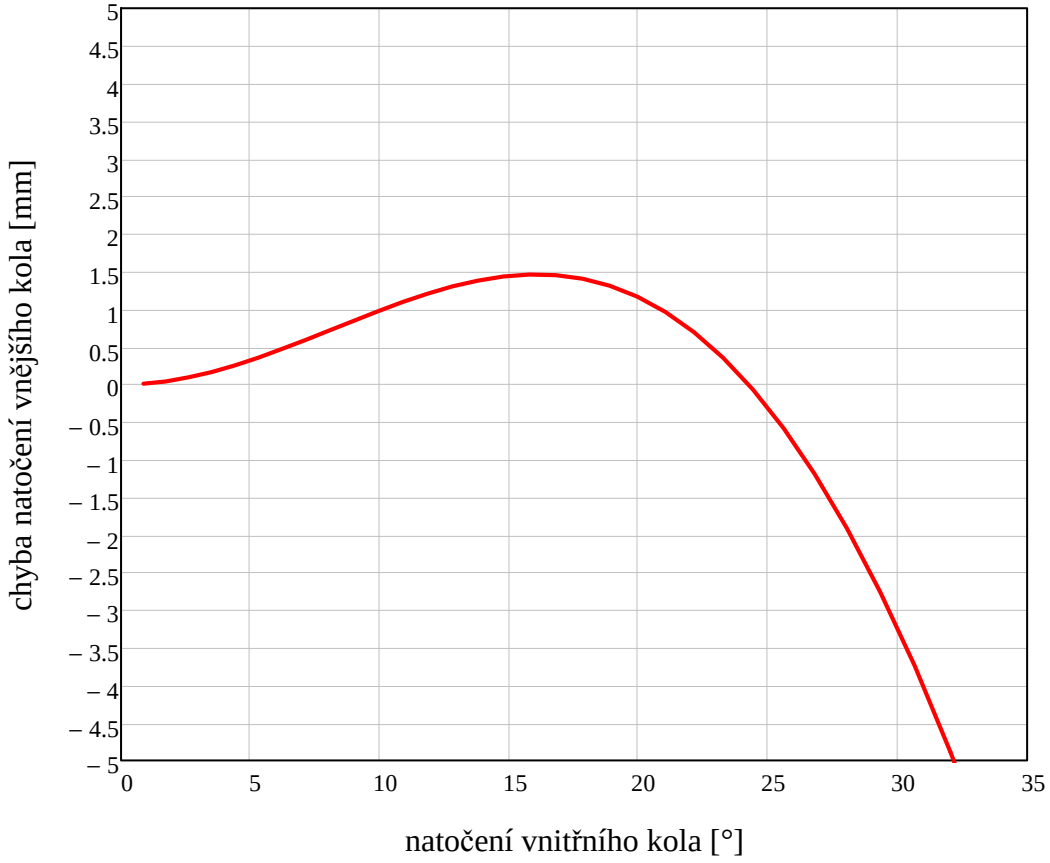
Část výpisu hodnot natočení levého a pravého (resp. vnitřního a vnějšího) kola vypočítaného z dané geometrie a odpovídající teoretické natočení vnějšího kola podle požadavků stanovených v předchozí kapitole, všechny hodnoty natočení jsou uvedeny ve stupních. Dále také chyba natočení vnějšího kola ve stupních a v mm na daném průměru ráfku:

natočení vnitřního kola dané geometrií [°]	natočení vnějšího kola dané geometrií [°]	teoretické natočení vnějšího kola (pro zde dané natočení vnitřního kola)[°]	chyba natočení vnějšího kola [°]	chyba natočení vnějšího kola [mm]
α_{in_i} / deg =	α_{out_i} / deg =	$\alpha_{outteor_i}$ / deg =	X_i / deg =	X_{sb_i} / mm =
0.861	0.854	0.851	$2.57 \cdot 10^{-3}$	0.011
1.73	1.7	1.69	0.01	0.044
2.607	2.539	2.517	0.022	0.097
3.492	3.37	3.332	0.039	0.168
4.385	4.194	4.135	0.059	0.255
5.286	5.01	4.927	0.083	0.357
6.194	5.817	5.708	0.109	0.471
7.111	6.615	6.478	0.137	0.592
8.037	7.404	7.238	0.166	0.719
8.97	8.184	7.988	0.196	0.848
9.913	8.954	8.728	0.226	0.975
10.865	9.714	9.46	0.254	1.097
11.826	10.463	10.183	0.28	1.208
12.798	11.201	10.899	0.302	1.305
13.781	11.927	11.607	0.32	1.384
14.775	12.641	12.309	0.333	1.438
15.781	13.343	13.005	0.339	1.464
16.8	14.032	13.695	0.337	1.456
17.833	14.708	14.382	0.326	1.408
18.882	15.369	15.065	0.304	1.315
19.947	16.016	15.745	0.271	1.17
21.03	16.648	16.424	0.224	0.967
22.134	17.264	17.103	0.161	0.698
23.26	17.865	17.782	0.083	0.357
24.41	18.449	18.464	-0.015	-0.065
25.588	19.016	19.15	-0.133	-0.577
26.797	19.566	19.841	-0.275	-1.188
28.04	20.098	20.54	-0.442	-1.911
29.324	20.611	21.249	-0.638	-2.756
30.655	21.106	21.971	-0.865	-3.74
...	...	...	...	...

Zobrazení chyby natočení vnějšího kola ve stupních v závislosti na natočení vnitřního kola ve stupních



Zobrazení chyby natočení vnějšího kola v mm na vnějším průměru ráfku kola v závislosti na natočení vnitřního kola ve stupních



13.11 Příloha č.11 - Stanovení odchylek natočení kol zadní nápravy přívěsu na základě naměřených dat ze simulace v programu Adams View

Definování potřebných závislostí a konstant pro výpočet:

rozvor náprav přívěsu:

$$L_1 = 5150mm$$

vzdálenost kolmice podélné osy přívěsu od přední nápravy přívěsu
(pro výpočet natočení kol)

$$L_2 = 2585mm$$

rozchod kol přívěsu:
(resp. i přední nápravy autobusů SOR)

$$t_o = 2030mm$$

poloměr zatáčení k podélné ose přívěsu:

$$R_K$$

pro teoretické natočení vnitřních kol na přední nápravě přívěsu platí:

$$\alpha_{in} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_1 - L_2}{R_K - \frac{t_o}{2}}\right)$$

z tohoto vzorce lze vyjádřit poloměr R_K

$$R_K = \frac{2\cdot(L_1 - L_2) + t_o\cdot\tan(\alpha_{in})}{2\cdot\tan(\alpha_{in})}$$

a dosadit do vztahu, který platí pro teoretické natočení vnějších kol na přední nápravě přívěsu:

$$\alpha_{outteor} = \operatorname{atan}\left[\frac{L_1 - L_2}{\frac{2\cdot(L_1 - L_2) + t_o\cdot\tan(\alpha_{in})}{2\cdot\tan(\alpha_{in})} + \frac{t_o}{2}}\right]$$

Zatáčení přívěsu vlevo (tedy natočení zadních kol vpravo)

Hodnoty natočení kol ve stupních z ADAMSU jsem exporotval jako numerická data. Zde je pro přesný výpočet odchylek načítám do příslušných proměnných

odkrokování pro načtení hodnot z ADAMSU, které platí pro zatáčení vlevo

$$i = 1..33$$

načtení hodnot natočení vniřního kola (levého)

$$\alpha_{in} = -\text{READPRN("LZ_U")}$$

načtení hodnot natočení vnějšího kola (pravého)

$$\alpha_{out} = -\text{READPRN("PZ_U")}$$

dosazení do vztahu, který platí pro teoretické natočení vnějších kol na přední nápravě přívěsu:

$$\alpha_{outteor_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{\frac{2\cdot L_2 + t_o\cdot\tan\left(\alpha_{in_i}\cdot\frac{\pi}{180}\right)}{2\cdot\tan\left(\alpha_{in_i}\cdot\frac{\pi}{180}\right)} + \frac{t_o}{2}}\right)$$

porovnáním požadovaného teoretického natočení kola a změřeného natočení kola v ADAMSU mohu vypočítat odchylku a sestrojit křivku chyb - ve stupních natočení kola

$$X_i = \alpha_{out_i}\cdot\frac{\pi}{180} - \alpha_{outteor_i}$$

ze známého rozměru ráfku kola 7,50 x 19,5 mohu tuto chybu přepočítat na mm, tedy změnu sbíhavosti v mm, která je v základní poloze rovna 0 mm

průměr ráfku

$D_r = 19.5in \qquad D_r = 495.3 \cdot mm$

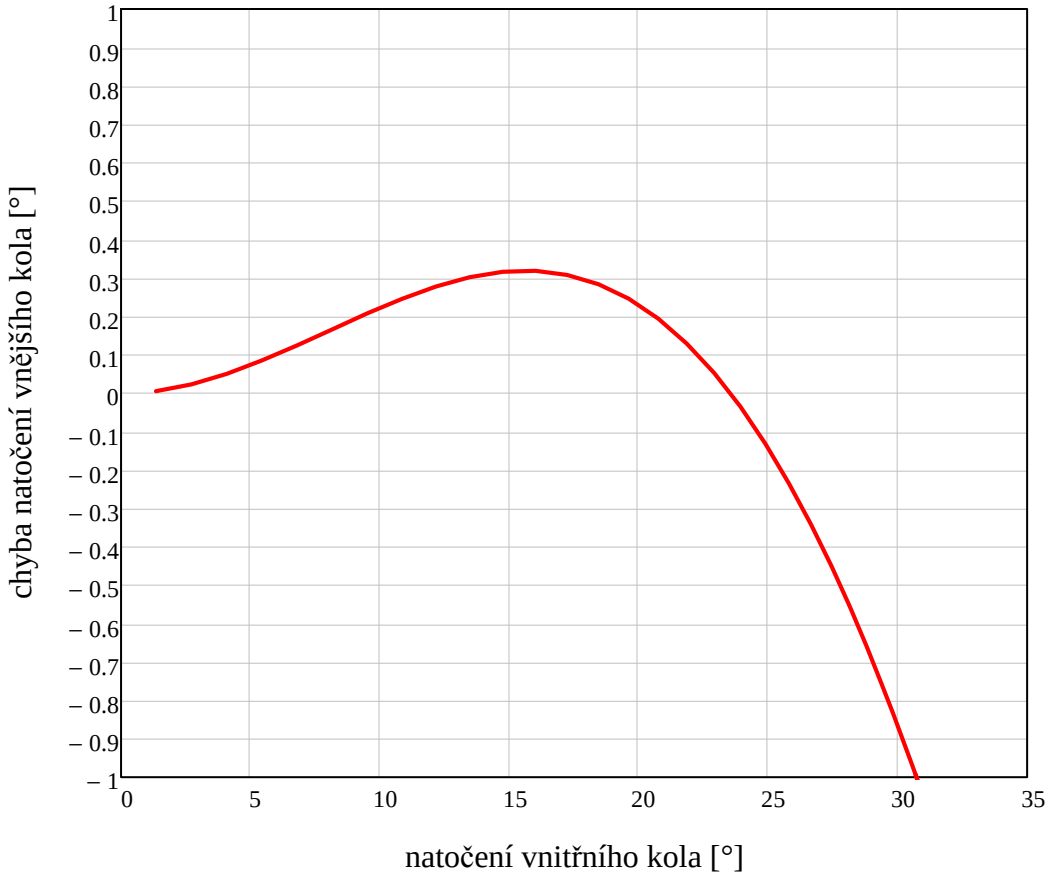
chyba pak tedy činí:

$$X_{sb_i} = \left(\frac{D_r}{2} \cdot \sin\left(X_i\right) \right)$$

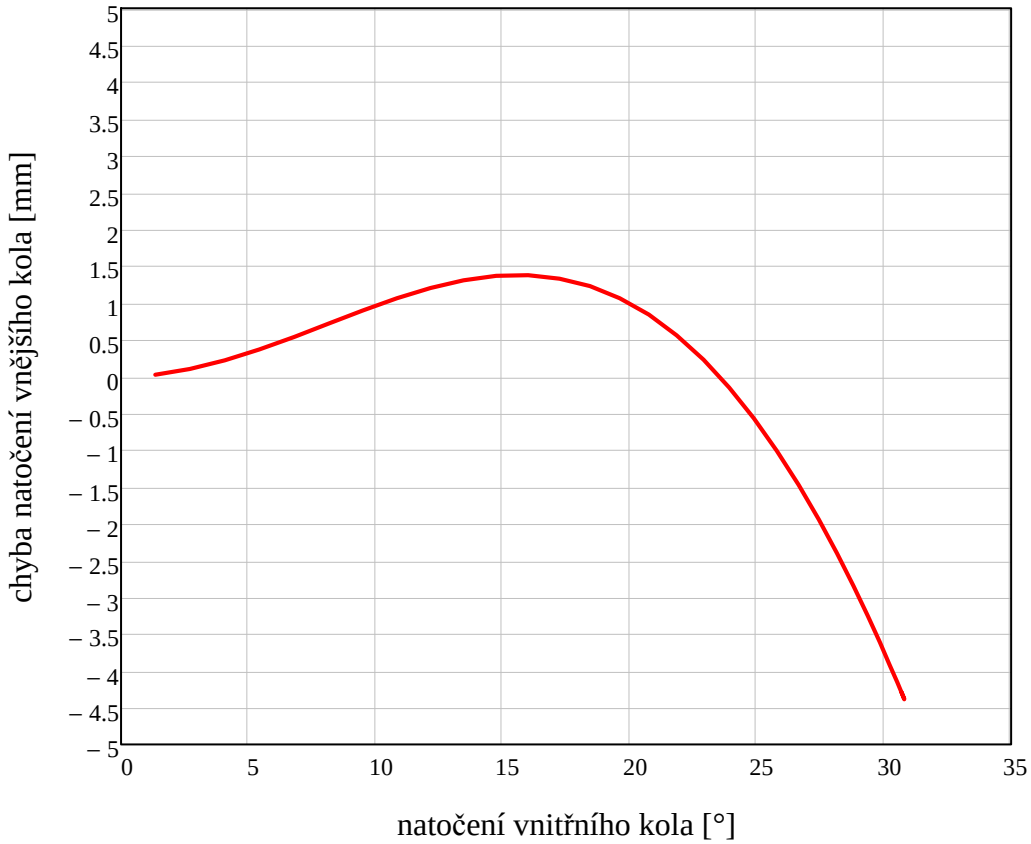
Část výpisu hodnot natočení levého a pravého (resp. vnitřního a vnějšího) kola změřeného při simulaci v ADAMSU a odpovídající teoretické natočení vnějšího kola podle požadavků stanovených v předchozí kapitole, všechny hodnoty natočení jsou uvedeny ve stupních. Dále také chyba natočení vnějšího kola ve stupních a v mm na daném průměru ráfku:

natočení vnitřního kola dané geometrií [°]	natočení vnějšího kola dané geometrií [°]	teoretické natočení vnějšího kola (pro zde dané natočení vnitřního kola)[°]	chyba natočení vnějšího kola [°]	chyba natočení vnějšího kola [mm]
$\alpha_{in_i} =$	$\alpha_{out_i} =$	$\frac{\alpha_{outteor_i}}{deg} =$	$\frac{X_i}{deg} =$	$\frac{X_{sb_i}}{mm} =$
1.35	1.331	1.325	$6.145 \cdot 10^{-3}$	0.027
2.709	2.636	2.612	0.024	0.102
4.074	3.91	3.859	0.051	0.22
5.44	5.149	5.064	0.086	0.37
6.804	6.351	6.226	0.125	0.541
8.162	7.512	7.345	0.167	0.722
9.51	8.63	8.421	0.208	0.9
10.846	9.701	9.455	0.246	1.064
12.166	10.725	10.446	0.278	1.203
13.468	11.699	11.397	0.302	1.307
14.749	12.623	12.307	0.316	1.368
16.007	13.496	13.177	0.319	1.378
17.238	14.317	14.009	0.308	1.333
18.441	15.086	14.802	0.284	1.229
19.612	15.804	15.558	0.246	1.065
20.749	16.471	16.276	0.195	0.841
21.847	17.088	16.958	0.13	0.562
22.905	17.655	17.602	0.053	0.229
23.918	18.174	18.208	-0.034	-0.149
24.881	18.646	18.776	-0.131	-0.565
25.791	19.072	19.305	-0.233	-1.009
26.643	19.453	19.794	-0.34	-1.471
27.43	19.792	20.241	-0.449	-1.939
28.149	20.089	20.644	-0.555	-2.4
28.793	20.345	21.002	-0.657	-2.84
29.356	20.561	21.313	-0.751	-3.248
29.834	20.74	21.575	-0.835	-3.608
...	...	...	...	...

Zobrazení chyby natočení vnějšího kola ve stupních v závislosti na natočení vnitřního kola ve stupních



Zobrazení chyby natočení vnějšího kola v mm na vnějším průměru ráfku kola v závislosti na natočení vnitřního kola ve stupních



Zatáčení přívěsu vpravo (tedy natočení zadních kol vlevo)

Ověření zda při zatáčení na druhou stranu vykazuje mechanismus řízení stejnou odchylku, resp. zda se chová symetricky

odkrokování pro načtení hodnot z ADAMSU, které platí pro zatáčení vlevo

$$i = 63..100$$

načtení hodnot natočení vniřního kola (pravého)

$$\alpha_{in} = \text{READPRN("PZ_U")}$$

načtení hodnot natočení vnějšího kola (levého)

$$\alpha_{out} = \text{READPRN("LZ_U")}$$

dosazení do vztahu, který platí pro teoretické natočení vnějších kol na přední nápravě přívěsu:

$$\alpha_{outteor_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{\frac{2\cdot L_2 + t_o\cdot\tan\left(\alpha_{in_i}\cdot\frac{\pi}{180}\right)}{2\cdot\tan\left(\alpha_{in_i}\cdot\frac{\pi}{180}\right)} + \frac{t_o}{2}}\right)$$

porovnáním požadovaného teoretického natočení kola a změřeného natočení kola v ADAMSU mohu vypočítat odchylku a sestrojit křivku chyb - ve stupních natočení kola

$$X_i = \alpha_{out_i}\cdot\frac{\pi}{180} - \alpha_{outteor_i}$$

ze známého rozměru ráfku kola 7,50 x 19,5 mohu tuto chybu přepočítat na mm, tedy změnu sbíhavosti v mm, která je v základní poloze rovna 0 mm

průměr ráfku

$$D_r = 19.5\text{in} \qquad D_r = 495.3\cdot\text{mm}$$

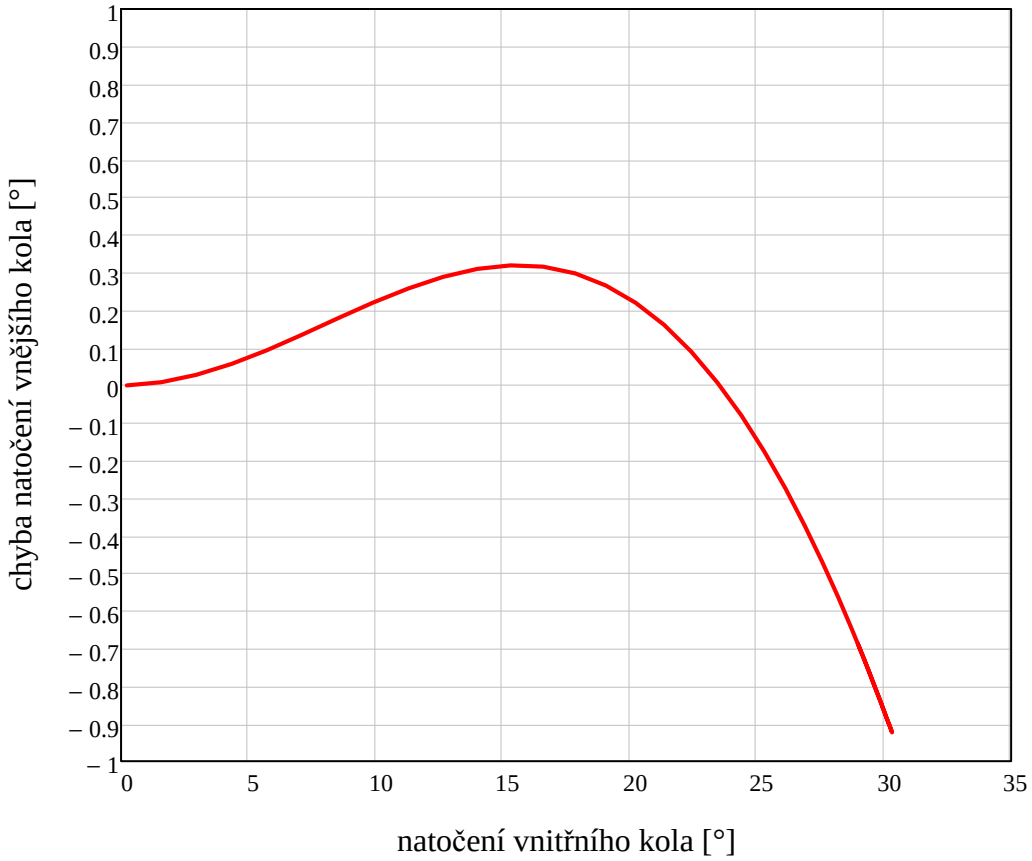
chyba pak tedy činí:

$$X_{sb_i} = \left(\frac{D_r}{2}\cdot\sin\left(X_i\right)\right)$$

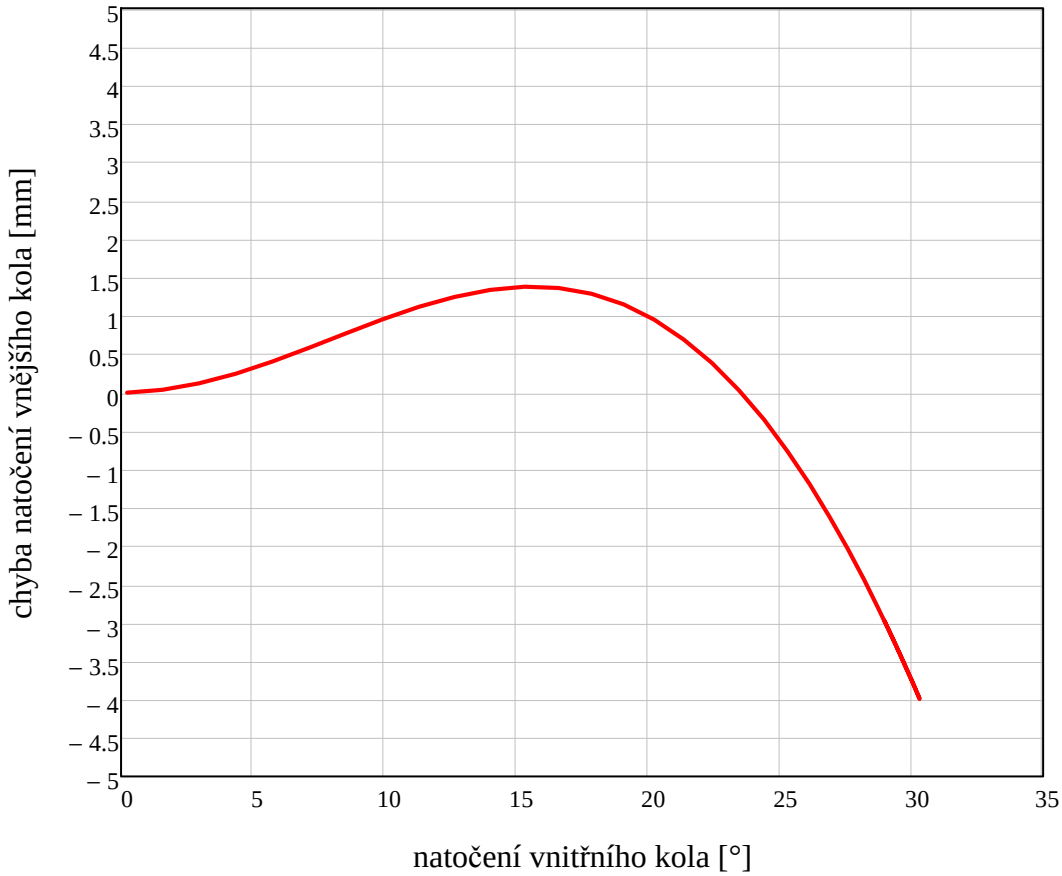
Část výpisu hodnot natočení levého a pravého (resp. vnitřního a vnějšího) kola změřeného při simulaci v ADAMSU a odpovídající teoretické natočení vnějšího kola podle požadavků stanovených v předchozí kapitole, všechny hodnoty natočení jsou uvedeny ve stupních. Dále také chyba natočení vnějšího kola ve stupních a v mm na daném průměru ráfku:

natočení vnitřního kola dané geometrií [°]	natočení vnějšího kola dané geometrií [°]	teoretické natočení vnějšího kola (pro zde dané natočení vnitřního kola)[°]	chyba natočení vnějšího kola [°]	chyba natočení vnějšího kola [mm]
$\alpha_{in_i} =$	$\alpha_{out_i} =$	$\frac{\alpha_{outteor_i}}{\text{deg}} =$	$\frac{X_i}{\text{deg}} =$	$\frac{X_{sb_i}}{\text{mm}} =$
0.226	0.226	0.225	$1.779\cdot10^{-4}$	$7.69\cdot10^{-4}$
1.583	1.558	1.55	$8.397\cdot10^{-3}$	0.036
2.957	2.87	2.842	0.028	0.121
4.344	4.158	4.1	0.057	0.248
5.739	5.416	5.322	0.094	0.406
7.137	6.639	6.504	0.135	0.585
8.533	7.823	7.645	0.179	0.772
9.922	8.964	8.744	0.22	0.953
11.3	10.058	9.8	0.258	1.115
...	...	...	...	...

