

UNIVERZITA PARDUBICE

Dopravní fakulta Jana Pernera

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2024

Bc. František Kodovský

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Návrh a vzájemné porovnání řízení pro přípojné vozidlo se systémem 4WS

Diplomová práce

Univerzita Pardubice

Dopravní fakulta Jana Pernera

Akademický rok: 2023/2024

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení:	Bc. František Kodovský
Osobní číslo:	D22454
Studijní program:	N0788A040001 Dopravní technika
Specializace:	Stavba vozidel
Téma práce:	Návrh a vzájemné porovnání řízení pro přípojně vozidlo se systémem 4WS
Zadávací katedra:	Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů

Zásady pro vypracování

Současný vývoj dopravních prostředků je dynamickým odvětvím a mimo problematiku elektrifikace pohonných jednotek je vývoj směřován k autonomnímu řízení. Jedná se v dnešní době o problematiku, která se začíná prosazovat do běžného života. I pro samotná silniční vozidla není pohyb vozidla bez řidiče jednoduchý k bezproblémovému zvládnutí. Druhou kategorií je autonomní pohyb jízdních souprav, která je z pohledu mechaniky pohybu o něco náročnější, než je tomu u sólo vozidla. Cílem diplomové práce je navržení řízení zadní nápravy přípojně vozidla a jejich vzájemné porovnání. Dále budou navrženy hlavní konstrukční prvky řízení přípojně vozidla. A to tak, aby přípojně vozidlo kopírovalo jízdní stopu tažného vozidla. Hlavní cíl práce bude doplněn o aktuální situaci na trhu doplněný o zpracování dalších dostupných konstrukčních řešení. Úpravou přípojně vozidla se dosáhne přiblížení pohybu jízdní soupravy při průjezdu zatáčkou vlastnímu pohybu sólo vozidla, proto zpracované výsledky diplomové práce povedou ke zjednodušení autonomního řízení jízdních souprav.

Osnova:

- Zpracování rešerše monitorující aktuální situaci na trhu.
- Podstata a přehled systémů umožňující říditelnost vozidla.
- Návrh řízení zadní nápravy u přípojných vozidel.
- Ideový návrh konstrukce.
- Zhodnocení získaných výsledků.

Rozsah pracovní zprávy: **50 stran**
Rozsah grafických prací: **dle pokynů vedoucího práce**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] VLK, F. *Podvozky motorových vozidel. 3.*, přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-x.
[2] VALA, M. a TESAŘ, M. *Teorie a konstrukce silničních vozidel I.* Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003. ISBN 80-7194-503-x.
[3] BRABEC, P. *Systémy řízení zadních kol automobilu* [online]. Liberec

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Petr Jilek, Ph.D.**
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání diplomové práce: **9. února 2024**

Termín odevzdání diplomové práce: **10. května 2024**

L.S.

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

doc. Ing. Petr Tomek, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlašuji:

Práci s názvem „Návrh a vzájemné porovnání řízení pro přípojné vozidlo se systémem 4WS“ jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury. Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon), ve znění pozdějších předpisů, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše. Beru na vědomí, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 7/2019 Pravidla pro odevzdávání, zveřejňování a formální úpravu závěrečných prací, ve znění pozdějších dodatků, bude práce zveřejněna prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

V Pardubicích dne 17. 04. 2024

Bc. František Kodovský

PODĚKOVÁNÍ

Především děkuji svému vedoucímu Ing. Petru Jilkovi, Ph.D., který mi pomohl při psaní této diplomové práce. Rád bych také poděkoval doc. Ing. Petrovi Tomkovi, Ph.D. za podporu při tvorbě tohoto tématu. Dále bych rád poděkoval celé své rodině a přítelkyni za podporu během mého studia a psaní této diplomové práce.

ANOTACE

Ve velmi blízké budoucnosti bude umožněn provoz autonomních vozidel, a je více než pravděpodobné, že autonomní tahače nebudou výjimkou. Z tohoto důvodu se musí jízdní soupravy přizpůsobit tak, aby byla regulace trajektorie jízdy co možná nejjednodušší a nejefektivnější. Toho se dá dosáhnout například přípojným vozidlem se systémem aktivních náprav. Takové přípojné vozidlo bude kopírovat trajektorii tahače. Řídicí jednotka autonomní jízdy se pak může k soupravě chovat jako k samotnému tažnému vozidlu a nemusí vypočítávat nadjždění soupravy do zatáčky.