Zobrazení chyby natočení vnějšího kola ve stupních v závislosti na natočení vnitřního kola ve stupních



Zobrazení chyby natočení vnějšího kola v mm na vnějším průměru ráfku kola v závislosti na natočení vnitřního kola ve stupních



13.12 Příloha č.12 - Sestrojení grafů změn hodnot geometre zavěšení kol náprav při propružení kola na základě naměřených dat ze simulace v programu Adams View

odkrokování pro načtení hodnot z ADAMSU

$$i = 1 .. 100$$

načtení naměřených hodnot zdvihu kola v mm

$$Z = \text{READPRN}("zdvih_kola_U")$$

načtení naměřených hodnot pro výpočet změny sbíhavosti předních kol ve stupních

$$\alpha_{ZD} = \text{READPRN}("PP_U")$$

načtení naměřených hodnot pro výpočet změny sbíhavosti zadních kol ve stupních

$$\beta_{ZD} = \text{READPRN}("PZ_U")$$

načtení naměřených hodnot změny stopy pro přední kola nápravy

$$P_x = \text{READPRN}("stopa_predni_U")$$

načtení naměřených hodnot změny stopy pro zadní kola nápravy

$$Z_x = \text{READPRN}("stopa_zadni_U")$$

načtení naměřených hodnot pro výpočet změny odklonu předních kol ve stupních

$$O_P = \text{READPRN}("ODKLON_P")$$

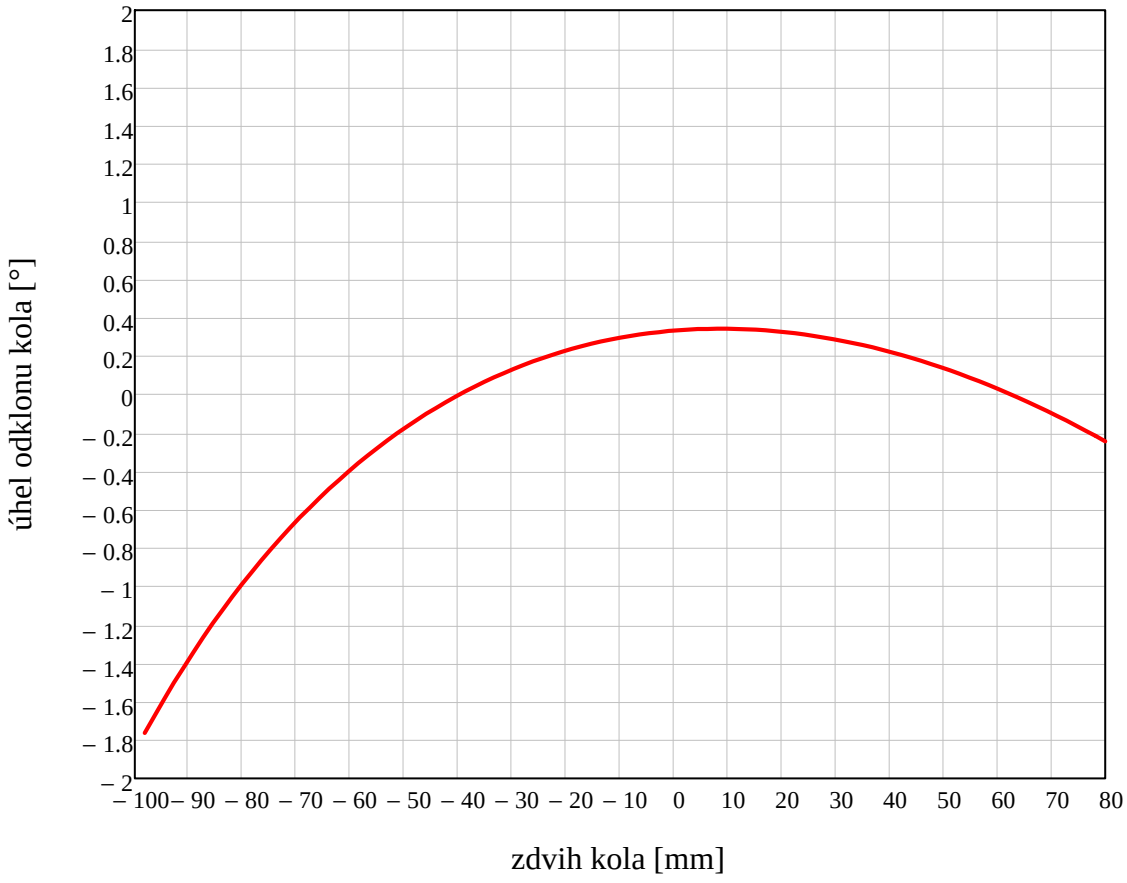
načtení naměřených hodnot pro výpočet změny odklonu zadních kol ve stupních

$$O_Z = \text{READPRN}("ODKLON_Z")$$

změna hodnoty odklonu předních kol při propružení

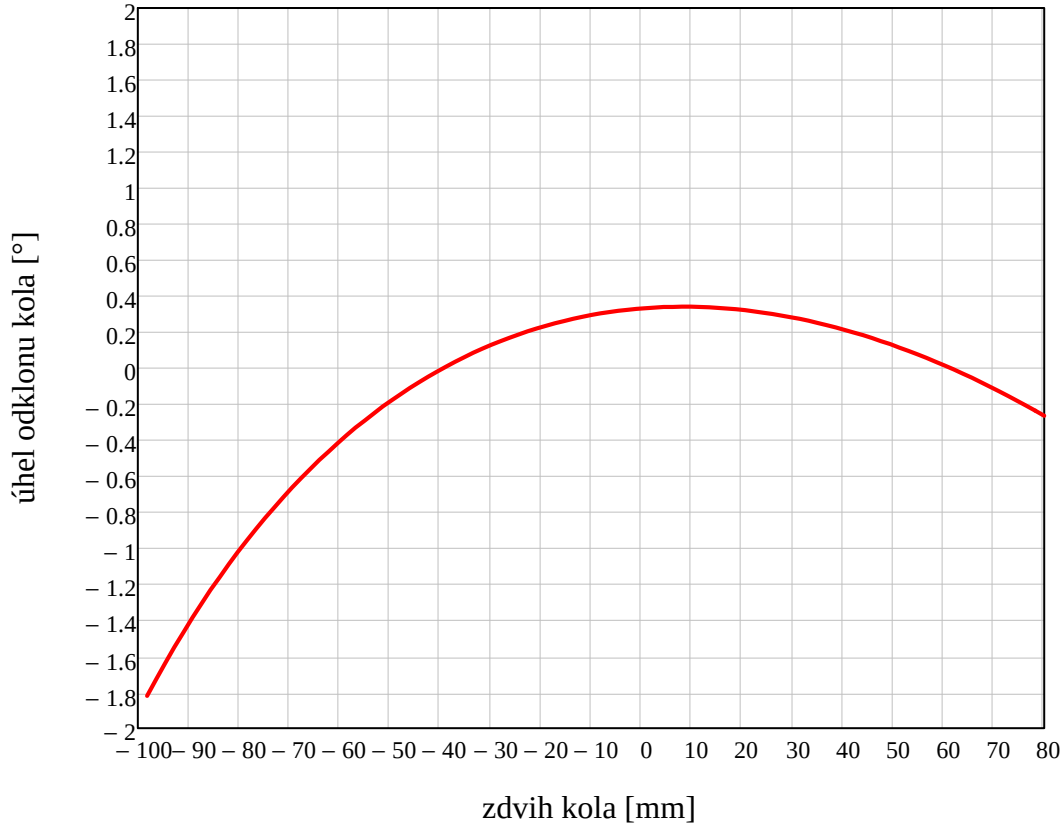
Pro výpočet a sestrojení grafu odklonu kola platí:

$$\gamma_{P_i} = \frac{1}{3} + O_{P_i}$$

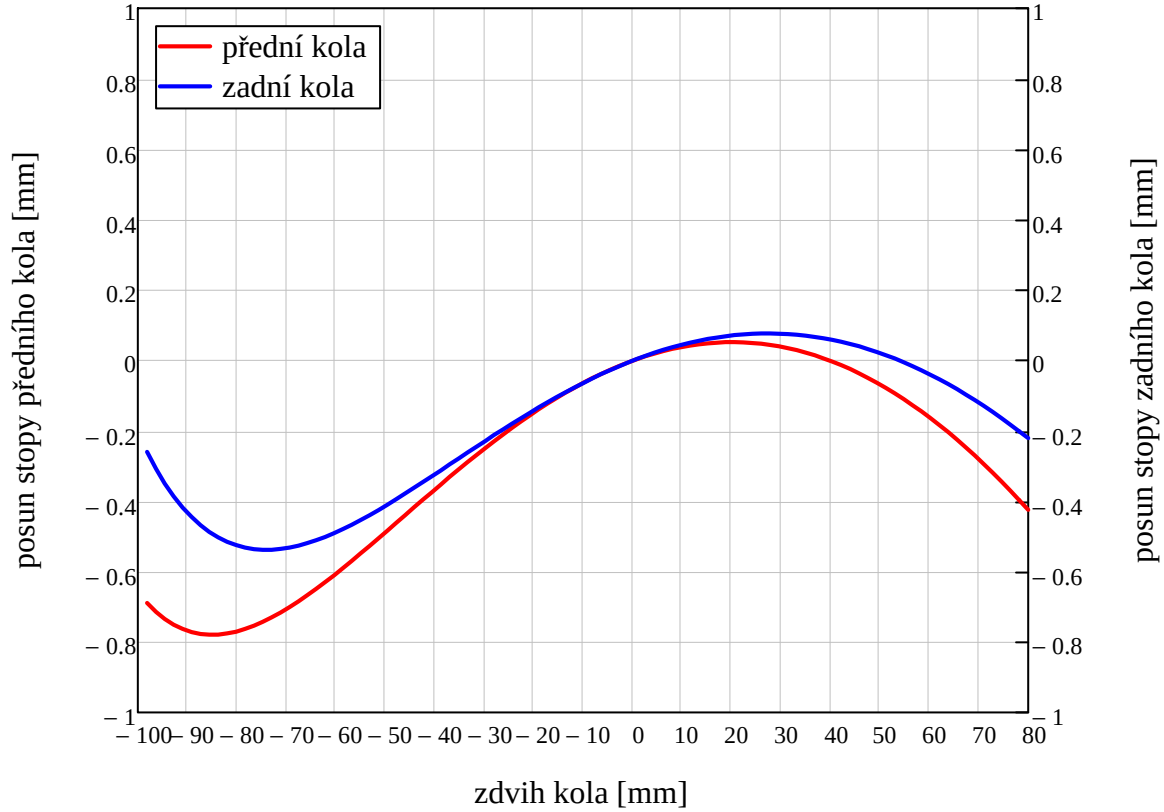


změna hodnoty odklonu zadních kol při propružení

Pro výpočet a sestrojení grafu odklonu kola platí: $\gamma_{Z_i} = \frac{1}{3} + O_{Z_i}$



změna stopy předních a zadních kol při propružení



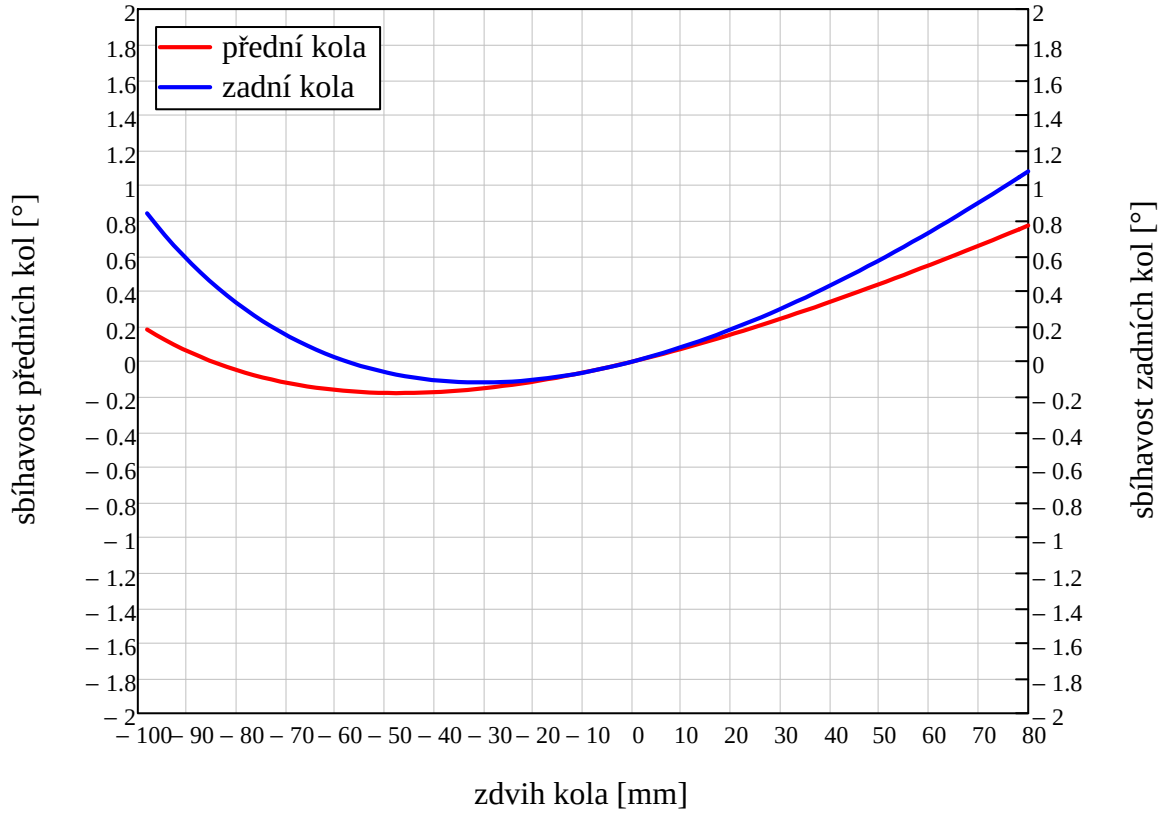
změna sbíhavosti předních a zadních kol při propružení

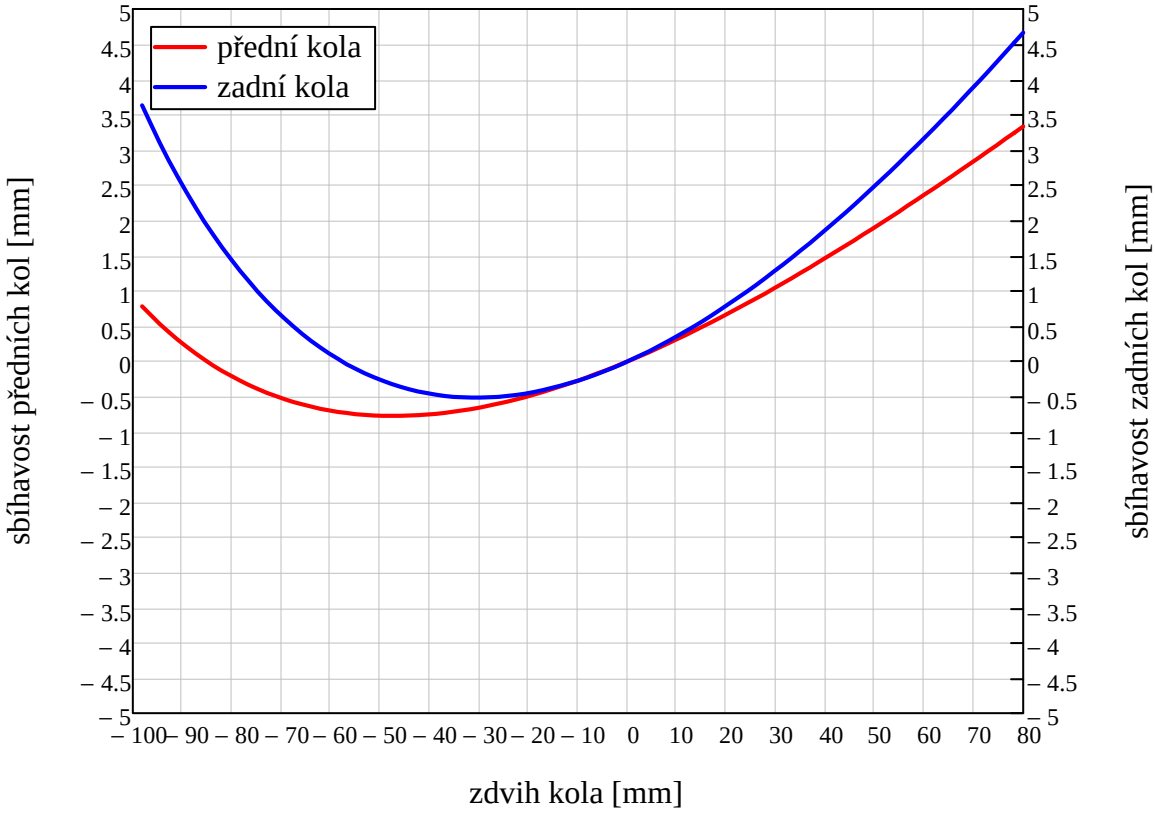
ze známého rozměru ráfku kola 7,50 x 19,5 mohu tuto změnu přepočítat na mm, tedy změnu sbíhavosti v mm, která je v základní poloze rovna 0 mm

průměr ráfku $D_r = 19.5\text{in}$ $D_r = 495.3\cdot\text{mm}$

změna sbíhavosti předních kol v mm pak tedy je: $S_{P_i} = \frac{D_r}{2}\cdot\sin\left(\alpha_{ZD_i}\cdot\frac{\pi}{180}\right)$

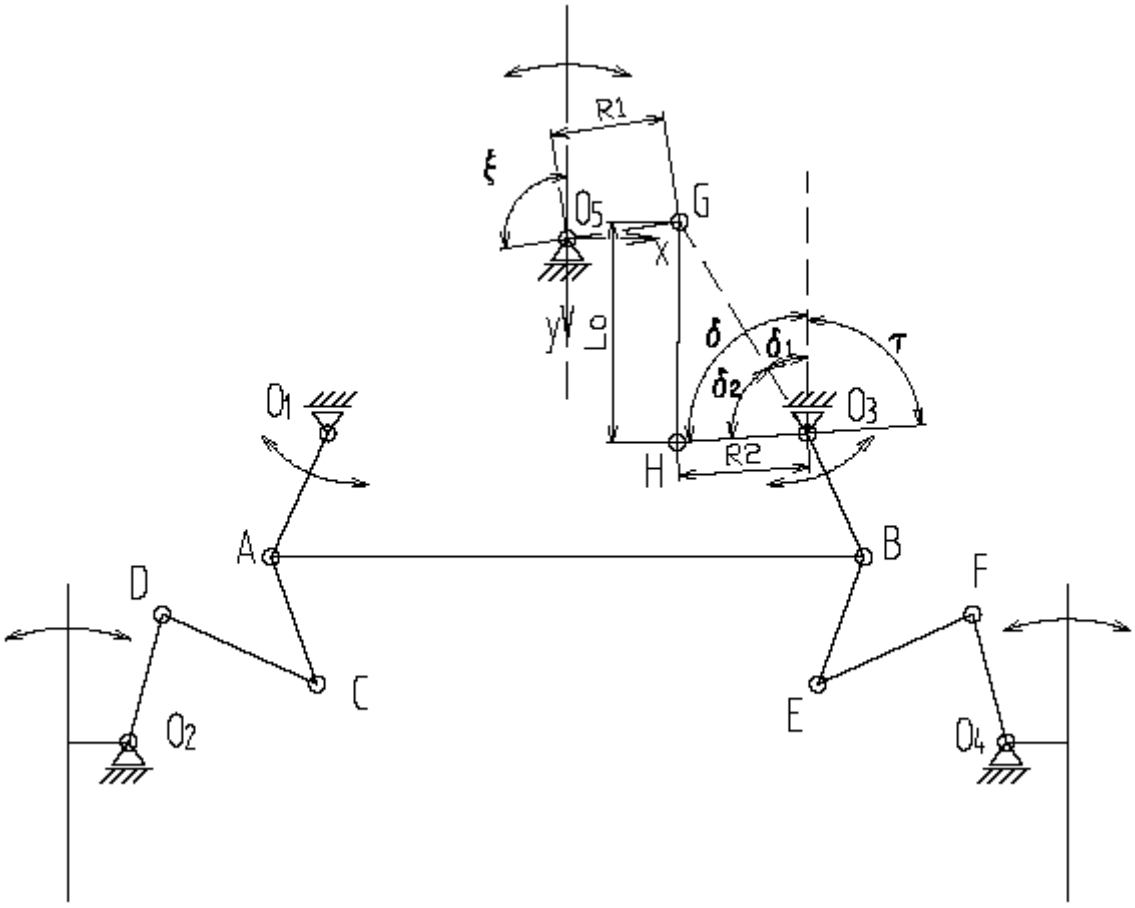
změna sbíhavosti zadních kol v mm pak tedy je: $S_{Z_i} = \frac{D_r}{2}\cdot\sin\left(\beta_{ZD_i}\cdot\frac{\pi}{180}\right)$




přední kola
zadní kola
sbíhavost předních kol [mm]
sbíhavost zadních kol [mm]
zdvih kola [mm]
5
4.5
4
3.5
3
2.5
2
1.5
1
0.5
0
– 0.5
– 1
– 1.5
– 2
– 2.5
– 3
– 3.5
– 4
– 4.5
– 5
– 100 – 90 – 80 – 70 – 60 – 50 – 40 – 30 – 20 – 10 0 10 20 30 40 50 60 70 80

13.13 Příloha č.13 - Základní výpočtový návrh mechanismu řízení přední nápravy přívěsu od oje

schématický nákres mechanismu řízení přední nápravy od oje přívěsu:



zadávám:

souřadnice bodu O3:

$O_{3X} = \frac{820}{2}\text{mm}$ $O_{3X} = 410 \cdot \text{mm}$

$O_{3Y} = (1000 - 414.88)\text{mm}$ $O_{3Y} = 585.12 \cdot \text{mm}$

promítnutý poloměr a úhel páky na oji:

$R_1 = 137\text{mm}$

$\xi_0 = 113\text{deg}$

promítnutý poloměr a úhel páky řízení:

$R_2 = 268.5\text{mm}$

$\tau_0 = 98.7\text{deg}$

délka krátké spojovací tyče mezi pákou na oji a pákou řízení přední nápravy:

Souřadnice bodu G ve výchozí poloze: $G_{X0} = R_1 \cdot \sin(\xi_0)$ $G_{X0} = 126.109 \cdot \text{mm}$

$G_{Y0} = R_1 \cdot \cos(\xi_0)$ $G_{Y0} = -53.53 \cdot \text{mm}$

Souřadnice bodu H ve výchozí poloze: $H_{X0} = O_{3X} - R_2 \cdot \sin(\tau_0)$ $H_{X0} = 144.589 \cdot mm$

$H_{Y0} = O_{3Y} + R_2 \cdot \cos(\tau_0)$ $H_{Y0} = 544.506 \cdot mm$

Délka tyče: $L_o = \sqrt{(G_{X0} - H_{X0})^2 + (G_{Y0} - H_{Y0})^2}$ $L_o = 598.322 \cdot mm$

Výpočet teoretického natočení oje a kol dle poloměru zatáčení

odkrokování pro výpočet poloměru zatáčení: $i = 0 .. 290$

poloměr zatáčení k podélné ose přívěsu: $R_{K_i} = 150m - i \cdot 500mm$

rozvor náprav přívěsu: $L_1 = 5150mm$

vzdálenost kolmice podélné osy přívěsu od přední nápravy přívěsu (pro výpočet natočení kol) $L_2 = 2585mm$

délka úseku, který vytíná kružnice tvořící poloměr zatáčení Rz na podélné ose přívěsu (pro výpočet natočení kol) $L_3 = 4250mm$

rozdělení délky úseku L3 (pro výpočet natočení kol) $L_4 = \frac{L_3}{2}$

rozchod kol přívěsu: (resp. i přední nápravy autobusů SOR) $t_o = 2030mm$

převis za zadní nápravou autobusu SOR C 10,5: $L_{pz} = 2800mm$

vzdálenost středu otáčení oje na přívěsu od středu přední nápravy přívěsu: $x = 1000mm$

délka oje: $O = 2180mm$

tomu odpovídá teoretické natočení oje: (odvozeno v příloze č.7)

$$\Phi_{teor_i} = \pi - \operatorname{atan}\left(\frac{R_{K_i}}{L_2 + x}\right) - \operatorname{acos}\left[\frac{L_2^2 + 2 \cdot L_2 \cdot x - L_4^2 - L_{pz}^2 + O^2 + x^2}{2 \cdot O \cdot \sqrt{L_2^2 + 2 \cdot L_2 \cdot x + (R_{K_i})^2 + x^2}}\right]$$

tomu odpovídá teoretické natočení kol přední nápravy přívěsu:

Úhel natočení vnitřních kol: $\alpha_{inteor_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{R_{K_i} - \frac{t_o}{2}}\right)$

Úhel natočení vnějších kol: $\alpha_{outteor_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{R_{K_i} + \frac{t_o}{2}}\right)$

Průměrná hodnota z tohoto natočení kol: $\alpha_{\phi teor_i} = \frac{\alpha_{inteor_i} + \alpha_{outteor_i}}{2}$

Část výpisu hodnot poloměru zatáčení v metrech a tomu odpovídajících hodnot natočení oje a předních kol přívěsu ve stupních:

$\frac{R_{K_i}}{m} =$	$\frac{\Phi_{teor_i}}{deg} =$	$\frac{\alpha_{inteor_i}}{deg} =$	$\frac{\alpha_{outteor_i}}{deg} =$	$\frac{\alpha_{\phi teor_i}}{deg} =$
16.5	16.347	9.477	8.396	8.936
16	16.84	9.788	8.639	9.213
15.5	17.363	10.119	8.896	9.507
15	17.919	10.472	9.169	9.821
14.5	18.51	10.852	9.459	10.155
14	19.142	11.259	9.768	10.514
13.5	19.816	11.698	10.098	10.898
13	20.539	12.171	10.45	11.311
12.5	21.315	12.685	10.828	11.756
12	22.15	13.242	11.234	12.238
11.5	23.05	13.85	11.67	12.76
11	24.024	14.515	12.142	13.328
10.5	25.081	15.245	12.653	13.949
10	26.23	16.051	13.207	14.629
9.5	27.484	16.944	13.812	15.378
9	28.858	17.938	14.473	16.206
8.5	30.367	19.053	15.199	17.126
8	32.032	20.308	16	18.154
7.5	33.875	21.733	16.887	19.31
7	35.924	23.36	17.876	20.618
6.5	38.212	25.234	18.982	22.108
6	40.777	27.409	20.229	23.819
5.5	43.663	29.958	21.642	25.8
...	...	...	...	...

Zatáčení přívěsu vpravo (tedy i natočení oje a předních kol vpravo)

odkrokování pro výpočet natočení oje, odpovídající předchozím výpočtům:

$$n_i = \Phi_{teor_i} \cdot \frac{180}{\pi}$$

úhel natočení páky oje:

$$\xi_{P_i} = \xi_0 - n_i \cdot deg$$

poloha bodu G:

$$G_{XP_i} = R_1 \cdot \sin\left(\xi_{P_i}\right)$$

$$G_{YP_i} = R_1 \cdot \cos\left(\xi_{P_i}\right)$$

vzdálenost bodů G-O3:

$$L_{GO3P_i} = \sqrt{\left(O_{3X} - G_{XP_i}\right)^2 + \left(O_{3Y} - G_{YP_i}\right)^2}$$

odpovídající natočení pravé páky řízení δ, resp. τ:

pro výpočet úhel rozdělím na dvě části

$$\delta_{1P_i} = \operatorname{asin}\left(\frac{O_{3X} - G_{XP_i}}{L_{GO3P_i}}\right)$$

použitím kosinovy věty lze vyjádřit druhou část úhlu takto:

$$L_o^{\,2} = L_{GO3}^{\,2} + R_2^{\,2} - 2 \cdot L_{GO3} \cdot R_2 \cdot \cos\left(\delta_2\right)$$

$$\delta_{2P_i} = \operatorname{acos}\left[\frac{-L_o^{\,2} + \left(L_{GO3P_i}\right)^2 + R_2^{\,2}}{2 \cdot L_{GO3P_i} \cdot R_2}\right]$$

úhel δ potom tedy vychází:

$$\delta_{P_i} = \delta_{1P_i} + \delta_{2P_i}$$

přírůstek natočení pravé páky řízení je:

$$j_i = \left[\delta_{P_i} - \left(180\text{deg} - \tau_0\right)\right] \cdot \frac{180}{\pi}$$

<u>Výpočet natočení levé páky řízení</u>:

schémata, včetně označení úhlů a poloměrů viz předchozí výpočty (příloha č.8)

vzdálenost mezi promítnutými středy os otáčení pák $D = 820\text{mm}$

úhel lichoběžníku - ramena $\sigma_L = 117\text{deg}$

promítnutý poloměr páky řízení (resp. ramena lichoběžníku) $R_L = 200\text{mm}$

délka střední spojovací tyče: $L_T = 1001.5962\ \text{mm}$

natočení pravé páky řízení $\sigma_i = \sigma_L + j_i \cdot \text{deg}$

<u>poloha bodu B</u>

$$B_{x_i} = 0 - R_L \cdot \cos\left(\sigma_i\right)$$

$$B_{y_i} = R_L \cdot \sin\left(\sigma_i\right)$$

<u>vzdálenost bodů B -O1</u>

$$L_{BO1_i} = \sqrt{\left(D + B_{x_i}\right)^2 + \left(B_{y_i}\right)^2}$$

<u>odpovídající natočení pravé páky řízení ψ</u>

pro výpočet úhel rozdělím na dvě části

$$\psi_{1_i} = \operatorname{asin}\left(\frac{B_{y_i}}{L_{BO1_i}}\right)$$

použitím kosinovy věty lze vyjádřit druhou část úhlu takto:

$$L_T^{\,2} = L_{BO1}^{\,2} + R_L^{\,2} - 2 \cdot L_{BO1} \cdot R_L \cdot \cos\left(\psi_2\right.$$

$$\psi_{2_i} = \operatorname{acos}\left[\frac{-L_T^{\,2} + \left(L_{BO1_i}\right)^2 + R_L^{\,2}}{2 \cdot L_{BO1_i} \cdot R_L}\right]$$

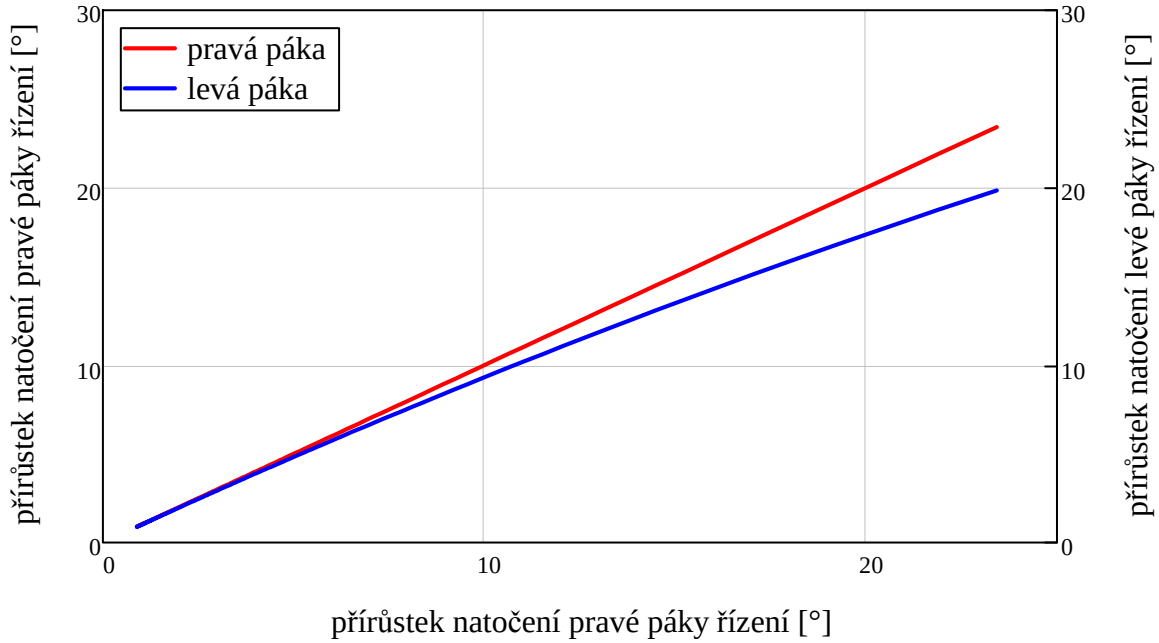
natočení levé páky je: $\psi_i = \psi 1_i + \psi 2_i$

přírůstek natočení levé páky řízení je: $k_i = \sigma_L - \psi_i$

Část výpisu hodnot natočení levé a pravé páky řízení a také jejich přírůstků natočení ve stupních:

$\frac{\sigma_i}{deg} =$	$\frac{\psi_i}{deg} =$	$\frac{k_i}{deg} =$	$j_i =$
117.888	116.118	0.882	0.888
117.891	116.115	0.885	0.891
117.894	116.112	0.888	0.894
117.897	116.109	0.891	0.897
117.9	116.106	0.894	0.9
117.903	116.103	0.897	0.903
117.906	116.1	0.9	0.906
117.909	116.097	0.903	0.909
117.912	116.094	0.906	0.912
117.915	116.091	0.909	0.915
117.918	116.088	0.912	0.918
117.922	116.085	0.915	0.922
117.925	116.081	0.919	0.925
117.928	116.078	0.922	0.928
...	...	...	...

Grafické znázornění přírůstků natočení pák řízení:



Výpočet odpovídajícího natočení kol:

promítnutý poloměr páky na těhlici: $R_T = 253.23mm$

úhel páky na těhlici: $\beta_Z = 75.66deg$

promítnutý střed osy otáčení páky těhlice:
(závisí na poloze umístění uložení pák řízení a jejich naklopení v prostoru)

$O_{2X} = 485.15mm$

$O_{2Y} = 414.88mm$

promítnutý poloměr levé páky řízení

$R_P = 335mm$

úhel levé páky řízení:

$\alpha_Z = 85deg$

délka krátké spojovací tyče:

$L_K = 480.547\ mm$

Výpočet natočení pravého kola:

natočení pravé páky řízení:

$$\alpha_{P_i} = \alpha_Z + j_i \cdot deg$$

poloha bodu E:

$$E_{x_i} = 0 - R_P \cdot \cos\left(\alpha_{P_i}\right)$$

$$E_{y_i} = R_P \cdot \sin\left(\alpha_{P_i}\right)$$

vzdálenost bodů E -O4

$$L_{EO4_i} = \sqrt{\left(O_{2X} - E_{x_i}\right)^2 + \left(O_{2Y} - E_{y_i}\right)^2}$$

z kosinovy věty vyjádřím úhel ε

$$L_K{}^2 = L_{EO4}{}^2 + R_T{}^2 - 2 \cdot L_{EO4} \cdot R_T \cdot \cos\left(\varepsilon_P\right)$$

$$\varepsilon_{P_i} = \operatorname{acos}\left[\frac{-L_K{}^2 + \left(L_{EO4_i}\right)^2 + R_T{}^2}{2 \cdot L_{EO4_i} \cdot R_T}\right]$$

a dále takjé úhel ρ

$$\rho_{P_i} = \operatorname{asin}\left(\frac{O_{2Y} - E_{y_i}}{L_{EO4_i}}\right)$$

potom úhel β je

$$\beta_{P_i} = \varepsilon_{P_i} + \rho_{P_i}$$

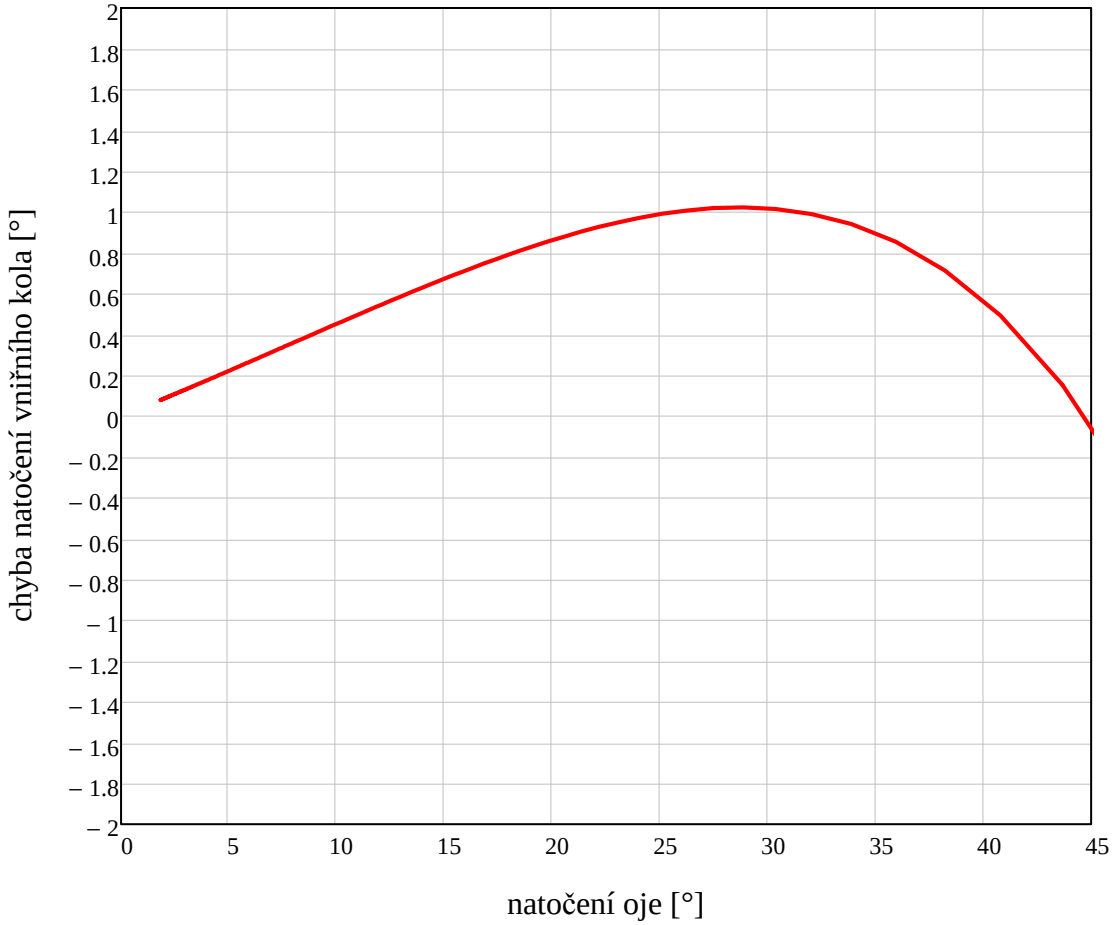
a úhel natočení kola vychází

$$\alpha_{inP_i} = \beta_{P_i} - \beta_Z$$

porovnáním požadovaného teoretického natočení kola a vypočítaného natočení kola daného geometrií řízení mohu vypočítat odchylku a sestrojit křivku chyb - ve stupních natočení kola

$$X_{inP_i} = \alpha_{inP_i} - \alpha_{inteor_i}$$

Zobrazení chyby natočení vnitřního kola ve stupních v závislosti na natočení oje ve stupních



<u>Výpočet natočení levého kola</u>:

natočení levé páky řízení:

$$\alpha_{L_i} = \alpha_Z - k_i$$

<u>poloha bodu C</u>:

$$C_{x_i} = 0 - R_P \cdot \cos\left(\alpha_{L_i}\right)$$

$$C_{y_i} = R_P \cdot \sin\left(\alpha_{L_i}\right)$$

<u>vzdálenost bodů C -O2</u>

$$L_{CO2_i} = \sqrt{\left(O_{2X} - C_{x_i}\right)^2 + \left(O_{2Y} - C_{y_i}\right)^2}$$

z kosinovy věty vyjádřím úhel ε

$$L_K^{\,2} = L_{CO2}^{\,2} + R_T^{\,2} - 2 \cdot L_{CO2} \cdot R_T \cdot \cos\left(\varepsilon_L\right)$$

$$\varepsilon_{L_i} = \operatorname{acos}\left[\frac{-L_K^{\,2} + \left(L_{CO2_i}\right)^2 + R_T^{\,2}}{2 \cdot L_{CO2_i} \cdot R_T}\right]$$

a dále takjé úhel ρ

$$\rho_{L_i} = \operatorname{asin}\left(\frac{O_{2Y} - C_{y_i}}{L_{CO2_i}}\right)$$

potom úhel β je

$$\beta_{L_i} = \varepsilon_{L_i} + \rho_{L_i}$$

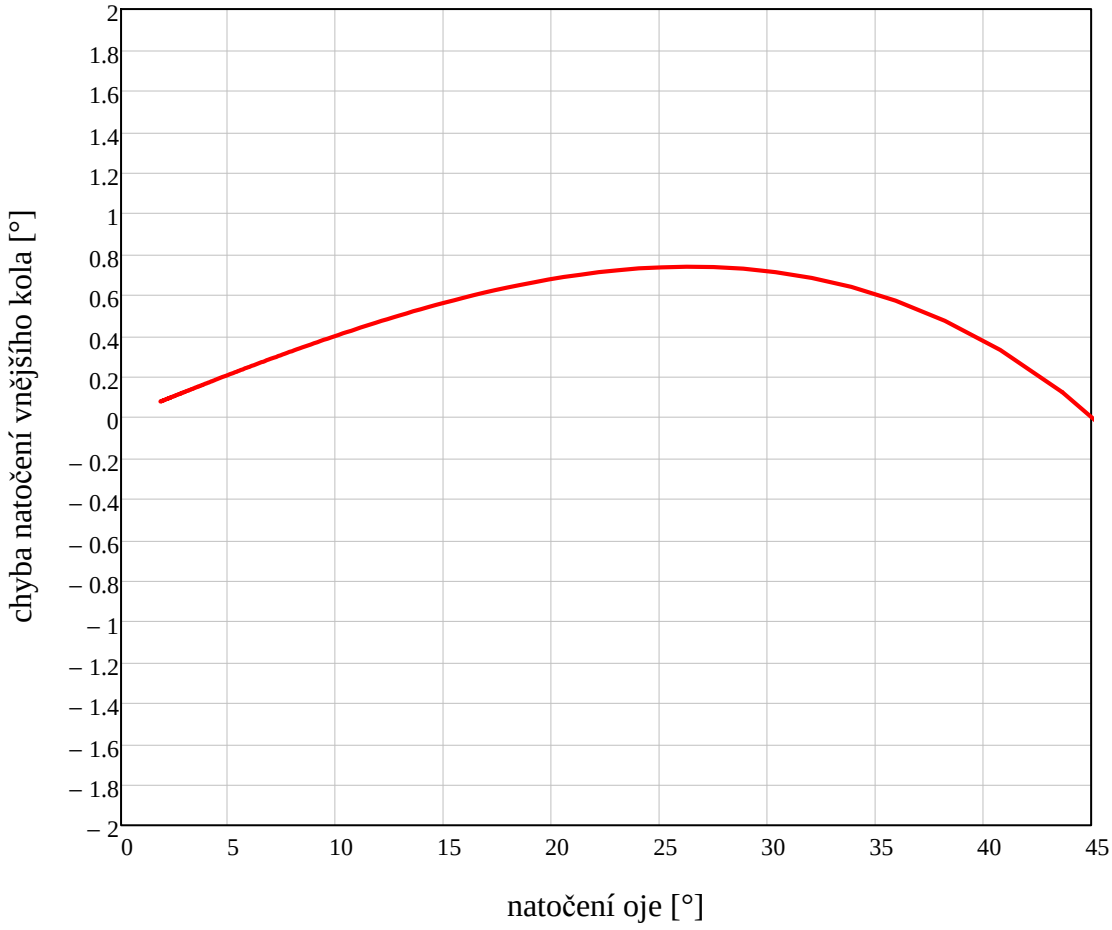
a úhel natočení kola vychází

$$\alpha_{outP_i} = \beta_Z - \beta_{L_i}$$

porovnáním požadovaného teoretického natočení kola a vypočítaného natočení kola daného geometrií řízení mohu vypočítat odchylku a sestrojit křivku chyb - ve stupních natočení kola

$$X_{outP_i} = \alpha_{outP_i} - \alpha_{outteor_i}$$

Zobrazení chyby natočení vnějšího kola ve stupních v závislosti na natočení oje ve stupních



průměrná hodnota natočení kol:

$$\alpha_{\phi P_i} = \frac{\alpha_{inP_i} + \alpha_{outP_i}}{2}$$

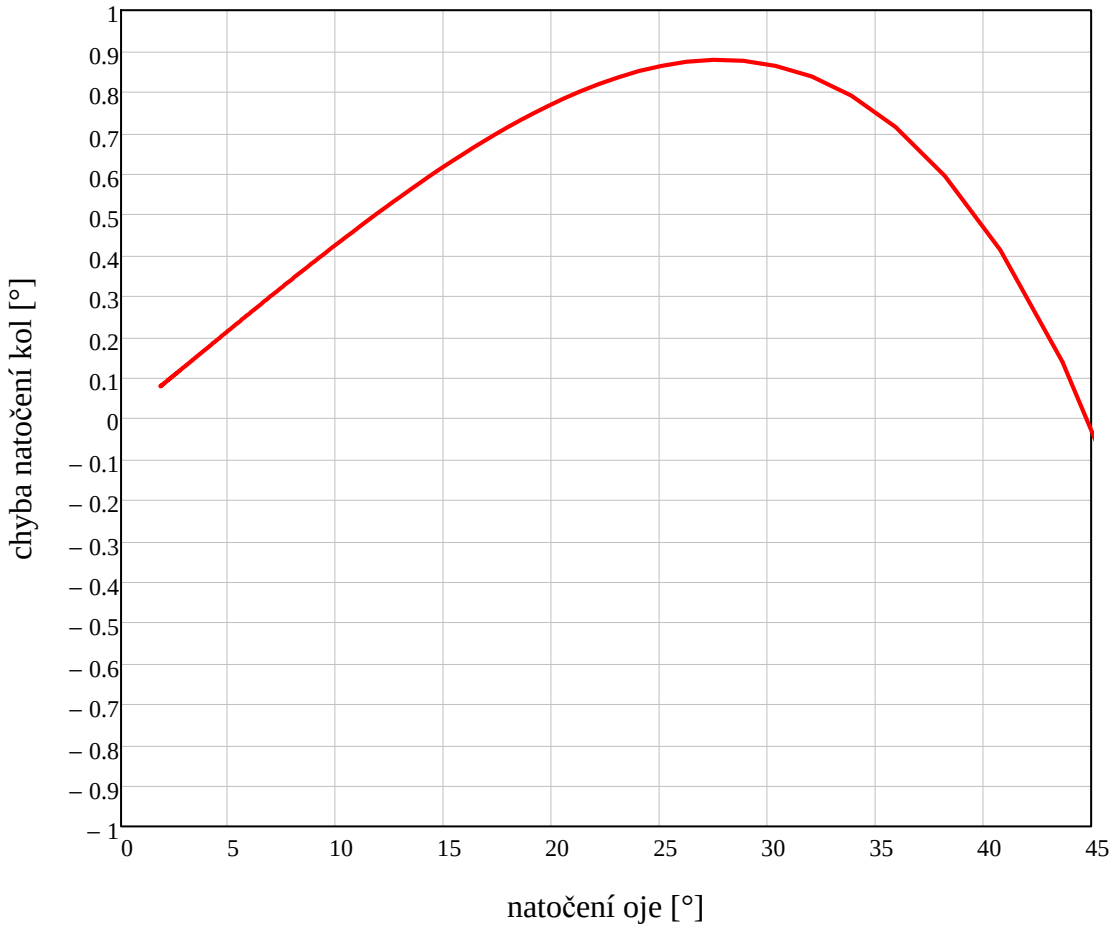
porovnáním požadovaného teoretického natočení kol a vypočítaného natočení kol daného geometrií řízení mohu vypočítat odchylku a sestrojit křivku chyb - ve stupních natočení kola

$$X_{P_i} = \alpha_{\phi P_i} - \alpha_{\phi teor_i}$$

Část výpisu hodnot natočení oje ve stupních a tomu odpovídajících vypočtených hodnot natočení předních kol přívěsu dané geometrií řízení ve stupních, dále chyba natočení těchto kol oproti stanovené teorii také ve stupních natočení kol:

$\frac{\Phi_{teor_i}}{deg} =$	$\frac{\alpha_{outP_i}}{deg} =$	$\frac{\alpha_{inP_i}}{deg} =$	$\frac{X_{P_i}}{deg} =$
21.315	11.528	13.589	0.802
22.15	11.945	14.17	0.82
23.05	12.392	14.801	0.836
24.024	12.872	15.487	0.852
25.081	13.389	16.238	0.865
26.23	13.946	17.06	0.874
27.484	14.549	17.964	0.879
28.858	15.202	18.963	0.877
30.367	15.912	20.069	0.865
32.032	16.684	21.3	0.838
33.875	17.527	22.675	0.791
35.924	18.448	24.216	0.714
38.212	19.456	25.95	0.595
40.777	20.559	27.905	0.413
43.663	21.766	30.113	0.139
...	...	...	...

Zobrazení chyby natočení předních kol ve stupních v závislosti na natočení oje ve stupních



Pro vypočítané natočení kol lze vypočítat také chybu natočení oje. To znamená že daného natočení kol se dosáhne při jiném natočení oje.Obě vypočítané chyby v důsledku znamenají to, že se přívěs bude za autobusem chovat v zatáčce s určitou chybou oproti stanovenému požadavku (jinak zajíždět, resp. vyjíždět)

Tuto chybu by bylo možno vypočítat také pro každé kolo zvlášť. Z důvodů snažšího porovnávání výsledků a přehlednosti tuto chybu vypočtu ihned jako průměrnou pro obě kola.

ze vztahů pro natočení vnějšího a vnitřního kola lze vyjádřit příslušný poloměr zatáčení a jeho průměr pak použít ve vztahu pro natočení oje

$$\alpha_{outP} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{R_{KoutP} + \frac{t_o}{2}}\right) \qquad R_{KoutP_i} = \frac{2\cdot L_2 - t_o\cdot\tan\left(\alpha_{outP_i}\right)}{2\cdot\tan\left(\alpha_{outP_i}\right)}$$

$$\alpha_{inP} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{R_{KinP} - \frac{t_o}{2}}\right) \qquad R_{KinP_i} = \frac{2\cdot L_2 + t_o\cdot\tan\left(\alpha_{inP_i}\right)}{2\cdot\tan\left(\alpha_{inP_i}\right)}$$

zprůměrovaná hodnota poloměru zatáčení

$$R_{K\phi P_i} = \frac{R_{KoutP_i} + R_{KinP_i}}{2}$$

pro vypočítané natočení kol by tedy odpovídalo toto natočení oje

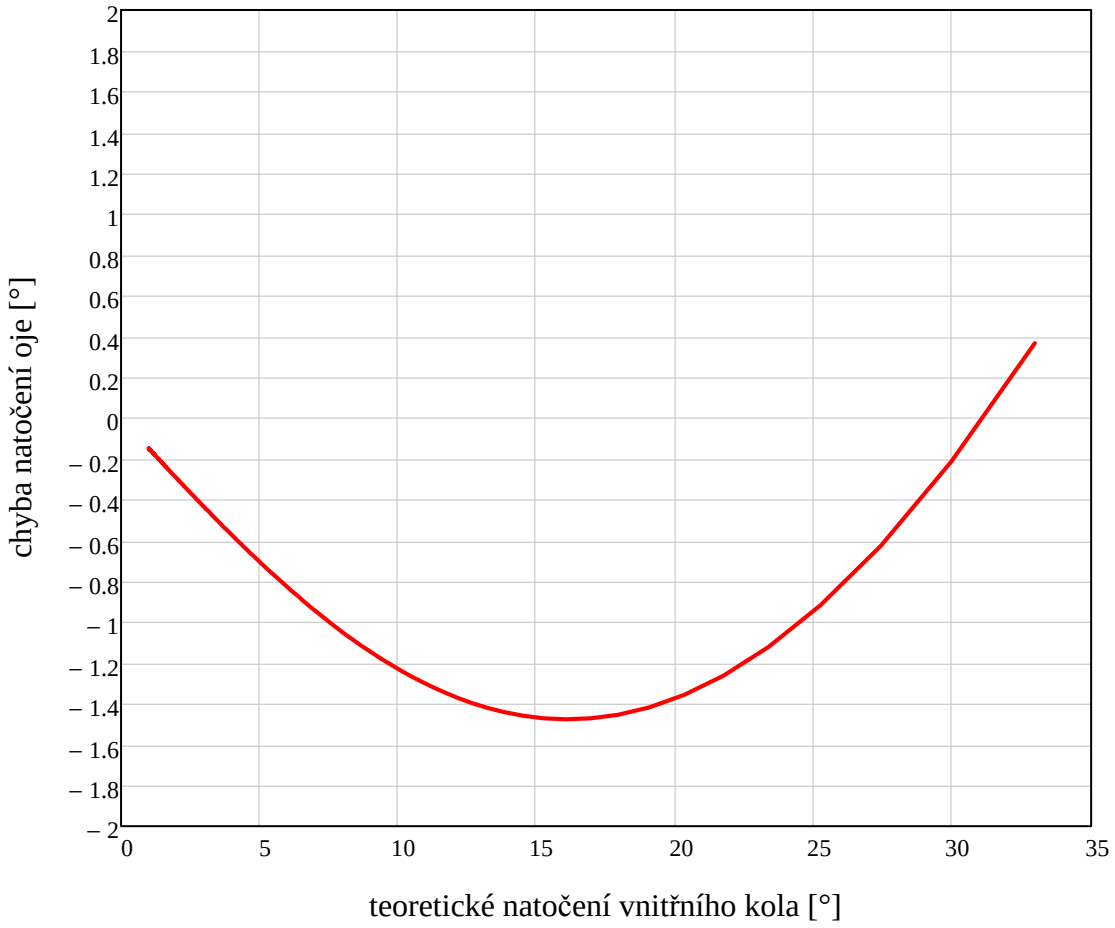
$$\Phi_{P_i} = \pi - \operatorname{atan}\left(\frac{R_{K\phi P_i}}{L_2 + x}\right) - \operatorname{acos}\left[\frac{L_2^{\,2} + 2\cdot L_2\cdot x - L_4^{\,2} - L_{pz}^{\,2} + O^2 + x^2}{2\cdot O\cdot\sqrt{L_2^{\,2} + 2\cdot L_2\cdot x + \left(R_{K\phi P_i}\right)^2 + x^2}}\right]$$

porovnáním požadovaného teoretického natočení oje a vypočítaného natočení oje pro natočení kol vypočtené z geometrií řízení mohu vypočítat odchylku a sestrojit křivku chyb

$$X_{ojP_i} = \Phi_{teor_i} - \Phi_{P_i}$$

Část výpisu hodnot teoretického natočení oje a skutečného natočení oje, při kterém dojde k tomuto natočení kol ve stupních, dále vlastní chyba natočení oje také ve stupních natočeníl:

$\frac{\Phi_{teor_i}}{deg} =$	$\frac{\Phi_{P_i}}{deg} =$	$\frac{X_{ojP_i}}{deg} =$
24.024	25.482	-1.458
25.081	26.55	-1.47
26.23	27.705	-1.475
27.484	28.954	-1.47
28.858	30.31	-1.452
30.367	31.783	-1.416
32.032	33.387	-1.355
33.875	35.135	-1.26
35.924	37.044	-1.12
38.212	39.128	-0.915
40.777	41.401	-0.624
43.663	43.875	-0.212
...	...	...



Zatáčení přívěsu vlevo (tedy i natočení oje a předních kol vlevo)

úhel natočení páky oje:

$$\xi_{L_i} = \xi_0 + n_i \cdot \mathrm{deg}$$

poloha bodu G:

$$G_{XL_i} = R_1 \cdot \sin\left(\xi_{L_i}\right)$$

$$G_{YL_i} = R_1 \cdot \cos\left(\xi_{L_i}\right)$$

vzdálenost bodů G-O3:

$$L_{GO3L_i} = \sqrt{\left(O_{3X} - G_{XL_i}\right)^2 + \left(O_{3Y} - G_{YL_i}\right)^2}$$

odpovídající natočení pravé páky řízení δ, resp. τ:

pro výpočet úhel rozdělím na dvě části

$$\delta_{1L_i} = \mathrm{asin}\left(\frac{O_{3X} - G_{XL_i}}{L_{GO3L_i}}\right)$$

použitím kosinovy věty lze vyjádřit druhou část úhlu takto:

$$L_o^{\,2} = L_{GO3}^{\,2} + R_2^{\,2} - 2 \cdot L_{GO3} \cdot R_2 \cdot \cos\left(\delta_2\right)$$

$$\delta_{2L_i} = \mathrm{acos}\left[\frac{-L_o^{\,2} + \left(L_{GO3L_i}\right)^2 + R_2^{\,2}}{2 \cdot L_{GO3L_i} \cdot R_2}\right]$$

úhel δ potom tedy vychází:

$$\delta_{L_i} = \delta_{1L_i} + \delta_{2L_i}$$

přírůstek natočení pravé páky řízení je:

$$j_i = \left[\left(180\text{deg} - \tau_0\right) - \delta_{L_i}\right] \cdot \frac{180}{\pi}$$

Výpočet natočení levé páky řízení:

natočení pravé páky řízení

$$\sigma_i = \sigma_L - j_i \cdot \text{deg}$$

poloha bodu B

$$B_{x_i} = 0 - R_L \cdot \cos\left(\sigma_i\right)$$

$$B_{y_i} = R_L \cdot \sin\left(\sigma_i\right)$$

vzdálenost bodů B -O1

$$L_{BO1_i} = \sqrt{\left(D + B_{x_i}\right)^2 + \left(B_{y_i}\right)^2}$$

odpovídající natočení pravé páky řízení ψ

pro výpočet úhel rozdělím na dvě části

$$\psi 1_i = \text{asin}\left(\frac{B_{y_i}}{L_{BO1_i}}\right)$$

použitím kosinovy věty lze vyjádřit druhou část úhlu takto:

$$L_T{}^2 = L_{BO1}{}^2 + R_L{}^2 - 2 \cdot L_{BO1} \cdot R_L \cdot \cos\left(\psi_2\right.$$

$$\psi 2_i = \text{acos}\left[\frac{-L_T{}^2 + \left(L_{BO1_i}\right)^2 + R_L{}^2}{2 \cdot L_{BO1_i} \cdot R_L}\right]$$

natočení levé páky je:

$$\psi_i = \psi 1_i + \psi 2_i$$

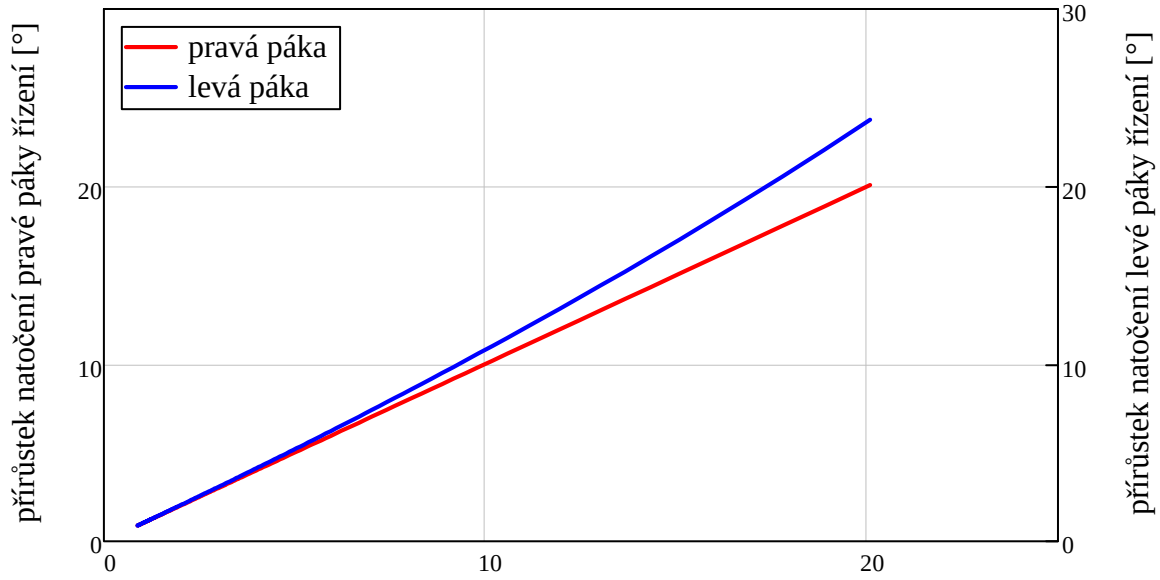
přírůstek natočení levé páky řízení je:

$$k_i = \psi_i - \sigma_L$$

Část výpisu hodnot natočení levé a pravé páky řízení a také jejich přírůstků natočení ve stupních:

$\frac{\sigma_i}{\text{deg}} =$	$\frac{\psi_i}{\text{deg}} =$	$\frac{k_i}{\text{deg}} =$	$j_i =$
116.119	117.887	0.887	0.881
116.116	117.89	0.89	0.884
116.113	117.893	0.893	0.887
116.11	117.896	0.896	0.89
116.107	117.899	0.899	0.893
116.104	117.902	0.902	0.896
116.101	117.905	0.905	0.899
116.098	117.908	0.908	0.902
116.095	117.911	0.911	0.905
116.092	117.914	0.914	0.908
116.088	117.918	0.918	0.912
...	...	...	...

Grafické znázornění přírůstků natočení pák řízení:



Výpočet odpovídajícího natočení kol:

Výpočet natočení pravého kola:

natočení pravé páky řízení:

$$\alpha_{P_i} = \alpha_Z - j_i \cdot deg$$

poloha bodu E:

$$E_{x_i} = 0 - R_P \cdot \cos\left(\alpha_{P_i}\right)$$

$$E_{y_i} = R_P \cdot \sin\left(\alpha_{P_i}\right)$$

vzdálenost bodů E -O4

$$L_{EO4_i} = \sqrt{\left(O_{2X} - E_{x_i}\right)^2 + \left(O_{2Y} - E_{y_i}\right)^2}$$

z kosinovy věty vyjádřím úhel ε

$$L_K{}^2 = L_{EO4}{}^2 + R_T{}^2 - 2 \cdot L_{EO4} \cdot R_T \cdot \cos\left(\varepsilon_P\right)$$

$$\varepsilon_{P_i} = \operatorname{acos}\left[\frac{-L_K{}^2 + \left(L_{EO4_i}\right)^2 + R_T{}^2}{2 \cdot L_{EO4_i} \cdot R_T}\right]$$

a dále takjé úhel ρ

$$\rho_{P_i} = \operatorname{asin}\left(\frac{O_{2Y} - E_{y_i}}{L_{EO4_i}}\right)$$

potom úhel β je

$$\beta_{P_i} = \varepsilon_{P_i} + \rho_{P_i}$$

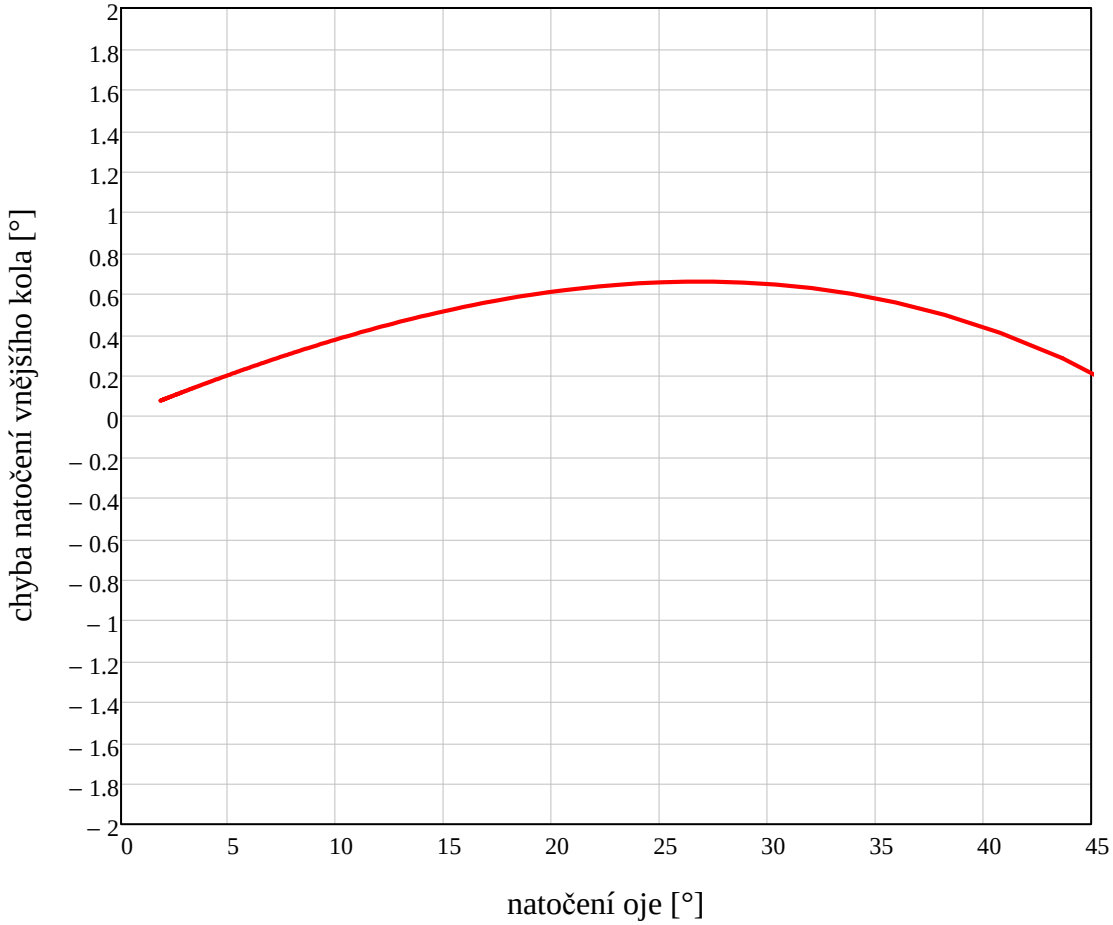
a úhel natočení kola vychází

$$\alpha_{outL_i} = \beta_Z - \beta_{P_i}$$

porovnáním požadovaného teoretického natočení kola a vypočítaného natočení kola daného geometrií řízení mohu vypočítat odchylku a sestrojit křivku chyb - ve stupních natočení kola

$$X_{outL_i} = \alpha_{outL_i} - \alpha_{outteor_i}$$

Zobrazení chyby natočení vnějšího kola ve stupních v závislosti na natočení oje ve stupních



<u>Výpočet natočení levého kola</u>:

natočení levé páky řízení:

$$\alpha_{L_i} = \alpha_Z + k_i$$

<u>poloha bodu C</u>:

$$C_{x_i} = 0 - R_P \cdot \cos\left(\alpha_{L_i}\right)$$

$$C_{y_i} = R_P \cdot \sin\left(\alpha_{L_i}\right)$$

<u>vzdálenost bodů C -O2</u>

$$L_{CO2_i} = \sqrt{\left(O_{2X} - C_{x_i}\right)^2 + \left(O_{2Y} - C_{y_i}\right)^2}$$

z kosinovy věty vyjádřím úhel ε

$$L_K^{\,2} = L_{CO2}^{\,2} + R_T^{\,2} - 2 \cdot L_{CO2} \cdot R_T \cdot \cos\left(\varepsilon_L\right)$$

$$\varepsilon_{L_i} = \operatorname{acos}\left[\frac{-L_K^{\,2} + \left(L_{CO2_i}\right)^2 + R_T^{\,2}}{2 \cdot L_{CO2_i} \cdot R_T}\right]$$

a dále takjé úhel ρ

$$\rho_{L_i} = \operatorname{asin}\left(\frac{O_{2Y} - C_{y_i}}{L_{CO2_i}}\right)$$

potom úhel β je

$$\beta_{L_i} = \varepsilon_{L_i} + \rho_{L_i}$$

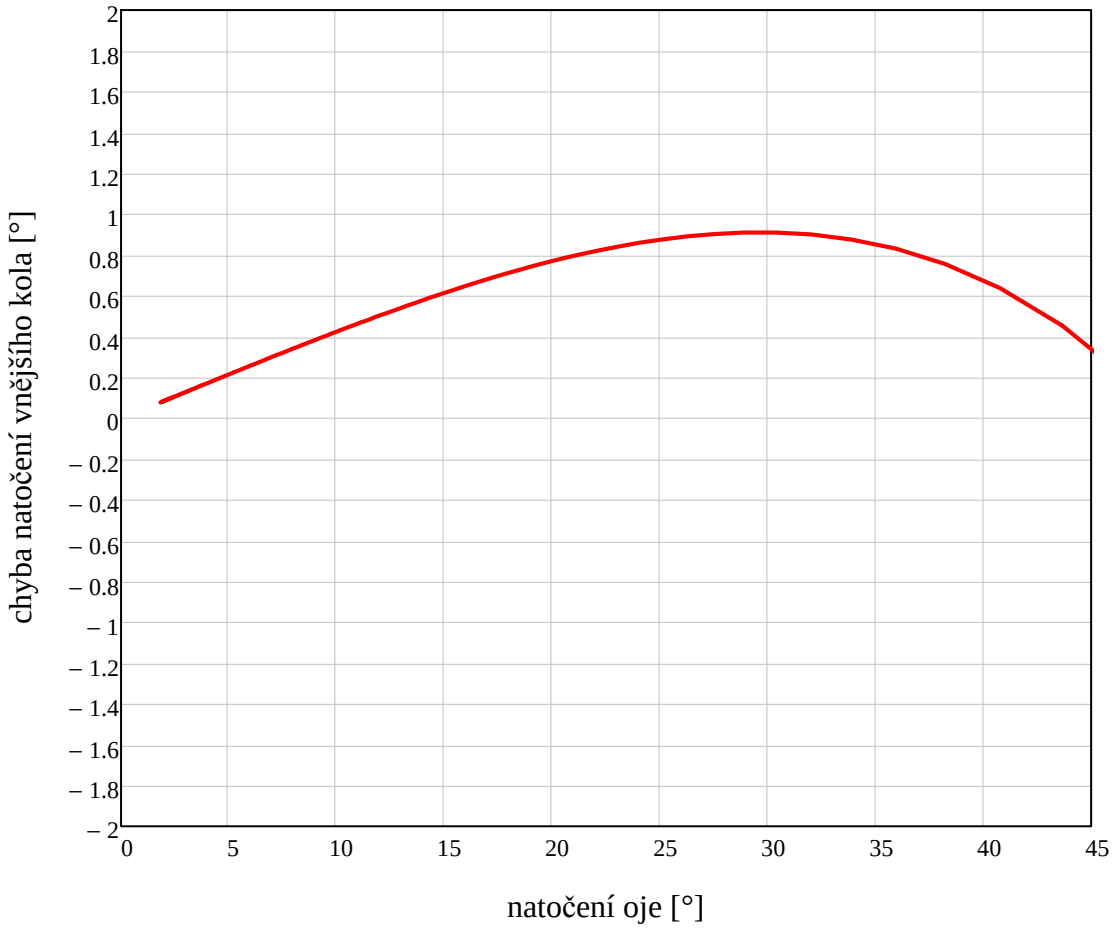
a úhel natočení kola vychází

$$\alpha_{inL_i} = \beta_{L_i} - \beta_Z$$

porovnáním požadovaného teoretického natočení kola a vypočítaného natočení kola daného geometrií řízení mohu vypočítat odchylku a sestrojit křivku chyb - ve stupních natočení kola

$$X_{inL_i} = \alpha_{inL_i} - \alpha_{inteor_i}$$

Zobrazení chyby natočení vnitřního kola ve stupních v závislosti na natočení oje ve stupních



průměrná hodnota natočení kol:

$$\alpha_{\phi L_i} = \frac{\alpha_{inL_i} + \alpha_{outL_i}}{2}$$

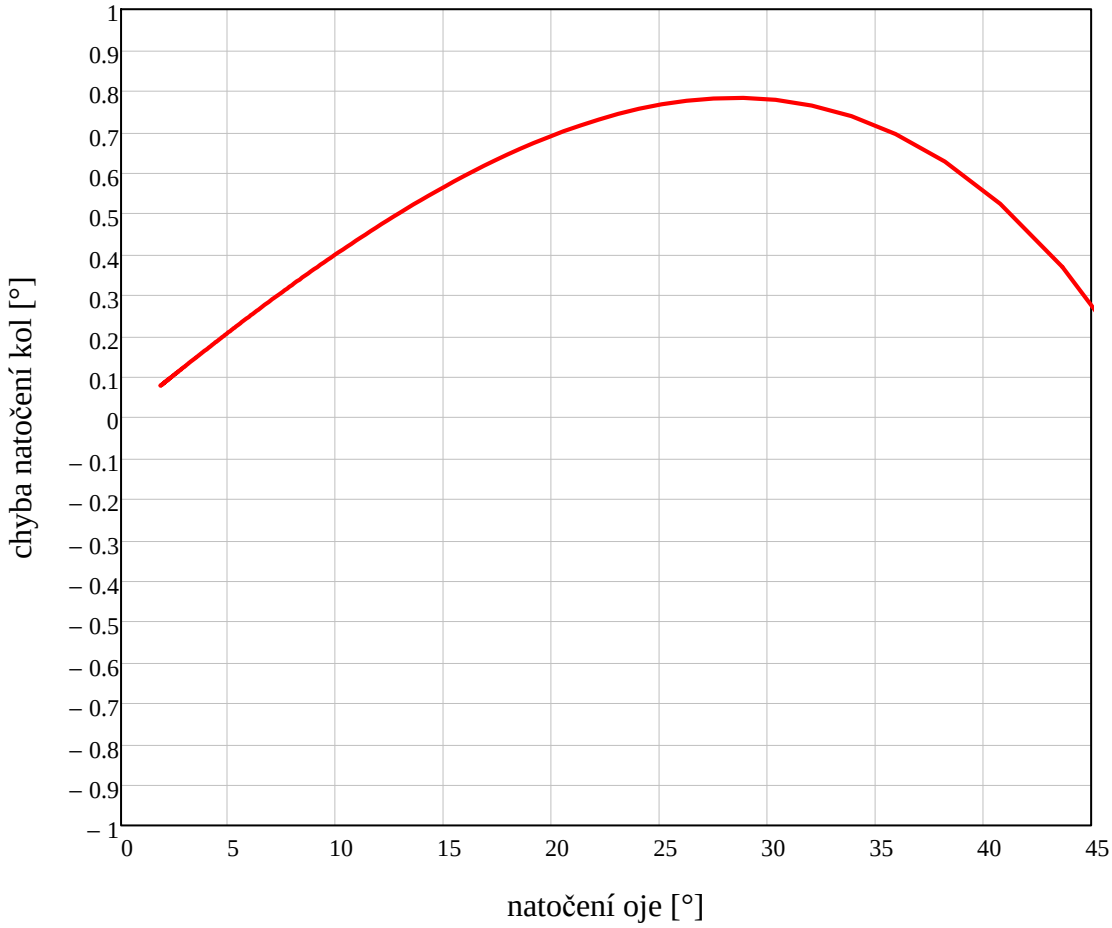
porovnáním požadovaného teoretického natočení kol a vypočítaného natočení kol daného geometrií řízení mohu vypočítat odchylku a sestrojit křivku chyb - ve stupních natočení kola

$$X_{L_i} = \alpha_{\phi L_i} - \alpha_{\phi teor_i}$$

Část výpisu hodnot natočení oje ve stupních a tomu odpovídajících vypočtených hodnot natočení předních kol přívěsu dané geometrií řízení ve stupních, dále chyba natočení těchto kol oproti stanovené teorii také ve stupních natočení kol:

$\frac{\Phi_{teor_i}}{deg} =$	$\frac{\alpha_{outL_i}}{deg} =$	$\frac{\alpha_{inL_i}}{deg} =$	$\frac{X_{L_i}}{deg} =$
21.315	11.456	13.489	0.716
22.15	11.871	14.066	0.73
23.05	12.316	14.692	0.744
24.024	12.794	15.375	0.757
25.081	13.31	16.122	0.768
26.23	13.868	16.943	0.776
27.484	14.472	17.848	0.782
28.858	15.129	18.849	0.783
30.367	15.845	19.964	0.778
32.032	16.628	21.21	0.765
33.875	17.488	22.61	0.739
35.924	18.434	24.192	0.695
38.212	19.479	25.991	0.627
40.777	20.638	28.048	0.524
43.663	21.927	30.412	0.37
...	...	...	...

Zobrazení chyby natočení předních kol ve stupních v závislosti na natočení oje ve stupních



ze vztahů pro natočení vnějšího a vnitřního kola lze vyjádřit příslušný poloměr zatáčení a jeho průměr pak použít ve vztahu pro natočení oje

$$\alpha_{outL} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{R_{KoutL} + \frac{t_o}{2}}\right) \qquad R_{KoutL_i} = \frac{2\cdot L_2 - t_o\cdot\tan\left(\alpha_{outL_i}\right)}{2\cdot\tan\left(\alpha_{outL_i}\right)}$$

$$\alpha_{inL} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{R_{KinL} - \frac{t_o}{2}}\right) \qquad R_{KinL_i} = \frac{2\cdot L_2 + t_o\cdot\tan\left(\alpha_{inL_i}\right)}{2\cdot\tan\left(\alpha_{inL_i}\right)}$$

zprůměrovaná hodnota poloměru zatáčení $R_{K\phi L_i} = \frac{R_{KoutL_i} + R_{KinL_i}}{2}$

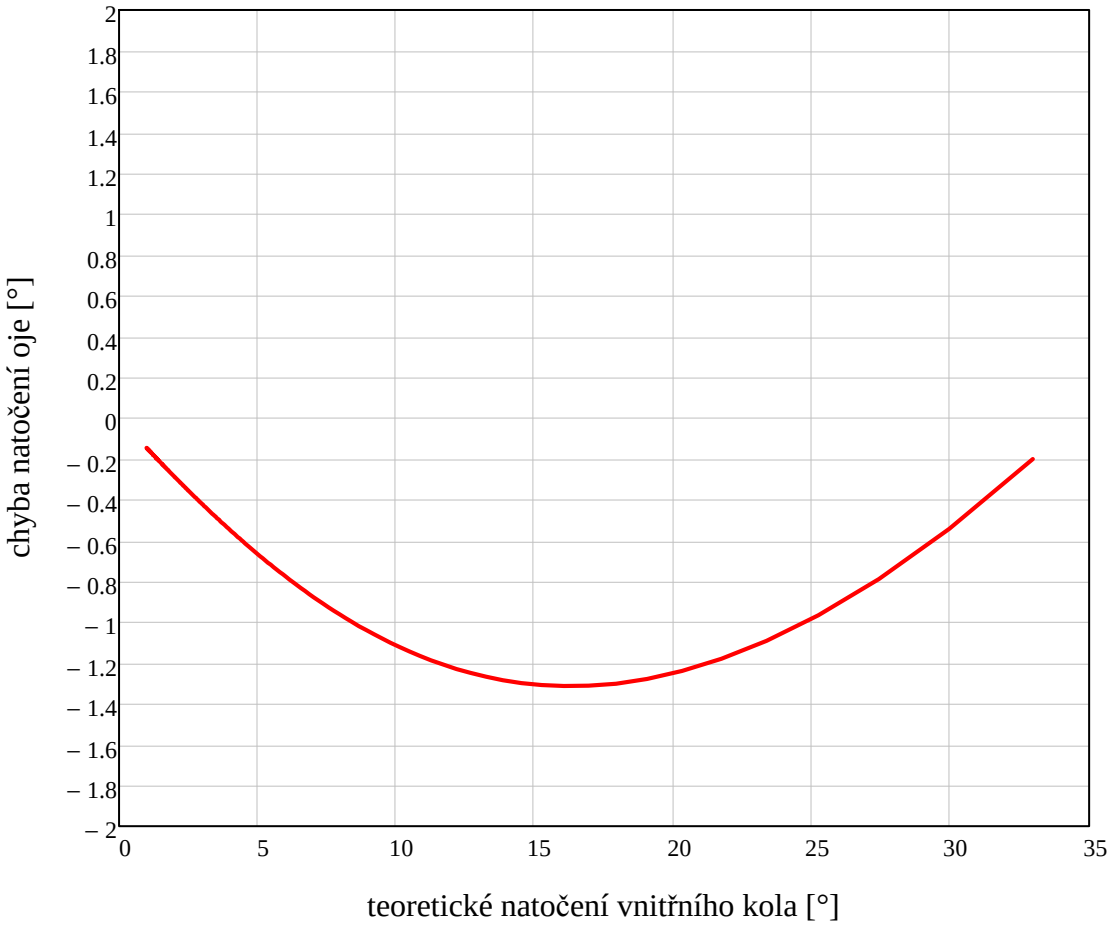
pro vypočítané natočení kol by tedy odpovídalo toto natočení oje

$$\Phi_{L_i} = \pi - \operatorname{atan}\left(\frac{R_{K\phi L_i}}{L_2 + x}\right) - \operatorname{acos}\left[\frac{L_2^{\,2} + 2\cdot L_2\cdot x - L_4^{\,2} - L_{pz}^{\,2} + O^2 + x^2}{2\cdot O\cdot\sqrt{L_2^{\,2} + 2\cdot L_2\cdot x + \left(R_{K\phi L_i}\right)^2 + x^2}}\right]$$

porovnáním požadovaného teoretického natočení oje a vypočítaného natočení oje pro natočení kol vypočtené z geometrií řízení mohu vypočítat odchylku a sestrojit křivku chyb $X_{ojL_i} = \Phi_{teor_i} - \Phi_{L_i}$

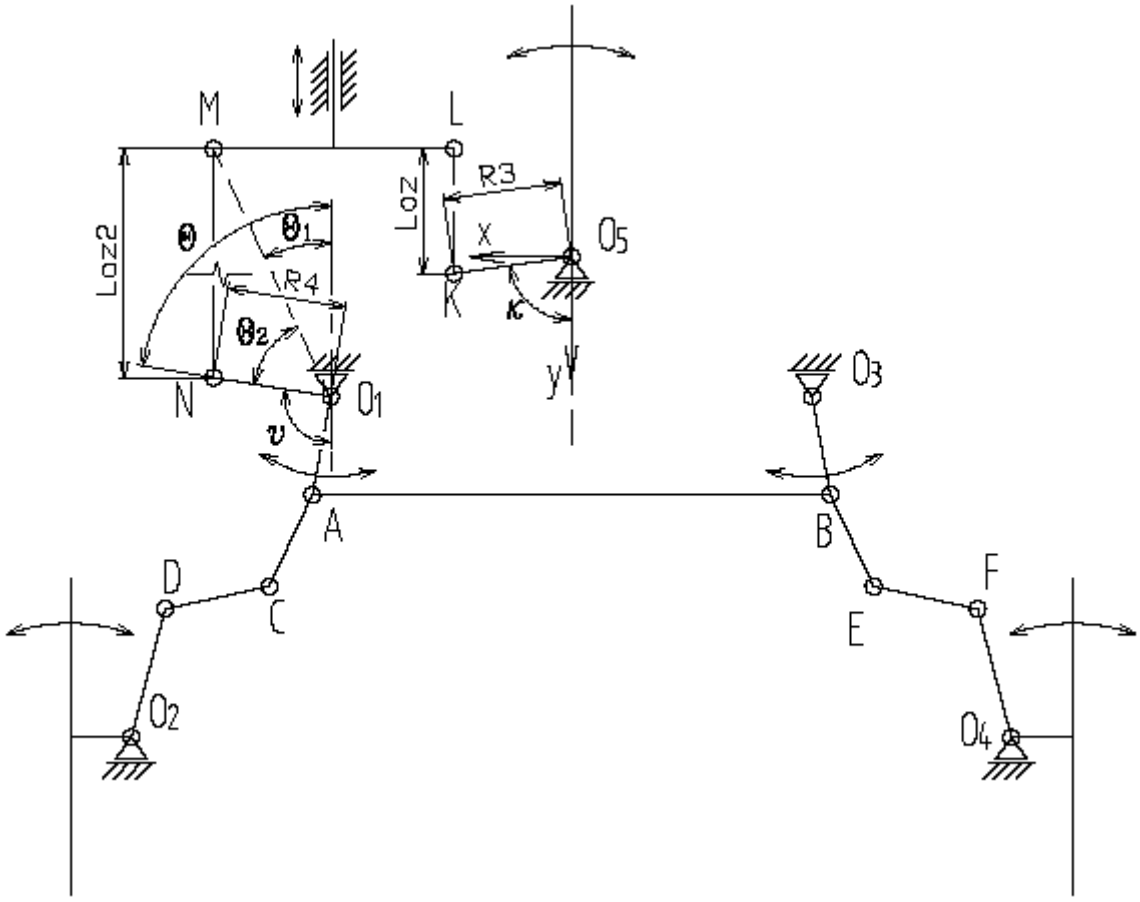
Část výpisu hodnot teoretického natočení oje a skutečného natočení oje, při kterém dojde k tomuto natočení kol ve stupních, dále vlastní chyba natočení oje také ve stupních natočeníl:

$\frac{\Phi_{teor_i}}{deg} =$	$\frac{\Phi_{L_i}}{deg} =$	$\frac{X_{ojL_i}}{deg} =$
19.142	20.327	-1.186
19.816	21.023	-1.207
20.539	21.767	-1.228
21.315	22.563	-1.248
22.15	23.416	-1.266
23.05	24.333	-1.283
24.024	25.321	-1.297
25.081	26.388	-1.307
26.23	27.542	-1.312
27.484	28.795	-1.31
28.858	30.157	-1.3
30.367	31.644	-1.277
32.032	33.27	-1.238
33.875	35.054	-1.179
35.924	37.015	-1.09
38.212	39.176	-0.964
40.777	41.564	-0.787
43.663	44.204	-0.54
...	...	...


chyba natočení oje [°]
2
1.8
1.6
1.4
1.2
1
0.8
0.6
0.4
0.2
0
– 0.2
– 0.4
– 0.6
– 0.8
– 1
– 1.2
– 1.4
– 1.6
– 1.8
– 2
0
5
10
15
20
25
30
35
teoretické natočení vnitřního kola [°]

13.14 Příloha č.14 - Základní výpočtový návrh mechanismu řízení zadní nápravy přívěsu od oje

schématický nákres mechanismu řízení zadní nápravy od oje přívěsu:



zadávám:

vzdálenost středu otáčení oje na přívěsu od středu přední nápravy přívěsu: $x = 1000mm$

rozvor náprav přívěsu: $L_1 = 5150mm$

souřadnice bodu O1: $O_{1X} = \frac{680}{2}mm$ $O_{1X} = 340 \cdot mm$

$O_{1Y} = x + L_1 - 414.88mm$ $O_{1Y} = 5735.12 \cdot mm$

promítnutý poloměr a úhel páky na oji: $R_3 = 181mm$

$\kappa_0 = 85deg$

promítnutý poloměr a úhel páky řízení: $R_4 = 260mm$

$\nu_0 = 92deg$

délka krátké spojovací tyče mezi pákou na oji a předpokládaným bodem k uchycení spojovací tyče na tlumiči:

Souřadnice bodu K ve výchozí poloze: $K_{X0} = R_3 \cdot \sin(\kappa_0)$ $K_{X0} = 180.311 \cdot mm$

$K_{Y0} = R_3 \cdot \cos(\kappa_0)$ $K_{Y0} = 15.775 \cdot mm$

Souřadnice bodu L ve výchozí poloze: $L_{X0} = K_{X0} + 10mm$ $L_{X0} = 190.311 \cdot mm$

$L_{Y0} = K_{Y0} - 300mm$ $L_{Y0} = -284.225 \cdot mm$

Délka tyče: $L_{oz} = \sqrt{(K_{X0} - L_{X0})^2 + (K_{Y0} - L_{Y0})^2}$ $L_{oz} = 300.167 \cdot mm$

délka táhla (resp. vzdálenost bodů) mezi pákou řízení zadní nápravy a předpokládaným bodem k uchycení tohoto táhla na tlumiči:

Souřadnice bodu M ve výchozí poloze:

$M_{X0} = L_{X0} + 200mm$ $M_{X0} = 390.311 \cdot mm$

$M_{Y0} = L_{Y0}$ $M_{Y0} = -284.225 \cdot mm$

Souřadnice bodu N ve výchozí poloze: $N_{X0} = O_{1X} + R_4 \cdot \sin(\nu_0)$ $N_{X0} = 599.842 \cdot mm$

$N_{Y0} = O_{1Y} + R_4 \cdot \cos(\nu_0)$ $N_{Y0} = 5726.046 \cdot mm$

Délka táhla: $L_{oz2} = \sqrt{(M_{X0} - N_{X0})^2 + (M_{Y0} - N_{Y0})^2}$ $L_{oz2} = 6013.922 \cdot mm$

Výpočet teoretického natočení oje a kol dle poloměru zatáčení

odkrokování pro výpočet poloměru zatáčení: $i = 0 .. 290$

poloměr zatáčení k podélné ose přívěsu: $R_{K_i} = 150m - i \cdot 500mm$

vzdálenost kolmice podélné osy přívěsu od přední nápravy přívěsu (pro výpočet natočení kol) $L_2 = 2585mm$

délka úseku, který vytíná kružnice tvořící poloměr zatáčení Rz na podélné ose přívěsu (pro výpočet natočení kol) $L_3 = 4250mm$

rozdělení délky úseku L3 (pro výpočet natočení kol) $L_4 = \frac{L_3}{2}$

rozchod kol přívěsu: (resp. i přední nápravy autobusů SOR) $t_o = 2030mm$

převis za zadní nápravou autobusu SOR C 10,5: $L_{pz} = 2800mm$

délka oje: $O = 2180mm$

tomu odpovídá teoretické natočení oje:
(odvozeno v příloze č.7)

$$\Phi_{teor_i} = \pi - \operatorname{atan}\left(\frac{R_{K_i}}{L_2 + x}\right) - \operatorname{acos}\left[\frac{L_2^{\,2} + 2\cdot L_2\cdot x - L_4^{\,2} - L_{pz}^{\,2} + O^2 + x^2}{2\cdot O\cdot\sqrt{L_2^{\,2} + 2\cdot L_2\cdot x + \left(R_{K_i}\right)^2 + x^2}}\right]$$

tomu odpovídá teoretické natočení kol zadní nápravy přívěsu:

Úhel natočení vnitřních kol:

$$\beta_{inteor_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_1 - L_2}{R_{K_i} - \frac{t_o}{2}}\right)$$

Úhel natočení vnějších kol:

$$\beta_{outteor_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_1 - L_2}{R_{K_i} + \frac{t_o}{2}}\right)$$

Průměrná hodnota z tohoto natočení kol:

$$\beta_{\phi teor_i} = \frac{\beta_{inteor_i} + \beta_{outteor_i}}{2}$$

Část výpisu hodnot poloměru zatáčení v metrech a tomu odpovídajících hodnot natočení oje a zadních kol přívěsu ve stupních:

$\frac{R_{K_i}}{m} =$	$\frac{\Phi_{teor_i}}{deg} =$	$\frac{\beta_{inteor_i}}{deg} =$	$\frac{\beta_{outteor_i}}{deg} =$	$\frac{\beta_{\phi teor_i}}{deg} =$
16	16.84	9.713	8.573	9.143
15.5	17.363	10.042	8.828	9.435
15	17.919	10.393	9.099	9.746
14.5	18.51	10.77	9.387	10.079
14	19.142	11.174	9.694	10.434
13.5	19.816	11.61	10.021	10.816
13	20.539	12.08	10.371	11.226
12.5	21.315	12.59	10.746	11.668
12	22.15	13.143	11.149	12.146
11.5	23.05	13.747	11.583	12.665
11	24.024	14.407	12.051	13.229
10.5	25.081	15.132	12.558	13.845
10	26.23	15.933	13.109	14.521
9.5	27.484	16.82	13.709	15.264
9	28.858	17.808	14.366	16.087
8.5	30.367	18.916	15.087	17.001
8	32.032	20.164	15.882	18.023
7.5	33.875	21.58	16.764	19.172
7	35.924	23.199	17.746	20.472
6.5	38.212	25.063	18.846	21.954
6	40.777	27.228	20.085	23.656
5.5	43.663	29.766	21.49	25.628
...	...	...	...	...

Zatáčení přívěsu vpravo (tedy natočení oje vpravo a zadních kol vlevo)

odkrokování pro výpočet natočení oje, odpovídající předchozím výpočtům: $n_i = \Phi_{teor_i} \cdot \frac{180}{\pi}$

úhel natočení páky oje: $\kappa_{P_i} = \kappa_0 + n_i \cdot deg$

poloha bodu K: $K_{X_i} = R_3 \cdot \sin\left(\kappa_{P_i}\right)$

$K_{Y_i} = R_3 \cdot \cos\left(\kappa_{P_i}\right)$

poloha bodu L: $L_{X_i} = L_{X0}$

z délky spojovací tyče mezi pákou na oji a předpokládaným bodem k uchycení spojovací tyče na tlumiči mohu vypočítat další souřadnici bodu L

$L_{oz}^2 = \left(K_X - L_X\right)^2 + \left(K_Y - L_Y\right)^2$

$L_{Y_i} = K_{Y_i} - \sqrt{\left(K_{X_i} - L_{X_i} + L_{oz}\right) \cdot \left(L_{X_i} - K_{X_i} + L_{oz}\right)}$

poloha bodu M: $M_{X_i} = M_{X0}$

$M_{Y_i} = L_{Y_i}$

vzdálenost bodů M-O1: $L_{MO1_i} = \sqrt{\left(O_{1X} - M_{X_i}\right)^2 + \left(O_{1Y} - M_{Y_i}\right)^2}$

odpovídající natočení páky řízení zadní nápravy θ, resp. υ:

pro výpočet úhel rozdělím na dvě části $\theta_{1P_i} = \operatorname{asin}\left(\frac{M_{X_i} - O_{1X}}{L_{MO1_i}}\right)$

použitím kosinovy věty lze vyjádřit druhou část úhlu takto: $L_{oz2}^2 = L_{MO1}^2 + R_4^2 - 2 \cdot L_{MO1} \cdot R_4 \cdot \cos\left(\theta_2\right)$

$\theta_{2P_i} = \operatorname{acos}\left[\frac{-L_{oz2}^2 + \left(L_{MO1_i}\right)^2 + R_4^2}{2 \cdot \left(L_{MO1_i}\right) \cdot R_4}\right]$

úhel δ potom tedy vychází: $\theta_{P_i} = \theta_{1P_i} + \theta_{2P_i}$

přírůstek natočení levé páky řízení je: $j_i = \left[\left(180deg - \nu_0\right) - \theta_{P_i}\right] \cdot \frac{180}{\pi}$

Výpočet natočení pravé páky řízení:

schémata, včetně označení úhlů a poloměrů viz. předchozí výpočty

vzdálenost mezi promítnutými středy os otáčení pák $D = 680mm$

úhel lichoběžníku - ramena $\sigma_L = 88deg$

promítnutý poloměr páky řízení (resp. ramena lichoběžníku) $R_L = 180mm$

délka střední spojovací tyče: $L_T = 667.4362\ mm$

natočení levé páky řízení

$$\sigma_i = \sigma_L + j_i \cdot deg$$

poloha bodu A

$$A_{x_i} = 0 - R_L \cdot \cos(\sigma_i)$$

$$A_{y_i} = R_L \cdot \sin(\sigma_i)$$

vzdálenost bodů A -O3

$$L_{AO3_i} = \sqrt{\left(D + A_{x_i}\right)^2 + \left(A_{y_i}\right)^2}$$

odpovídající natočení pravé páky řízení ψ

pro výpočet úhel rozdělím na dvě části

$$\psi 1_i = \operatorname{asin}\left(\frac{A_{y_i}}{L_{AO3_i}}\right)$$

použitím kosinovy věty lze vyjádřit druhou část úhlu takto:

$$L_T{}^2 = L_{AO3}{}^2 + R_L{}^2 - 2 \cdot L_{AO3} \cdot R_L \cdot \cos(\psi_2)$$

$$\psi 2_i = \operatorname{acos}\left[\frac{-L_T{}^2 + \left(L_{AO3_i}\right)^2 + R_L{}^2}{2 \cdot L_{AO3_i} \cdot R_L}\right]$$

natočení pravé páky je:

$$\psi_i = \psi 1_i + \psi 2_i$$

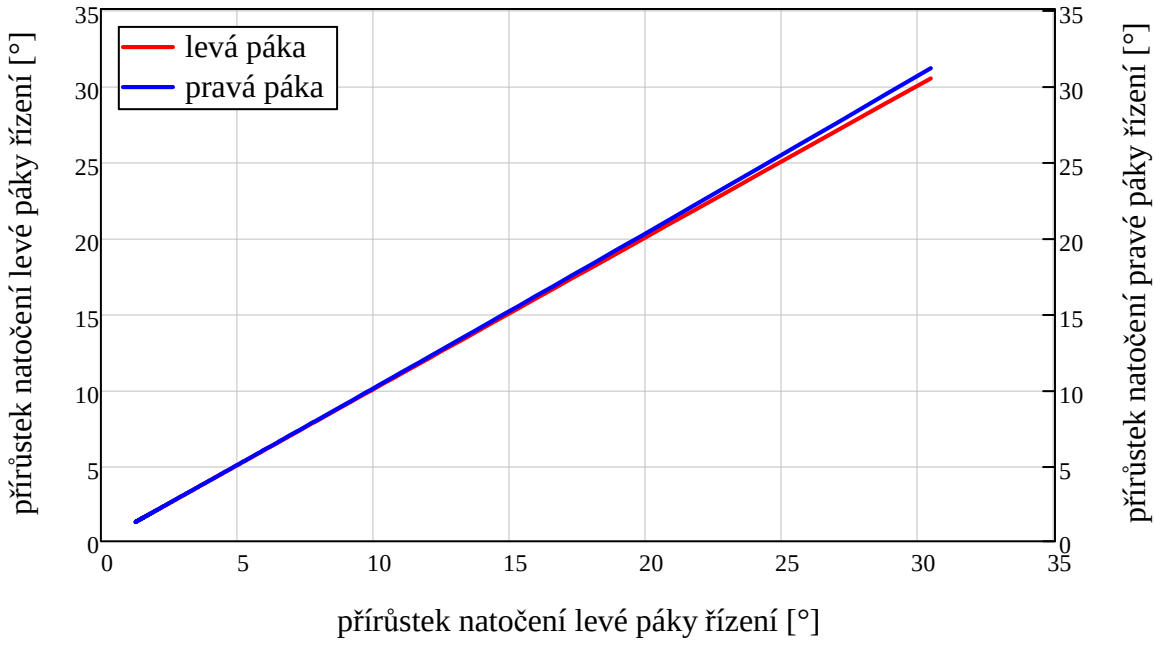
přírůstek natočení pravé páky řízení je:

$$k_i = \sigma_L - \psi_i$$

Část výpisu hodnot natočení levé a pravé páky řízení a také jejich přírůstků natočení ve stupních:

$\frac{\sigma_i}{deg} =$	$\frac{\psi_i}{deg} =$	$\frac{k_i}{deg} =$	$j_i =$
89.272	86.727	1.273	1.272
89.276	86.723	1.277	1.276
89.281	86.718	1.282	1.281
89.285	86.714	1.286	1.285
89.289	86.71	1.29	1.289
89.294	86.705	1.295	1.294
89.298	86.701	1.299	1.298
89.303	86.696	1.304	1.303
89.307	86.692	1.308	1.307
89.312	86.687	1.313	1.312
89.316	86.683	1.317	1.316
89.321	86.678	1.322	1.321
89.325	86.674	1.326	1.325
89.33	86.669	1.331	1.33
89.334	86.664	1.336	1.334
...	...	...	...

Grafické znázornění přírůstků natočení pák řízení:



Výpočet odpovídajícího natočení kol:

promítnutý poloměr páky na těhlici: $R_T = 253.23mm$

úhel páky na těhlici: $\beta_Z = 75.66deg$

promítnutý střed osy otáčení páky těhlice:
(závisí na poloze umístění uložení pák řízení a jejich naklopení v prostoru)

$O_{2X} = 555.15\ mm$

$O_{2Y} = 414.88mm$

promítnutý poloměr levé páky řízení $R_P = 225mm$

úhel levé páky řízení: $\alpha_Z = 113deg$

délka krátké spojovací tyče: $L_K = 406.258\ mm$

Výpočet natočení levého kola:

natočení levé páky řízení: $\alpha_{L_i} = \alpha_Z + j_i \cdot deg$

poloha bodu C:

$$C_{x_i} = 0 - R_P \cdot \cos\left(\alpha_{L_i}\right)$$

$$C_{y_i} = R_P \cdot \sin\left(\alpha_{L_i}\right)$$

vzdálenost bodů C -O2

$$L_{CO2_i} = \sqrt{\left(O_{2X} - C_{x_i}\right)^2 + \left(O_{2Y} - C_{y_i}\right)^2}$$

z kosinovy věty vyjádřím úhel ε

$$L_K^{\ 2} = L_{CO2}^{\ 2} + R_T^{\ 2} - 2 \cdot L_{CO2} \cdot R_T \cdot \cos\left(\varepsilon_L\right)$$

$$\varepsilon_{L_i} = \operatorname{acos}\left[\frac{-L_K^{\ 2} + \left(L_{CO2_i}\right)^2 + R_T^{\ 2}}{2 \cdot L_{CO2_i} \cdot R_T}\right]$$

a dále takjé úhel ρ

$$\rho_{L_i} = \operatorname{asin}\left(\frac{O_{2Y} - C_{y_i}}{L_{CO2_i}}\right)$$

potom úhel β je

$$\beta_{L_i} = \varepsilon_{L_i} + \rho_{L_i}$$

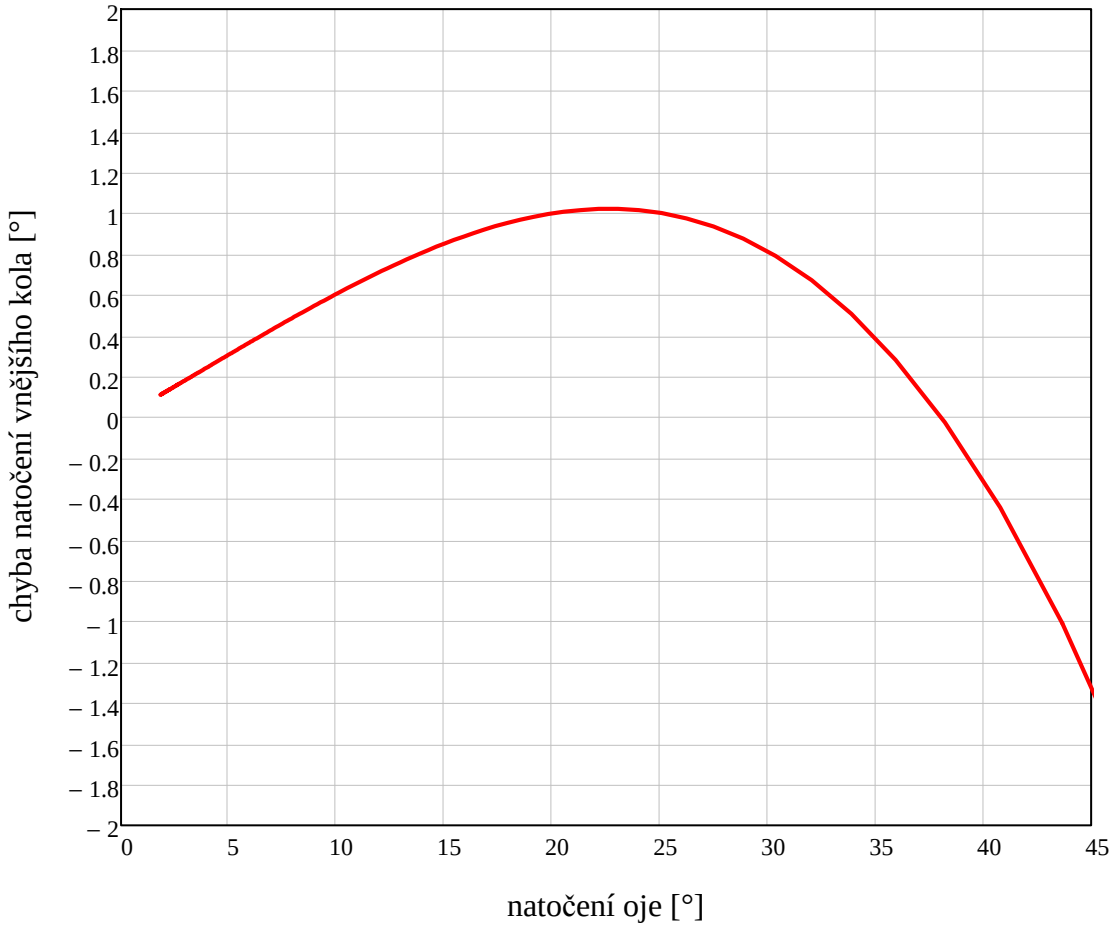
a úhel natočení kola vychází

$$\beta_{outP_i} = \beta_{L_i} - \beta_Z$$

porovnáním požadovaného teoretického natočení kola a vypočítaného natočení kola daného geometrií řízení mohu vypočítat odchylku a sestrojit křivku chyb - ve stupních natočení kola

$$X_{outP_i} = \beta_{outP_i} - \beta_{outteor_i}$$

Zobrazení chyby natočení vnějšího kola ve stupních v závislosti na natočení oje ve stupních



<u>Výpočet natočení pravého kola</u>:

natočení pravé páky řízení:

$$\alpha_{P_i} = \alpha_Z - k_i$$

<u>poloha bodu E</u>:

$$E_{x_i} = 0 - R_P \cdot \cos\left(\alpha_{P_i}\right)$$

$$E_{y_i} = R_P \cdot \sin\left(\alpha_{P_i}\right)$$

<u>vzdálenost bodů E -O4</u>

$$L_{EO4_i} = \sqrt{\left(O_{2X} - E_{x_i}\right)^2 + \left(O_{2Y} - E_{y_i}\right)^2}$$

z kosinovy věty vyjádřím úhel ε

$$L_K^{\,2} = L_{EO4}^{\,2} + R_T^{\,2} - 2 \cdot L_{EO4} \cdot R_T \cdot \cos(\varepsilon_P)$$

$$\varepsilon_{P_i} = \operatorname{acos}\left[\frac{-L_K^{\,2} + \left(L_{EO4_i}\right)^2 + R_T^{\,2}}{2 \cdot L_{EO4_i} \cdot R_T}\right]$$

a dále takjé úhel ρ

$$\rho_{P_i} = \operatorname{asin}\left(\frac{O_{2Y} - E_{y_i}}{L_{EO4_i}}\right)$$

potom úhel β je

$$\beta_{P_i} = \varepsilon_{P_i} + \rho_{P_i}$$

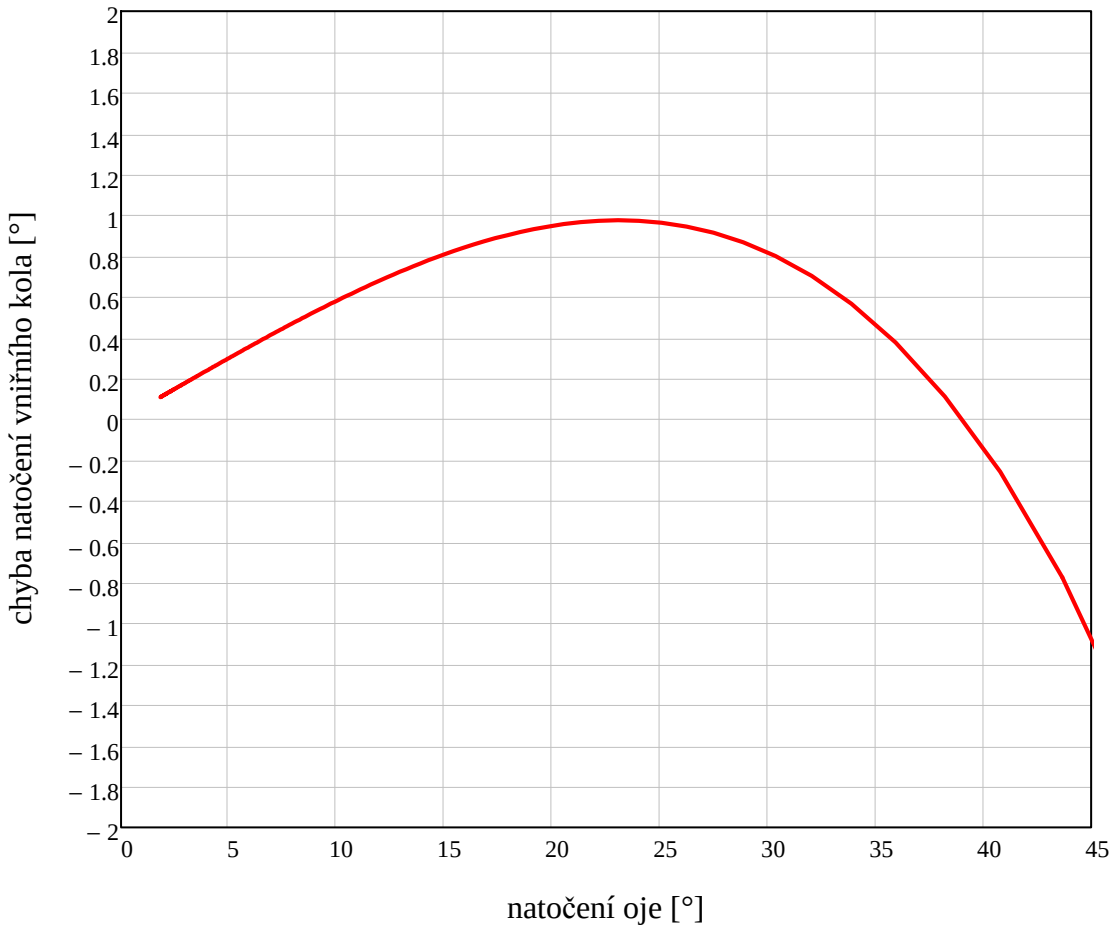
a úhel natočení kola vychází

$$\beta_{inP_i} = \beta_Z - \beta_{P_i}$$

porovnáním požadovaného teoretického natočení kola a vypočítaného natočení kola daného geometrií řízení mohu vypočítat odchylku a sestrojit křivku chyb - ve stupních natočení kola

$$X_{inP_i} = \beta_{inP_i} - \beta_{inteor_i}$$

Zobrazení chyby natočení vnitřního kola ve stupních v závislosti na natočení oje ve stupních



průměrná hodnota natočení kol:

$$\beta_{\phi P_i} = \frac{\beta_{inP_i} + \beta_{outP_i}}{2}$$

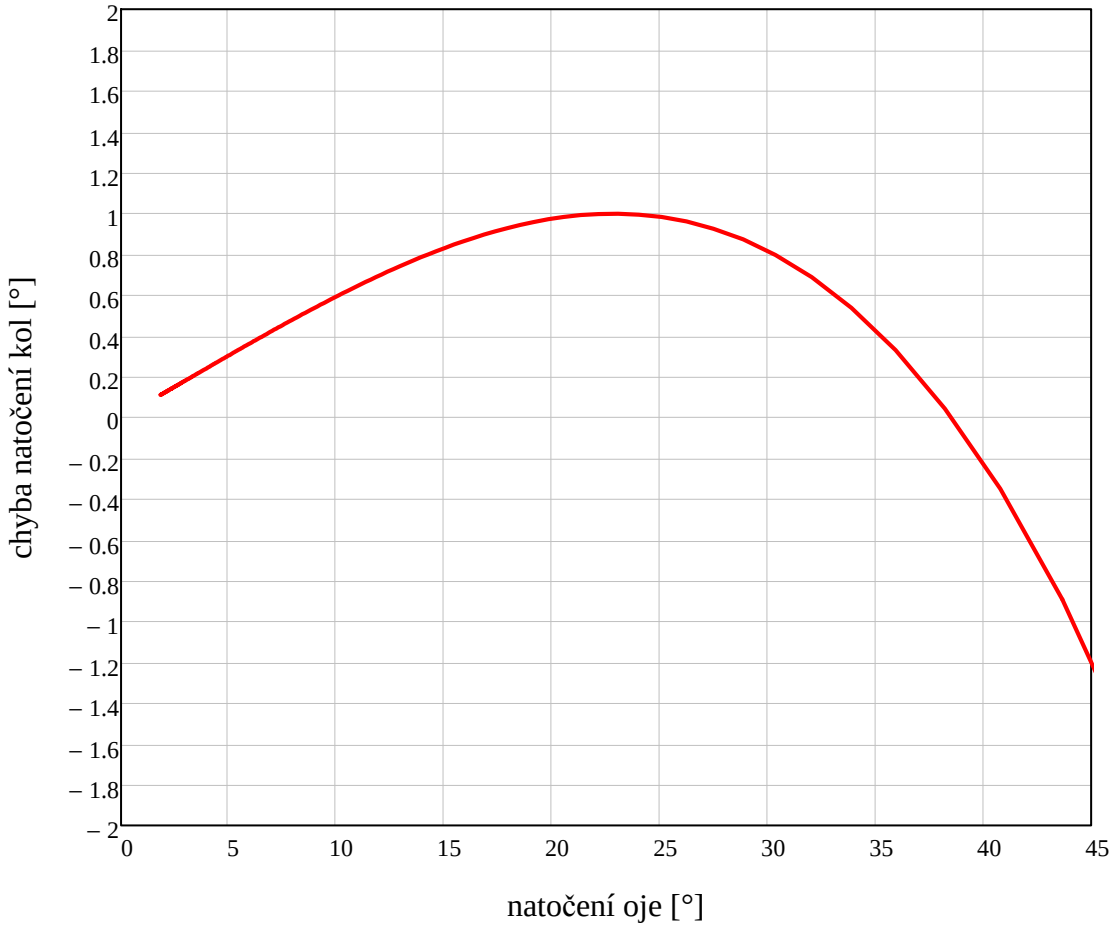
porovnáním požadovaného teoretického natočení kol a vypočítaného natočení kol daného geometrií řízení mohu vypočítat odchylku a sestrojit křivku chyb - ve stupních natočení kola

$$X_{P_i} = \beta_{\phi P_i} - \beta_{\phi teor_i}$$

Část výpisu hodnot natočení oje ve stupních a tomu odpovídajících vypočtených hodnot natočení zadních kol přívěsu dané geometrií řízení ve stupních, dále chyba natočení těchto kol oproti stanovené teorii také ve stupních natočení kol:

$\frac{\Phi_{teor_i}}{deg} =$	$\frac{\beta_{outP_i}}{deg} =$	$\frac{\beta_{inP_i}}{deg} =$	$\frac{X_{P_i}}{deg} =$
24.024	13.067	15.381	0.995
25.081	13.56	16.097	0.983
26.23	14.085	16.879	0.961
27.484	14.645	17.736	0.926
28.858	15.242	18.678	0.873
30.367	15.879	19.717	0.797
32.032	16.555	20.868	0.689
33.875	17.272	22.148	0.538
35.924	18.029	23.577	0.331
38.212	18.822	25.176	0.045
40.777	19.643	26.972	-0.349
43.663	20.482	28.992	-0.891
...	...	...	...

Zobrazení chyby natočení zadních kol ve stupních v závislosti na natočení oje ve stupních



Pro vypočítané natočení kol lze vypočítat také chybu natočení oje. To znamená že daného natočení kol se dosáhne při jiném natočení oje.Obě vypočítané chyby v důsledku znamenají to, že se přívěs bude za autobusem chovat v zatáčce s určitou chybou oproti stanovenému požadavku (jinak zajíždět, resp. vyjíždět)

Tuto chybu by bylo možno vypočítat také pro každé kolo zvlášť. Z důvodů snažšího porovnávání výsledků a přehlednosti tuto chybu vypočtu ihned jako průměrnou pro obě kola.

ze vztahů pro natočení vnějšího a vnitřního kola lze vyjádřit příslušný poloměr zatáčení a jeho průměr pak použít ve vztahu pro natočení oje

$$\beta_{outP} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_1 - L_2}{R_{KoutP} + \frac{t_o}{2}}\right) \qquad R_{KoutP_i} = -\frac{2\cdot L_2 - 2\cdot L_1 + t_o\cdot\tan\left(\beta_{outP_i}\right)}{2\cdot\tan\left(\beta_{outP_i}\right)}$$

$$\beta_{inP} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_1 - L_2}{R_{KinP} - \frac{t_o}{2}}\right) \qquad R_{KinP_i} = \frac{2\cdot L_1 - 2\cdot L_2 + t_o\cdot\tan\left(\beta_{inP_i}\right)}{2\cdot\tan\left(\beta_{inP_i}\right)}$$

zprůměrovaná hodnota poloměru zatáčení $R_{K\phi P_i} = \frac{R_{KoutP_i} + R_{KinP_i}}{2}$

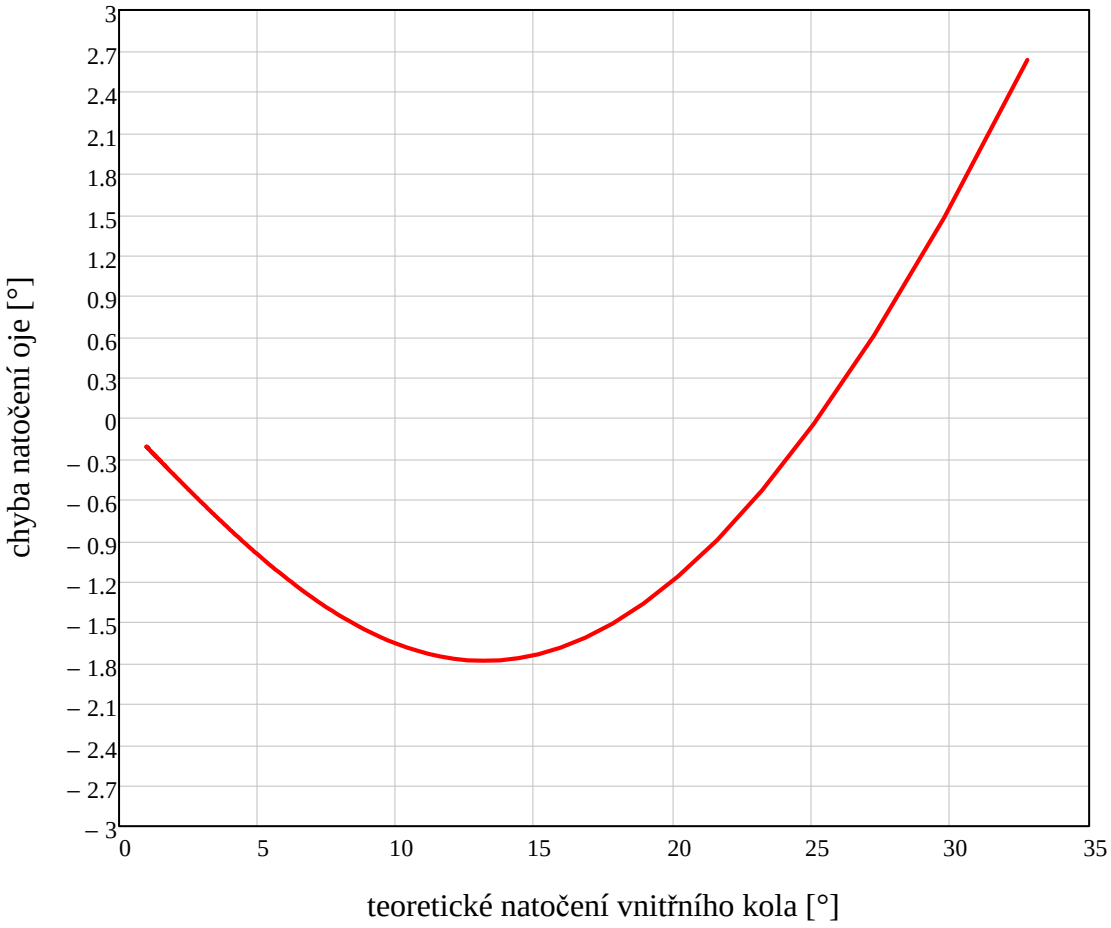
pro vypočítané natočení kol by tedy odpovídalo toto natočení oje

$$\Phi_{P_i} = \pi - \operatorname{atan}\left(\frac{R_{K\phi P_i}}{L_2 + x}\right) - \operatorname{acos}\left[\frac{L_2^{\,2} + 2\cdot L_2\cdot x - L_4^{\,2} - L_{pz}^{\,2} + O^2 + x^2}{2\cdot O\cdot\sqrt{L_2^{\,2} + 2\cdot L_2\cdot x + \left(R_{K\phi P_i}\right)^2 + x^2}}\right]$$

porovnáním požadovaného teoretického natočení oje a vypočítaného natočení oje pro natočení kol vypočtené z geometrie řízení mohu vypočítat odchylku a sestrojit křivku chyb $X_{ojP_i} = \Phi_{teor_i} - \Phi_{P_i}$

Část výpisu hodnot teoretického natočení oje a skutečného natočení oje, při kterém dojde k tomuto natočení kol ve stupních, dále vlastní chyba natočení oje také ve stupních natočeníl:

$\frac{\Phi_{teor_i}}{deg} =$	$\frac{\Phi_{P_i}}{deg} =$	$\frac{X_{ojP_i}}{deg} =$
24.024	25.787	-1.763
25.081	26.814	-1.733
26.23	27.915	-1.685
27.484	29.096	-1.612
28.858	30.366	-1.508
30.367	31.73	-1.363
32.032	33.195	-1.163
33.875	34.768	-0.893
35.924	36.454	-0.53
38.212	38.255	-0.043
40.777	40.17	0.607
43.663	42.188	1.475
...	...	...



Zatáčení přívěsu vlevo (tedy natočení oje vlevo a zadních kol vpravo)

úhel natočení páky oje:

úhel natočení páky oje: $\kappa_{L_i} = \kappa_0 - n_i \cdot \deg$

poloha bodu K: $K_{X_i} = R_3 \cdot \sin\left(\kappa_{L_i}\right)$

$K_{Y_i} = R_3 \cdot \cos\left(\kappa_{L_i}\right)$

poloha bodu L: $L_{X_i} = L_{X0}$

z délky spojovací tyče mezi pákou na oji a předpokládaným bodem k uchycení spojovací tyče na tlumiči mohu vypočítat další souřadnici bodu L

$L_{oz}^{\ 2} = \left(K_X - L_X\right)^2 + \left(K_Y - L_Y\right)^2$

$L_{Y_i} = K_{Y_i} - \sqrt{\left(K_{X_i} - L_{X_i} + L_{oz}\right) \cdot \left(L_{X_i} - K_{X_i} + L_{oz}\right)}$

poloha bodu M: $M_{X_i} = M_{X0}$

$M_{Y_i} = L_{Y_i}$

vzdálenost bodů M-O1: $L_{MO1_i} = \sqrt{\left(O_{1X} - M_{X_i}\right)^2 + \left(O_{1Y} - M_{Y_i}\right)^2}$

odpovídající natočení páky řízení zadní nápravy θ, resp. υ:

pro výpočet úhel rozdělím na dvě části

$$\theta_{1L_i} = \operatorname{asin}\left(\frac{M_{X_i} - O_{1X}}{L_{MO1_i}}\right)$$

použitím kosinovy věty lze vyjádřit druhou část úhlu takto: $L_{oz2}^{\ 2} = L_{MO1}^{\ 2} + R_4^{\ 2} - 2 \cdot L_{MO1} \cdot R_4 \cdot \cos(\theta_2)$

$$\theta_{2L_i} = \operatorname{acos}\left[\frac{-L_{oz2}^{\ 2} + \left(L_{MO1_i}\right)^2 + R_4^{\ 2}}{2 \cdot \left(L_{MO1_i}\right) \cdot R_4}\right]$$

úhel δ potom tedy vychází: $\theta_{L_i} = \theta_{1L_i} + \theta_{2L_i}$

přírůstek natočení pravé páky řízení je: $j_i = \left[\theta_{L_i} - \left(180\text{deg} - \nu_0\right)\right] \cdot \frac{180}{\pi}$

Výpočet natočení pravé páky řízení:

natočení levé páky řízení $\sigma_i = \sigma_L - j_i \cdot \text{deg}$

poloha bodu A

$$A_{x_i} = 0 - R_L \cdot \cos(\sigma_i)$$

$$A_{y_i} = R_L \cdot \sin(\sigma_i)$$

vzdálenost bodů A -O3

$$L_{AO3_i} = \sqrt{\left(D + A_{x_i}\right)^2 + \left(A_{y_i}\right)^2}$$

odpovídající natočení pravé páky řízení ψ

pro výpočet úhel rozdělím na dvě části

$$\psi_{1_i} = \operatorname{asin}\left(\frac{A_{y_i}}{L_{AO3_i}}\right)$$

použitím kosinovy věty lze vyjádřit druhou část úhlu takto:

$$L_T^{\ 2} = L_{AO3}^{\ 2} + R_L^{\ 2} - 2 \cdot L_{AO3} \cdot R_L \cdot \cos(\psi_2)$$

$$\psi_{2_i} = \operatorname{acos}\left[\frac{-L_T^{\ 2} + \left(L_{AO3_i}\right)^2 + R_L^{\ 2}}{2 \cdot L_{AO3_i} \cdot R_L}\right]$$

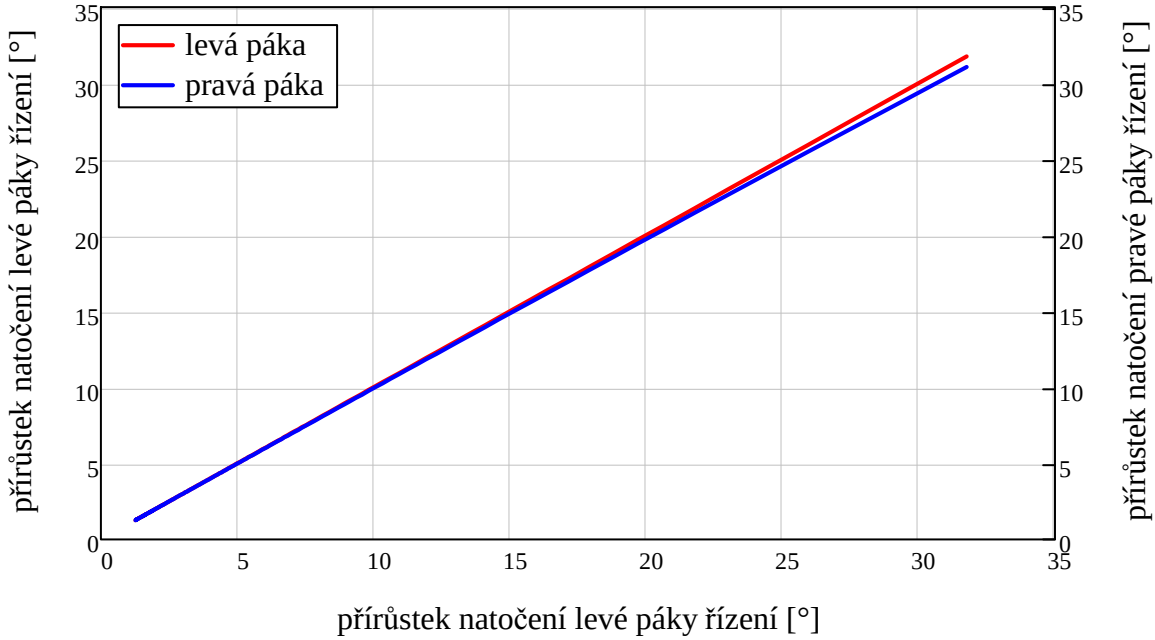
natočení pravé páky je: $\psi_i = \psi_{1_i} + \psi_{2_i}$

přírůstek natočení pravé páky řízení je: $k_i = \psi_i - \sigma_L$

Část výpisu hodnot natočení levé a pravé páky řízení a také jejich přírůstků natočení ve stupních:

$\frac{\sigma_i}{deg} =$	$\frac{\psi_i}{deg} =$	$\frac{k_i}{deg} =$	$j_i =$
86.73	89.269	1.269	1.27
86.726	89.273	1.273	1.274
86.721	89.278	1.278	1.279
86.717	89.282	1.282	1.283
86.713	89.286	1.286	1.287
86.708	89.291	1.291	1.292
86.704	89.295	1.295	1.296
86.7	89.299	1.299	1.3
...	...	...	...

Grafické znázornění přírůstků natočení pák řízení:



Výpočet odpovídajícího natočení kol:

Výpočet natočení levého kola:

natočení levé páky řízení: $\alpha_{L_i} = \alpha_Z - j_i \cdot deg$

poloha bodu C:

$$C_{x_i} = 0 - R_P \cdot \cos\left(\alpha_{L_i}\right)$$

$$C_{y_i} = R_P \cdot \sin\left(\alpha_{L_i}\right)$$

vzdálenost bodů C -O2

$$L_{CO2_i} = \sqrt{\left(O_{2X} - C_{x_i}\right)^2 + \left(O_{2Y} - C_{y_i}\right)^2}$$

z kosinovy věty vyjádřím úhel ε

$$L_K^{\,2} = L_{CO2}^{\,2} + R_T^{\,2} - 2 \cdot L_{CO2} \cdot R_T \cdot \cos(\varepsilon_L)$$

$$\varepsilon_{L_i} = \operatorname{acos}\left[\frac{-L_K^{\,2} + \left(L_{CO2_i}\right)^2 + R_T^{\,2}}{2 \cdot L_{CO2_i} \cdot R_T}\right]$$

a dále takjé úhel ρ

$$\rho_{L_i} = \operatorname{asin}\left(\frac{O_{2Y} - C_{y_i}}{L_{CO2_i}}\right)$$

potom úhel β je

$$\beta_{L_i} = \varepsilon_{L_i} + \rho_{L_i}$$

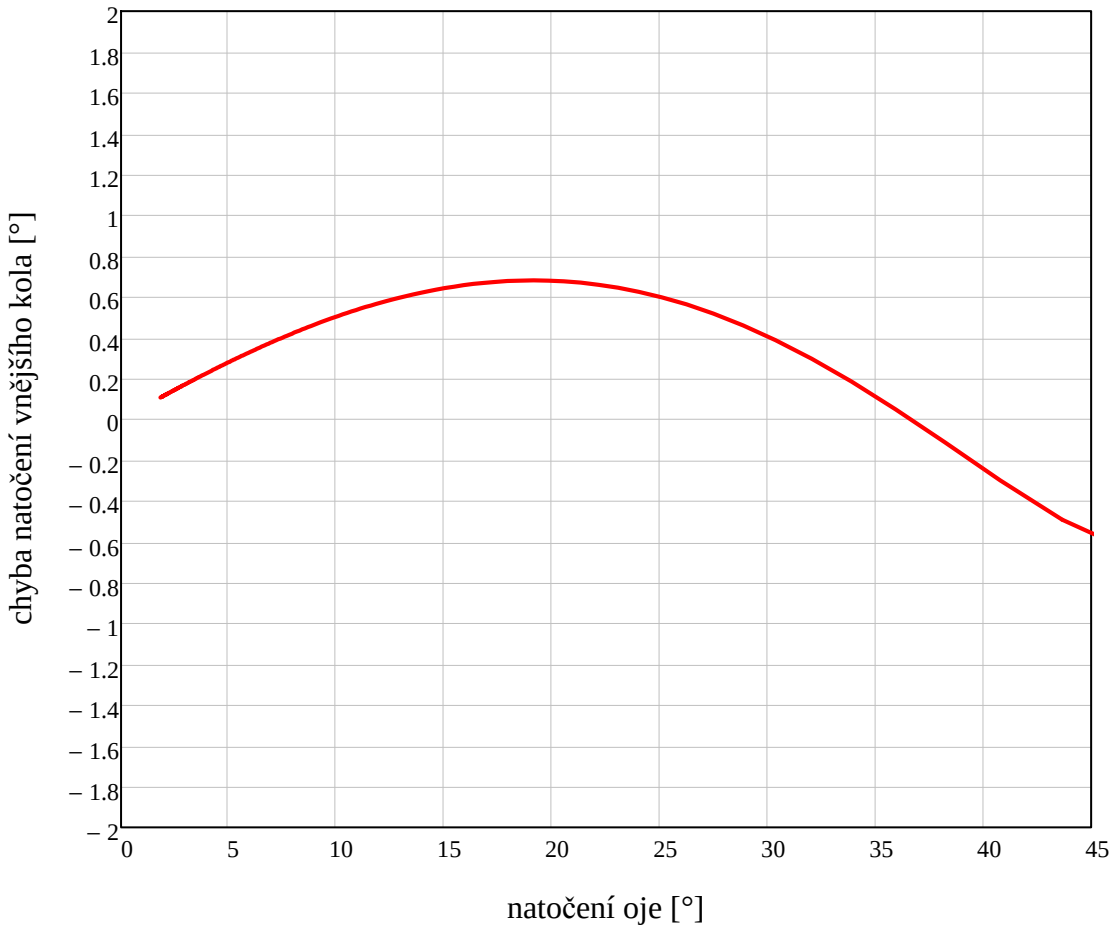
a úhel natočení kola vychází

$$\beta_{inL_i} = \beta_Z - \beta_{L_i}$$

porovnáním požadovaného teoretického natočení kola a vypočítaného natočení kola daného geometrií řízení mohu vypočítat odchylku a sestrojit křivku chyb - ve stupních natočení kola

$$X_{inL_i} = \beta_{inL_i} - \beta_{inteor_i}$$

Zobrazení chyby natočení vnějšího kola ve stupních v závislosti na natočení oje ve stupních



<u>Výpočet natočení pravého kola</u>:

natočení pravé páky řízení:

$$\alpha_{P_i} = \alpha_Z + k_i$$

<u>poloha bodu E</u>:

$$E_{x_i} = 0 - R_P \cdot \cos(\alpha_{P_i})$$

$$E_{y_i} = R_P \cdot \sin(\alpha_{P_i})$$

vzdálenost bodů E -O4

$$L_{EO4_i} = \sqrt{\left(O_{2X} - E_{x_i}\right)^2 + \left(O_{2Y} - E_{y_i}\right)^2}$$

z kosinovy věty vyjádřím úhel ε

$$L_K^{\,2} = L_{EO4}^{\,2} + R_T^{\,2} - 2 \cdot L_{EO4} \cdot R_T \cdot \cos\left(\varepsilon_P\right.$$

$$\varepsilon_{P_i} = \operatorname{acos}\left[\frac{-L_K^{\,2} + \left(L_{EO4_i}\right)^2 + R_T^{\,2}}{2 \cdot L_{EO4_i} \cdot R_T}\right]$$

a dále takjé úhel ρ

$$\rho_{P_i} = \operatorname{asin}\left(\frac{O_{2Y} - E_{y_i}}{L_{EO4_i}}\right)$$

potom úhel β je

$$\beta_{P_i} = \varepsilon_{P_i} + \rho_{P_i}$$

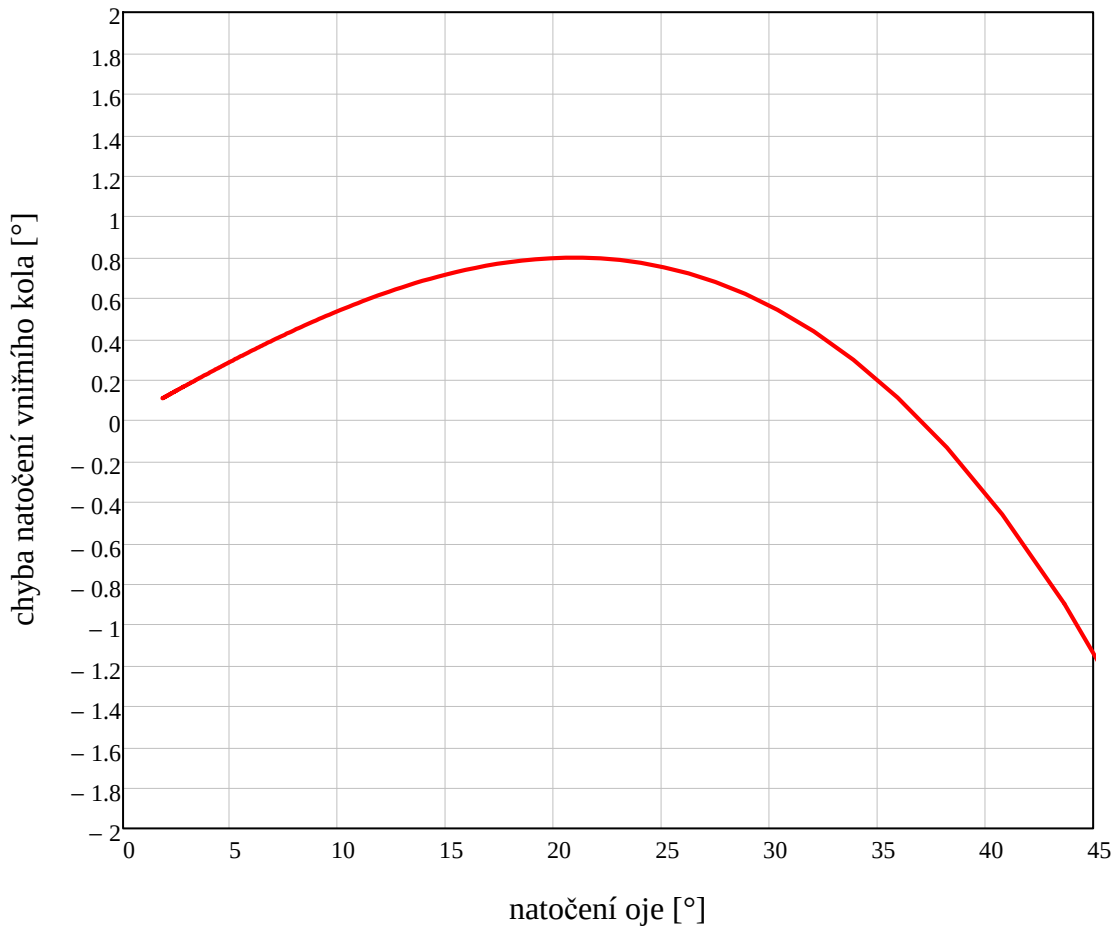
a úhel natočení kola vychází

$$\beta_{outL_i} = \beta_{P_i} - \beta_Z$$

porovnáním požadovaného teoretického natočení kola a vypočítaného natočení kola daného geometrií řízení mohu vypočítat odchylku a sestrojit křivku chyb - ve stupních natočení kola

$$X_{outL_i} = \beta_{outL_i} - \beta_{outteor_i}$$

Zobrazení chyby natočení vnitřního kola ve stupních v závislosti na natočení oje ve stupních



průměrná hodnota natočení kol:

$$\beta_{\phi L_i} = \frac{\beta_{inL_i} + \beta_{outL_i}}{2}$$

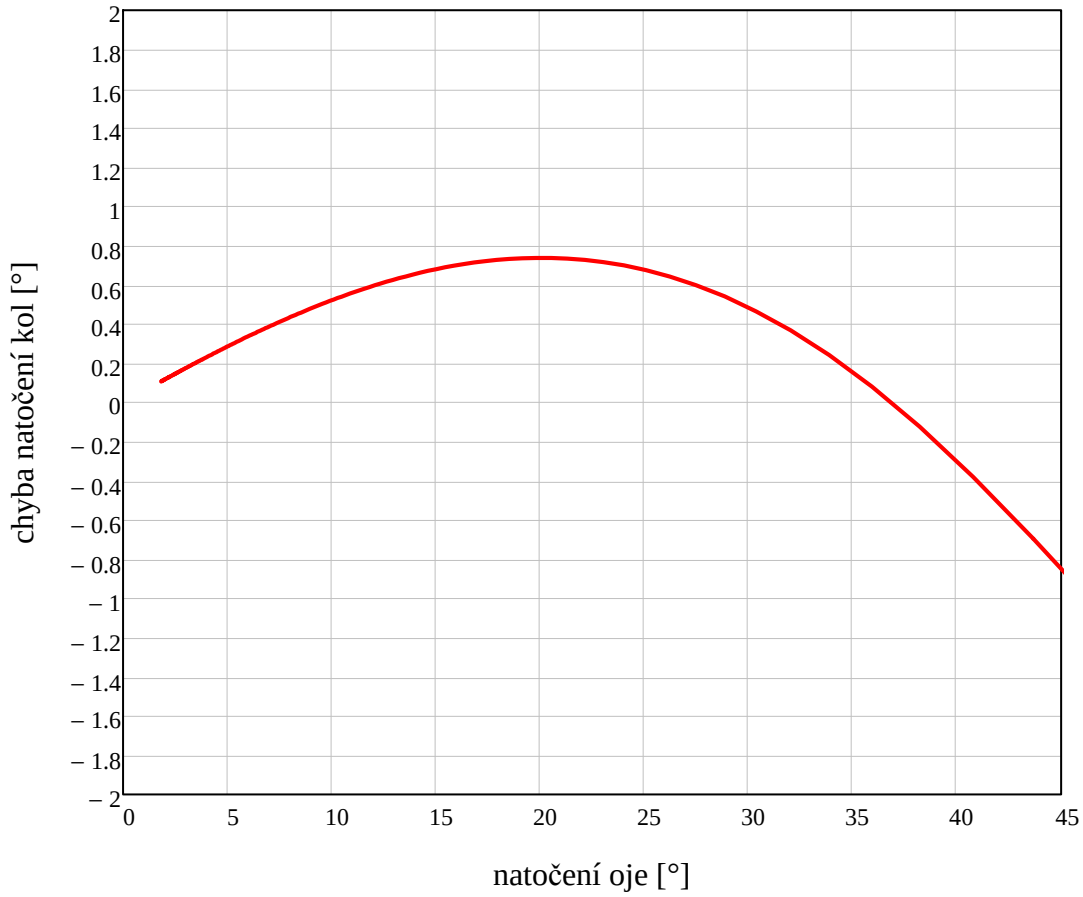
porovnáním požadovaného teoretického natočení kol a vypočítaného natočení kol daného geometrií řízení mohu vypočítat odchylku a sestrojit křivku chyb - ve stupních natočení kola

$$X_{L_i} = \beta_{\phi L_i} - \beta_{\phi teor_i}$$

Část výpisu hodnot natočení oje ve stupních a tomu odpovídajících vypočtených hodnot natočení zadních kol přívěsu dané geometrií řízení ve stupních, dále chyba natočení těchto kol oproti stanovené teorii také ve stupních natočení kol:

$\frac{\Phi_{teor_i}}{deg} =$	$\frac{\beta_{outL_i}}{deg} =$	$\frac{\beta_{inL_i}}{deg} =$	$\frac{X_{L_i}}{deg} =$
1.829	1.082	1.094	0.108
1.835	1.086	1.098	0.109
1.841	1.089	1.102	0.109
1.847	1.093	1.105	0.11
1.854	1.097	1.109	0.11
1.86	1.1	1.113	0.11
1.866	1.104	1.117	0.111
1.873	1.108	1.121	0.111
1.879	1.112	1.124	0.111
1.885	1.115	1.128	0.112
1.892	1.119	1.132	0.112
...	...	...	...

Zobrazení chyby natočení zadních kol ve stupních v závislosti na natočení oje ve stupních



ze vztahů pro natočení vnějšího a vnitřního kola lze vyjádřit příslušný poloměr zatáčení a jeho průměr pak použít ve vztahu pro natočení oje

$$\beta_{outL} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_1 - L_2}{R_{KoutL} + \frac{t_o}{2}}\right) \qquad R_{KoutL_i} = -\frac{2\cdot L_2 - 2\cdot L_1 + t_o\cdot\tan\left(\beta_{outL_i}\right)}{2\cdot\tan\left(\beta_{outL_i}\right)}$$

$$\beta_{inL} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_1 - L_2}{R_{KinL} - \frac{t_o}{2}}\right) \qquad R_{KinL_i} = \frac{2\cdot L_1 - 2\cdot L_2 + t_o\cdot\tan\left(\beta_{inL_i}\right)}{2\cdot\tan\left(\beta_{inL_i}\right)}$$

zprůměrovaná hodnota poloměru zatáčení $R_{K\phi L_i} = \frac{R_{KoutL_i} + R_{KinL_i}}{2}$

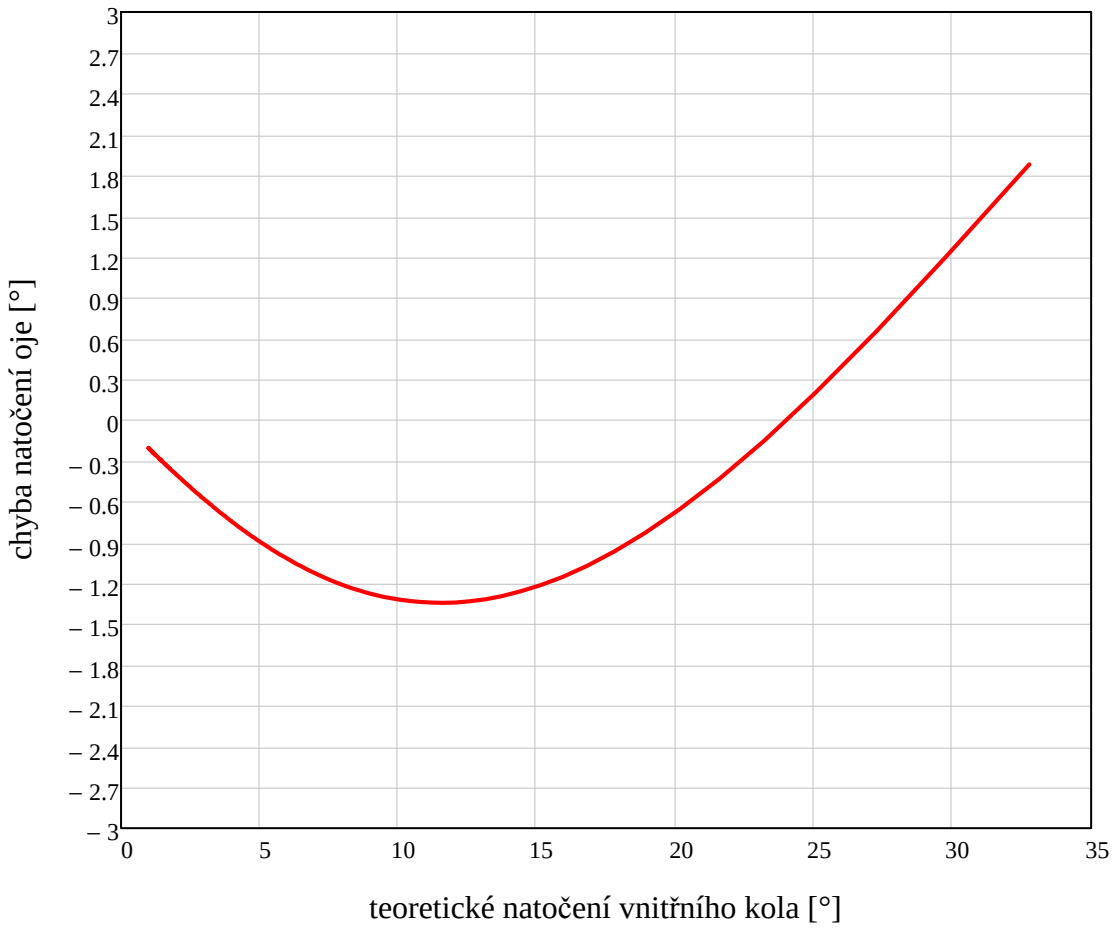
pro vypočítané natočení kol by tedy odpovídalo toto natočení oje

$$\Phi_{L_i} = \pi - \operatorname{atan}\left(\frac{R_{K\phi L_i}}{L_2 + x}\right) - \operatorname{acos}\left[\frac{L_2^{\,2} + 2\cdot L_2\cdot x - L_4^{\,2} - L_{pz}^{\,2} + O^2 + x^2}{2\cdot O\cdot\sqrt{L_2^{\,2} + 2\cdot L_2\cdot x + \left(R_{K\phi L_i}\right)^2 + x^2}}\right]$$

porovnáním požadovaného teoretického natočení oje a vypočítaného natočení oje pro natočení kol vypočtené z geometrie řízení mohu vypočítat odchylku a sestrojit křivku chyb $X_{ojL_i} = \Phi_{teor_i} - \Phi_{L_i}$

Část výpisu hodnot teoretického natočení oje a skutečného natočení oje, při kterém dojde k tomuto natočení kol ve stupních, dále vlastní chyba natočení oje také ve stupních natočeníl:

$\frac{\Phi_{teor_i}}{deg} =$	$\frac{\Phi_{L_i}}{deg} =$	$\frac{X_{ojL_i}}{deg} =$
18.51	19.845	-1.335
19.142	20.481	-1.34
19.816	21.157	-1.341
20.539	21.877	-1.338
21.315	22.644	-1.329
22.15	23.464	-1.314
23.05	24.341	-1.291
24.024	25.282	-1.258
25.081	26.292	-1.211
26.23	27.38	-1.15
27.484	28.553	-1.068
28.858	29.82	-0.963
30.367	31.193	-0.826
32.032	32.684	-0.652
33.875	34.306	-0.431
35.924	36.074	-0.15
38.212	38.007	0.205
40.777	40.127	0.65
43.663	42.46	1.204
...	...	...


chyba natočení oje [°]
3
2.7
2.4
2.1
1.8
1.5
1.2
0.9
0.6
0.3
0
– 0.3
– 0.6
– 0.9
– 1.2
– 1.5
– 1.8
– 2.1
– 2.4
– 2.7
– 3
0
5
10
15
20
25
30
35
teoretické natočení vnitřního kola [°]

13.15 Příloha č.15 - Stanovení odchylek vzájemného natočení kol a oje přívěsu na základě naměřených dat ze simulace v programu Adams View

Definování potřebných závislostí a konstant pro výpočet:

rozvor náprav přívěsu: $L_1 = 5150mm$

vzdálenost kolmice podélné osy přívěsu od přední nápravy přívěsu (pro výpočet natočení kol): $L_2 = 2585mm$

délka úseku, který vytíná kružnice tvořící poloměr zatáčení Rz na podélné ose přívěsu (pro výpočet natočení kol): $L_3 = 4250mm$

rozdělení délky úseku L3 (pro výpočet natočení kol): $L_4 = \frac{L_3}{2}$

rozchod kol přívěsu: (resp. i přední nápravy autobusů SOR) $t_o = 2030mm$

převis za zadní nápravou autobusu SOR C 10,5: $L_{pz} = 2800mm$

vzdálenost středu otáčení oje na přívěsu od středu přední nápravy přívěsu: $x = 1000mm$

délka oje: $O = 2180mm$

poloměr zatáčení k podélné ose přívěsu: R_K

pro teoretické natočení vnitřních kol na přední nápravě přívěsu platí:

$$\alpha_{in} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{R_K - \frac{t_o}{2}}\right)$$

pro teoretické natočení vnějších kol na přední nápravě přívěsu platí:

$$\alpha_{out} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{R_K + \frac{t_o}{2}}\right)$$

pro teoretické natočení vnitřních kol na zadní nápravě přívěsu platí:

$$\beta_{in} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_1 - L_2}{R_K - \frac{t_o}{2}}\right)$$

pro teoretické natočení vnějších kol na zadní nápravě přívěsu platí:

$$\beta_{out} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_1 - L_2}{R_K - \frac{t_o}{2}}\right)$$

Stanovení odchylky vzájemného natočení kol přední a zadní nápravy

teoretické natočení kol přední nápravy

$$\alpha_{in} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{R_{K\alpha in} - \frac{t_o}{2}}\right) \qquad R_{K\alpha in} = \frac{2\cdot L_2 + t_o\cdot\tan(\alpha_{in})}{2\cdot\tan(\alpha_{in})}$$

$$\alpha_{out} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{R_{K\alpha out} + \frac{t_o}{2}}\right) \qquad R_{K\alpha out} = \frac{2\cdot L_2 - t_o\cdot\tan(\alpha_{out})}{2\cdot\tan(\alpha_{out})}$$

zprůměrovaná hodnota poloměru zatáčení $R_{K\alpha\phi} = \frac{R_{K\alpha in} + R_{K\alpha out}}{2}$

tento výraz lze zejdnodušit na tvar: $R_{K\alpha\phi} = \frac{L_2\cdot(\cot(\alpha_{in}) + \cot(\alpha_{out}))}{2}$

Zatáčení přívěsu vlevo (tedy natočení předních kol a oje vlevo, zadních kol vpravo)

Hodnoty natočení kol ve stupních z ADAMSU jsem exporotval jako numerická data. Zde je pro přesný výpočet odchylek načítám do příslušných proměnných

odkrokování pro načtení hodnot z ADAMSU, které platí pro zatáčení vlevo: $i = 1..62$

načtení hodnot natočení vniřního kola (levého) přední nápravy: $\alpha_{inL} = \text{READPRN("LP_U")}$

načtení hodnot natočení vnějšího kola (pravého) přední nápravy: $\alpha_{outL} = \text{READPRN("PP_U")}$

načtení hodnot natočení vniřního kola (levého) zadní nápravy: $\beta_{inL} = -\text{READPRN("LZ_U")}$

načtení hodnot natočení vnějšího kola (pravého) zadní nápravy: $\beta_{outL} = -\text{READPRN("PZ_U")}$

natočení oje: $\phi_L = \text{READPRN("OJ_U")}$

z natočení předních kol si vypočítám poloměr zatáčení, ten pak dosadím do vztahu pro teoretické natočení zadních kol přívěsu a porovnám

$$R_{K\alpha in_i} = \frac{2\cdot L_2 + t_o\cdot\tan\left[\alpha_{inL_i}\cdot\left(\frac{\pi}{180}\right)\right]}{2\cdot\tan\left[\alpha_{inL_i}\cdot\left(\frac{\pi}{180}\right)\right]} \qquad R_{K\alpha out_i} = \frac{2\cdot L_2 - t_o\cdot\tan\left[\alpha_{outL_i}\cdot\left(\frac{\pi}{180}\right)\right]}{2\cdot\tan\left[\alpha_{outL_i}\cdot\left(\frac{\pi}{180}\right)\right]}$$

$$R_{K\alpha\phi L_i} = \frac{L_2\cdot\left[\cot\left[\alpha_{inL_i}\cdot\left(\frac{\pi}{180}\right)\right] + \cot\left[\alpha_{outL_i}\cdot\left(\frac{\pi}{180}\right)\right]\right]}{2}$$

teoretické natočení vnitřního zadního kola přívěsu

$$\beta_{inLteor_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_1 - L_2}{R_{K\alpha\phi L_i} - \frac{t_o}{2}}\right)$$

teoretické natočení vnějšího zadního kola přívěsu

$$\beta_{outLteor_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_1 - L_2}{R_{K\alpha\phi L_i} + \frac{t_o}{2}}\right)$$

průměrná hodnota natočení zadních kol stanovená z jejich teoretické hodnoty

$$\beta_{\phi Lteor_i} = \frac{\beta_{inLteor_i} + \beta_{outLteor_i}}{2}$$

průměrná hodnota natočení zadních kol stanovená z naměřených hodnot natočení kol

$$\beta_{\phi L_i} = \frac{\beta_{inL_i} + \beta_{outL_i}}{2}$$

chyba natočení kol zadní nápravy přívěsu

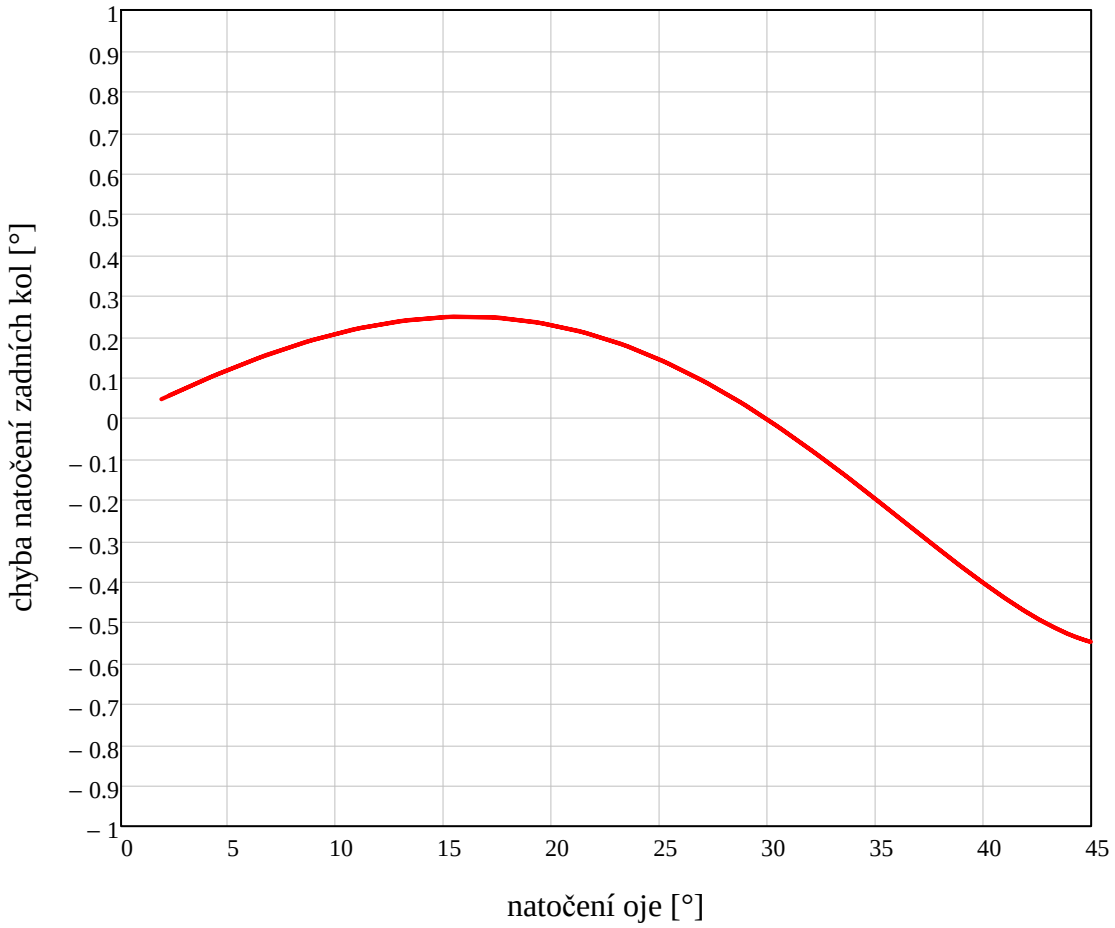
$$X_{L_i} = \beta_{\phi L_i} \cdot \frac{\pi}{180} - \beta_{\phi Lteor_i}$$

Jak je patrné z předchozích výpočtů (příloha č.13 a příloha č.14) má na tuto chybu vliv i samotná chyba natočení kol na nápravě, tu jsem ale uvedl jak pro přední i zadní nápravu také již v předchozích výpočtech. Proto je zde vypočítána ihned průměrná hodnota chyby vzájemného natočení kol přední a zadní nápravy přívěsu

Část výpisu hodnot teoretického a skutečného natočení zadních kol přívěsu a chyby natočení zadních kol, vše ve stupních

$\beta_{\phi L_i} =$	$\frac{\beta_{\phi Lteor_i}}{deg} =$	$\frac{X_{L_i}}{deg} =$
1.34	1.284	0.057
2.673	2.564	0.109
3.992	3.837	0.155
5.295	5.102	0.193
6.578	6.356	0.222
7.837	7.596	0.241
9.07	8.82	0.249
10.273	10.027	0.247
11.445	11.212	0.233
12.584	12.374	0.209
13.686	13.51	0.176
14.751	14.617	0.134
15.777	15.692	0.086
16.764	16.732	0.031
17.708	17.735	-0.027
18.61	18.697	-0.088
19.468	19.616	-0.148
20.28	20.488	-0.208
21.046	21.311	-0.265
21.764	22.081	-0.318
22.432	22.797	-0.365
...	...	...

Zobrazení chyby natočení zadních kol přívěsu ve stupních v závislosti na natočení oje ve stupních



Zatáčení přívěsu vpravo (tedy natočení předních kol a oje vpravo, zadních kol vlevo)

Hodnoty natočení kol ve stupních z ADAMSU jsem exporotval jako numerická data. Zde je pro přesný výpočet odchylek načítám do příslušných proměnných

odkrokování pro načtení hodnot z ADAMSU, které platí pro zatáčení vlevo

$$i = 63..100$$

načtení hodnot natočení vniřního kola (pravého) přední nápravy

$$\alpha_{inP} = -\text{READPRN}("PP_U")$$

načtení hodnot natočení vnějšího kola (levého) přední nápravy

$$\alpha_{outP} = -\text{READPRN}("LP_U")$$

načtení hodnot natočení vniřního kola (pravého) zadní nápravy

$$\beta_{inP} = \text{READPRN}("PZ_U")$$

načtení hodnot natočení vnějšího kola (levého) zadní nápravy

$$\beta_{outP} = \text{READPRN}("LZ_U")$$

natočení oje

$$\phi_P = -\text{READPRN}("OJ_U")$$

z natočení předních kol si vypočítám poloměr zatáčení, ten pak dosadím do vztahu pro teoretické natočení zadních kol přívěsu a porovnám

$$R_{K\alpha\phi P_i} = \frac{L_2 \cdot \left[\cot\left[\alpha_{inP_i} \cdot \left(\frac{\pi}{180}\right)\right] + \cot\left[\alpha_{outP_i} \cdot \left(\frac{\pi}{180}\right)\right]\right]}{2}$$

teoretické natočení vnitřního zadního kola přívěsu

$$\beta_{inPteor_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_1 - L_2}{R_{K\alpha\phi P_i} - \frac{t_o}{2}}\right)$$

teoretické natočení vnějšího zadního kola přívěsu

$$\beta_{outPteor_i} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_1 - L_2}{R_{K\alpha\phi P_i} + \frac{t_o}{2}}\right)$$

průměrná hodnota natočení zadních kol stanovená z jejich teoretické hodnoty

$$\beta_{\phi Pteor_i} = \frac{\beta_{inPteor_i} + \beta_{outPteor_i}}{2}$$

průměrná hodnota natočení zadních kol stanovená z naměřených hodnot natočení kol

$$\beta_{\phi P_i} = \frac{\beta_{inP_i} + \beta_{outP_i}}{2}$$

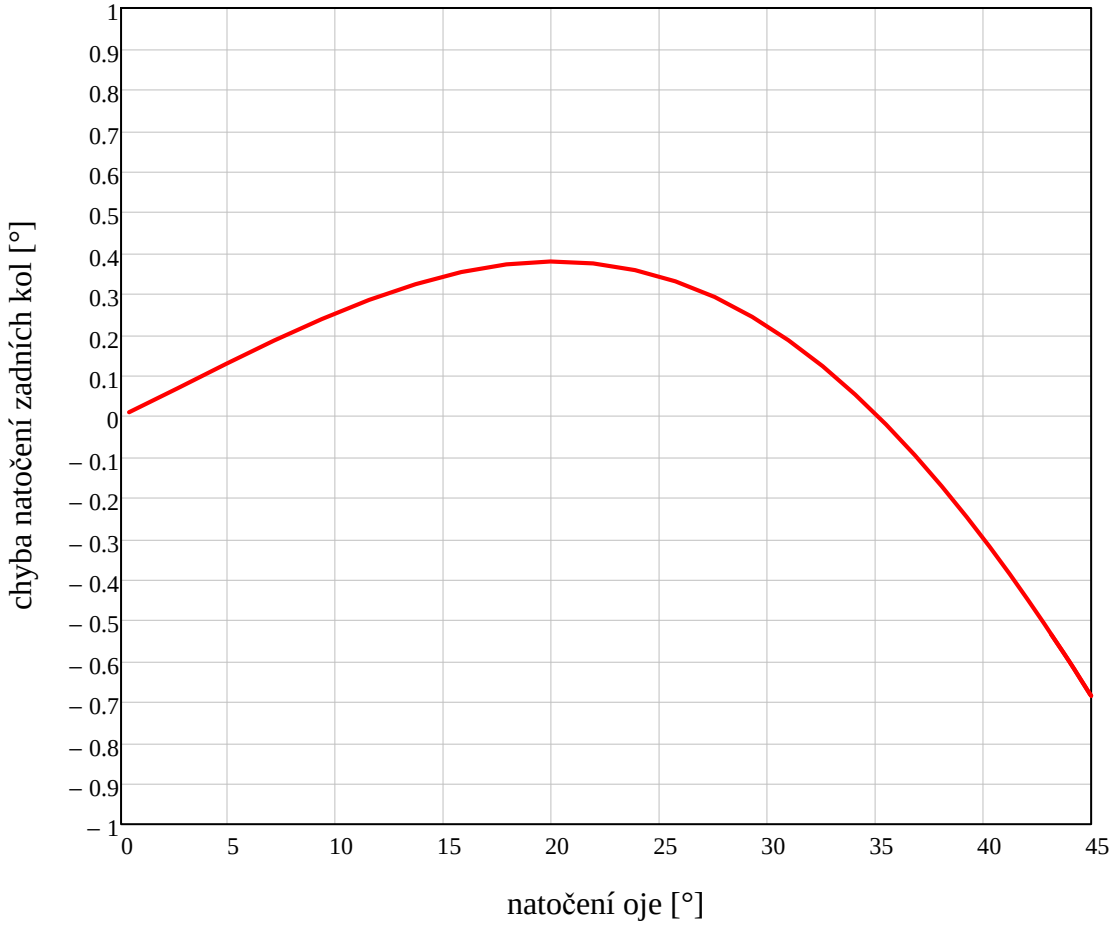
chyba natočení kol zadní nápravy přívěsu

$$X_{P_i} = \beta_{\phi P_i} \cdot \frac{\pi}{180} - \beta_{\phi Pteor_i}$$

Část výpisu hodnot teoretického a skutečného natočení zadních kol přívěsu a chyby natočení zadních kol, vše ve stupních

$\beta_{\phi P_i} =$	$\frac{\beta_{\phi Pteor_i}}{deg} =$	$\frac{X_{P_i}}{deg} =$
0.226	0.216	$9.832 \cdot 10^{-3}$
1.571	1.501	0.069
2.914	2.785	0.129
4.251	4.065	0.186
5.577	5.339	0.239
6.888	6.602	0.285
8.178	7.854	0.324
9.443	9.09	0.353
10.679	10.307	0.372
11.881	11.502	0.38
13.047	12.672	0.375
14.171	13.813	0.359
15.252	14.921	0.331
16.286	15.994	0.292
17.272	17.028	0.244
18.207	18.02	0.187
19.089	18.966	0.123
19.917	19.864	0.053
20.691	20.71	-0.02
21.408	21.504	-0.095
22.07	22.241	-0.171
22.675	22.921	-0.246
23.223	23.542	-0.318
...	...	...

Zobrazení chyby natočení zadních kol přívěsu ve stupních v závislosti na natočení oje ve stupních



Stanovení chyby postavení přívěsu za autobusem

Zatáčení přívěsu vlevo (tedy natočení předních kol a oje vlevo, zadních kol vpravo)

odkrokování pro načtení hodnot z ADAMSU, které platí pro zatáčení vlevo

$$i = 1..62$$

načtení hodnot natočení vniřního kola (levého) přední nápravy

$$\alpha_{inL} = \text{READPRN("LP_U")}$$

načtení hodnot natočení vnějšího kola (pravého) přední nápravy

$$\alpha_{outL} = \text{READPRN("PP_U")}$$

načtení hodnot natočení vniřního kola (levého) zadní nápravy

$$\beta_{inL} = -\text{READPRN("LZ_U")}$$

načtení hodnot natočení vnějšího kola (pravého) zadní nápravy

$$\beta_{outL} = -\text{READPRN("PZ_U")}$$

natočení oje

$$\phi_L = \text{READPRN("OJ_U")}$$

Vyjádření poloměrů otáčení pro výpočet teoretického natočení oje přívěsu

Přední náprava přívěsu

natočení vnitřního kola a příslušný poloměr zatáčení

$$\alpha_{in} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{R_{K\alpha in} - \frac{t_o}{2}}\right) \qquad R_{K\alpha in} = \frac{2 \cdot L_2 + t_o \cdot \tan(\alpha_{in})}{2 \cdot \tan(\alpha_{in})}$$

natočení vnějšího kola a příslušný poloměr zatáčení $\alpha_{out} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{R_{K\alpha out} + \frac{t_o}{2}}\right)$ $R_{K\alpha out} = \frac{2 \cdot L_2 - t_o \cdot \tan(\alpha_{out})}{2 \cdot \tan(\alpha_{out})}$

průměrný poloměr zatáčení pak tedy je $R_{K\alpha\phi} = \frac{L_2 \cdot (\cot(\alpha_{in}) + \cot(\alpha_{out}))}{2}$

$$R_{K\alpha\phi L_i} = \frac{L_2 \cdot \left[\cot\left[\alpha_{inL_i} \cdot \left(\frac{\pi}{180}\right)\right] + \cot\left[\alpha_{outL_i} \cdot \left(\frac{\pi}{180}\right)\right]\right]}{2}$$

Zadní náprava přívěsu

natočení vnitřního kola a příslušný poloměr zatáčení $\beta_{in} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_1 - L_2}{R_{KinP} - \frac{t_o}{2}}\right)$ $R_{Kin} = \frac{2 \cdot L_1 - 2 \cdot L_2 + t_o \cdot \tan(\beta_{inP_i})}{2 \cdot \tan(\beta_{inP_i})}$

natočení vnějšího kola a příslušný poloměr zatáčení $\beta_{out} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_1 - L_2}{R_{KoutP} + \frac{t_o}{2}}\right)$ $R_{Kout} = -\frac{2 \cdot L_2 - 2 \cdot L_1 + t_o \cdot \tan(\beta_{outP_i})}{2 \cdot \tan(\beta_{outP_i})}$

průměrný poloměr zatáčení pak tedy je $R_{K\beta\phi} = \frac{(\tan(\beta_{inP}) + \tan(\beta_{outP})) \cdot (L_1 - L_2)}{2 \cdot \tan(\beta_{inP}) \cdot \tan(\beta_{outP})}$

$$R_{K\beta\phi L_i} = \frac{\left[\tan\left[\beta_{inL_i} \cdot \left(\frac{\pi}{180}\right)\right] + \tan\left[\beta_{outL_i} \cdot \left(\frac{\pi}{180}\right)\right]\right] \cdot (L_1 - L_2)}{2 \cdot \tan\left[\beta_{inL_i} \cdot \left(\frac{\pi}{180}\right)\right] \cdot \tan\left[\beta_{outL_i} \cdot \left(\frac{\pi}{180}\right)\right]}$$

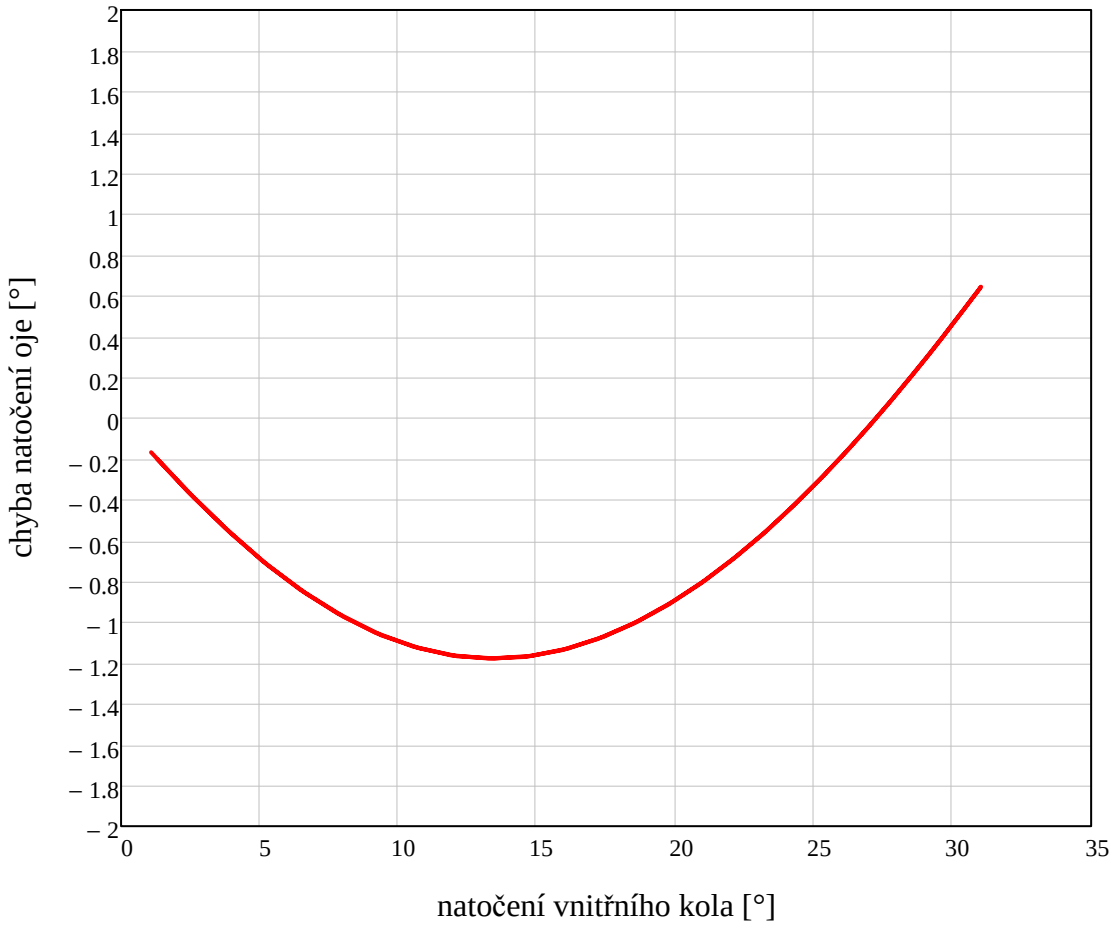
celkově lze pak tento poloměr vyjádřit takto:

$$R_{K\phi L_i} = \frac{R_{K\beta\phi L_i} + R_{K\alpha\phi L_i}}{2}$$

tomu odpovídá teoretické natočení oje:
(odvozeno v příloze č.7)

$$\Phi_{Lteor_i} = \pi - \operatorname{atan}\left(\frac{R_{K\phi L_i}}{L_2 + x}\right) - \operatorname{acos}\left[\frac{L_2^2 + 2 \cdot L_2 \cdot x - L_4^2 - L_{pz}^2 + O^2 + x^2}{2 \cdot O \cdot \sqrt{L_2^2 + 2 \cdot L_2 \cdot x + \left(R_{K\phi L_i}\right)^2 + x^2}}\right]$$

porovnáním požadovaného teoretického natočení oje a změřeného natočení oje mohu vypočítat odchylku a sestrojit křivku chyb $X_{ojL_i} = \phi_{L_i} \cdot \left(\frac{\pi}{180}\right) - \Phi_{Lteor_i}$



Zatáčení přívěsu vpravo (tedy natočení předních kol a oje vpravo, zadních kol vlevo)

Hodnoty natočení kol ve stupních z ADAMSU jsem exporotval jako numerická data. Zde je pro přesný výpočet odchylek načítám do příslušných proměnných

odkrokování pro načtení hodnot z ADAMSU, které platí pro zatáčení vlevo

$$i = 63..100$$

načtení hodnot natočení vniřního kola (pravého) přední nápravy

$$\alpha_{inP} = -\text{READPRN}("PP_U")$$

načtení hodnot natočení vnějšího kola (levého) přední nápravy

$$\alpha_{outP} = -\text{READPRN}("LP_U")$$

načtení hodnot natočení vniřního kola (pravého) zadní nápravy

$$\beta_{inP} = \text{READPRN}("PZ_U")$$

načtení hodnot natočení vnějšího kola (levého) zadní nápravy

$$\beta_{outP} = \text{READPRN}("LZ_U")$$

natočení oje

$$\phi_P = -\text{READPRN}("OJ_U")$$

Vyjádření poloměrů otáčení pro výpočet teoretického natočení oje přívěsu

Přední náprava přívěsu

natočení vnitřního kola a příslušný poloměr zatáčení

$$\alpha_{in} = \text{atan}\left(\frac{L_2}{R_{K\alpha in} - \frac{t_o}{2}}\right) \qquad R_{K\alpha in} = \frac{2 \cdot L_2 + t_o \cdot \tan(\alpha_{in})}{2 \cdot \tan(\alpha_{in})}$$

natočení vnějšího kola a příslušný poloměr zatáčení

$$\alpha_{out} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_2}{R_{K\alpha out} + \frac{t_o}{2}}\right) \qquad R_{K\alpha out} = \frac{2\cdot L_2 - t_o\cdot\tan(\alpha_{out})}{2\cdot\tan(\alpha_{out})}$$

průměrný poloměr zatáčení pak tedy je

$$R_{K\alpha\phi} = \frac{L_2\cdot\left(\cot(\alpha_{in}) + \cot(\alpha_{out})\right)}{2}$$

$$R_{K\alpha\phi P_i} = \frac{L_2\cdot\left[\cot\left[\alpha_{inP_i}\cdot\left(\frac{\pi}{180}\right)\right] + \cot\left[\alpha_{outP_i}\cdot\left(\frac{\pi}{180}\right)\right]\right]}{2}$$

<u>Zadní náprava přívěsu</u>

natočení vnitřního kola a příslušný poloměr zatáčení

$$\beta_{in} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_1 - L_2}{R_{KinP} - \frac{t_o}{2}}\right) \qquad R_{Kin} = \frac{2\cdot L_1 - 2\cdot L_2 + t_o\cdot\tan(\beta_{inP_i})}{2\cdot\tan(\beta_{inP_i})}$$

natočení vnějšího kola a příslušný poloměr zatáčení

$$\beta_{out} = \operatorname{atan}\left(\frac{L_1 - L_2}{R_{KoutP} + \frac{t_o}{2}}\right) \qquad R_{Kout} = -\frac{2\cdot L_2 - 2\cdot L_1 + t_o\cdot\tan(\beta_{outP_i})}{2\cdot\tan(\beta_{outP_i})}$$

průměrný poloměr zatáčení pak tedy je

$$R_{K\beta\phi} = \frac{-\frac{2\cdot L_2 - 2\cdot L_1 + t_o\cdot\tan(\beta_{outP})}{2\cdot\tan(\beta_{outP})} + \frac{2\cdot L_1 - 2\cdot L_2 + t_o\cdot\tan(\beta_{inP})}{2\cdot\tan(\beta_{inP})}}{2}$$

lze upravit na tvar:

$$R_{K\beta\phi} = \frac{\left(\cot(\beta_{inP}) + \cot(\beta_{outP})\right)\cdot(L_1 - L_2)}{2}$$

$$R_{K\beta\phi P_i} = \frac{\left[\cot\left[\beta_{inP_i}\cdot\left(\frac{\pi}{180}\right)\right] + \cot\left[\beta_{outP_i}\cdot\left(\frac{\pi}{180}\right)\right]\right]\cdot(L_1 - L_2)}{2}$$

celkově lze pak tento poloměr vyjádtřit takto:

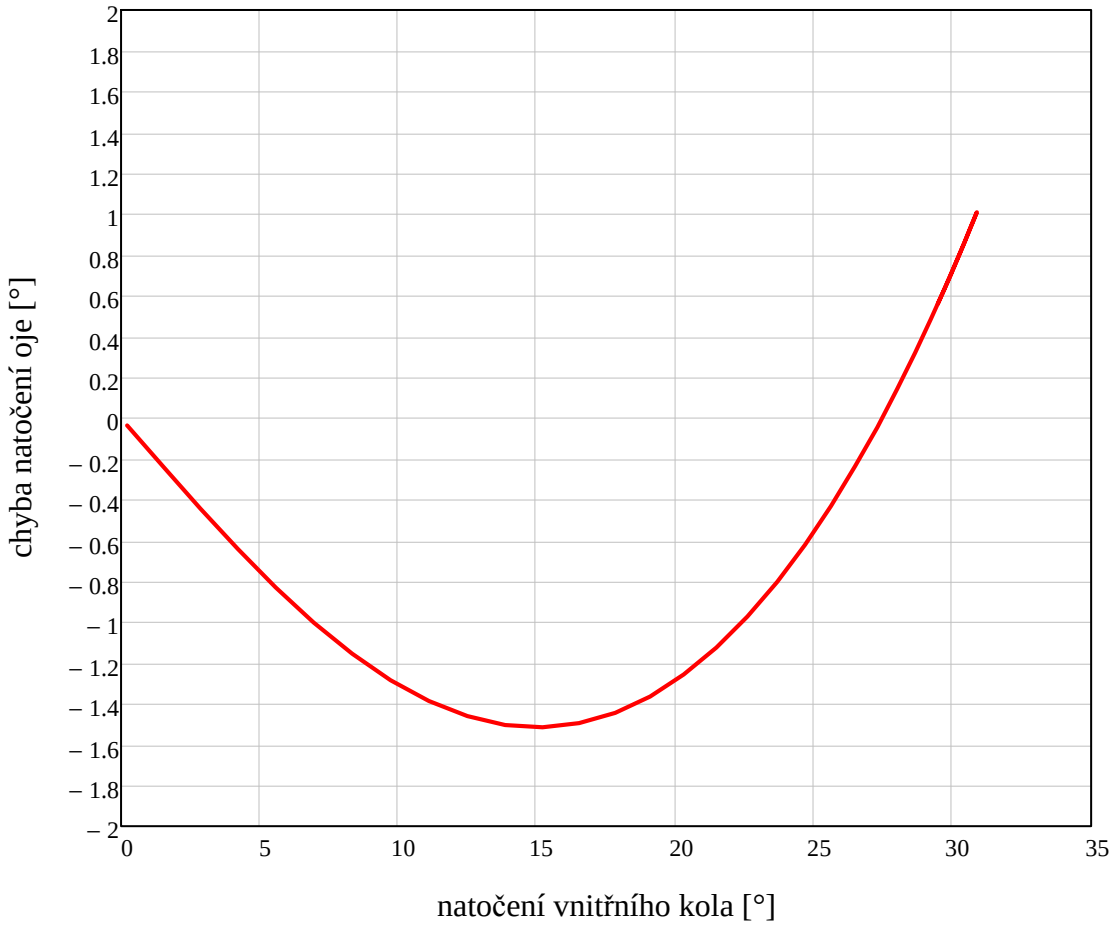
$$R_{K\phi P_i} = \frac{R_{K\beta\phi P_i} + R_{K\alpha\phi P_i}}{2}$$

<u>tomu odpovídá teoretické natočení oje</u>:
(odvozeno v příloze č.7)

$$\Phi_{Pteor_i} = \pi - \operatorname{atan}\left(\frac{R_{K\phi P_i}}{L_2 + x}\right) - \operatorname{acos}\left[\frac{{L_2}^2 + 2\cdot L_2\cdot x - {L_4}^2 - {L_{pz}}^2 + O^2 + x^2}{2\cdot O\cdot\sqrt{{L_2}^2 + 2\cdot L_2\cdot x + \left(R_{K\phi P_i}\right)^2 + x^2}}\right]$$

porovnáním požadovaného teoretického natočení oje a změřeného natočení oje mohu vypočítat odchylku a sestrojit křivku chyb

$$X_{ojP_i} = \phi_{P_i}\cdot\left(\frac{\pi}{180}\right) - \Phi_{Pteor_i}$$


chyba natočení oje [°]
2
1.8
1.6
1.4
1.2
1
0.8
0.6
0.4
0.2
0
– 0.2
– 0.4
– 0.6
– 0.8
– 1
– 1.2
– 1.4
– 1.6
– 1.8
– 2
0
5
10
15
20
25
30
35
natočení vnitřního kola [°]