KLÍČOVÁ SLOVA

Ovladatelnost, bezpečnost, systém natočení všech náprav, autonomní jízda, 4WS

ANNOTATION

In the very near future, autonomous vehicles will be allowed to operate, and it is more than likely that autonomous tractor-trailers will be no exception. For this reason, vehicles must adapt to make trajectory control as simple and efficient as possible. This can be achieved, for example, by a trailer with an active axle system. Such a trailer will follow the trajectory of the tractor unit. The autonomous driving control unit can then treat the rig as a towing vehicle itself and does not have to calculate the overtaking of the rig into a curve.

KEYWORDS

Handling, safety, system of all wheels steering, autonomous drive, 4WS

Obsah

Seznam obrázků a tabulek	10
Seznam zkratk a značek	13
1. Úvod	15
2. Zpracování rešerše monitorující aktuální situaci na trhu	16
2.1 Právní předpisy v České republice pro jízdní soupravy	16
2.2 Předpis Evropské hospodářské komise pro jízdní soupravy	17
2.3 Aktuální stav na trhu přívěsů s aktivními nápravami	21
2.3.1 Přípojná vozidla pro nadměrné náklady	21
2.3.2 Přípojná vozidla pro zemědělství	26
3. Podstata a přehled systémů umožňující říditelnost vozidla	27
3.1 Návěs s rejdovými nápravami	28
3.2 Návěs s rejdovými koly	31
3.3 Porovnání obou konstrukčních řešení	32
3.4 Speciální přípojně vozidlo	33
4. Návrh řízení náprav u přípojněho vozidla	35
4.1 Výběr přípojněho vozidla	35
4.2 Výběr tažněho vozidla	37
4.3 Systém řízení náprav pro návěs	38
4.3.1 Pasivní (centrální) systém pro řízení náprav návěsu	39
4.3.2 Aktivní (samostatný) systém pro řízení náprav návěsu	40
4.3.3 Blokované schéma ovládání systému	41
4.4 Mechanismus řízení	43
4.4.1 Lichoběžník řízení	43
4.4.2 Převodky a části mechanismu řízení	48
5. Ideový návrh konstrukce	51

5.1	Kinematika soupravy	51
5.2	Návrh kinematiky lichoběžníku řízení	53
5.3	Navržení kinematiky mechanismu řízení náprav	57
6.	Závěr.....	59
7.	Seznam použité literatury	62

Seznam obrázků a tabulek

Obrázky

Obrázek 1 – Dráha pro zkoušku změny jízdního pruhu [2]	18
Obrázek 2 – Zkouška po kruhové dráze část I. [2].....	19
Obrázek 3 – Zkouška po kruhové dráze část II. [2]	19
Obrázek 4 – Zkouška po kruhové dráze část III. [2].....	20
Obrázek 5 – Modelová řada SPZ – Family [3]	21
Obrázek 6 – Turntable (SPZ – Family) [3]	22
Obrázek 7 – Pendular axle steering (SPZ – Family) [3]	22
Obrázek 8 – SPZ – Ventum [3].....	23
Obrázek 9 – Zařízení pro dálkové ovládání náprav přípojného vozidla [3].....	23
Obrázek 10 – Modelová řada STZ – VP [3]	24
Obrázek 11 – Přípojně vozidlo od firmy Schwarzmüller [4].....	25
Obrázek 12 – Detailnější pohled na nápravy od firmy Schwarzmüller [4].....	25
Obrázek 13 – Přívěs od firmy TK-Argo, s.r.o. [5].....	26
Obrázek 14 – Přívěs od firmy ALASPRO s.r.o. s rejdovou nápravou [7].....	27
Obrázek 15 – Rejdová kola (1 – Volant; 2 – tyč volantu; 3 – hřebenová převodka řízení; 4 – axiální táhlo; 5 – těhlice) [8]	27
Obrázek 16 – Trojúhelník pro určení E_p	28
Obrázek 17 – Kinematické schéma pro navěs s rejdovými nápravami.....	29
Obrázek 18 – Detailnější pohled na přípojně zařízení na tahači	30
Obrázek 19 – Kinematické schéma pro navěs s rejdovými nápravami.....	31
Obrázek 20 – Řízení pomocí rejdových náprav	32
Obrázek 21 – Řízení pomocí rejdových kol.....	32
Obrázek 22 – Návěs na přepravu dřeva od firmy Agama a.s. [11]	33
Obrázek 23 – Kinematické schéma pro navěs na převoz dřeva s rejdovými nápravami	34

Obrázek 24 – Graf závislosti středového úhlu kol na délce návěsu	34
Obrázek 25 – Gitterbox DIN15155 [12]	35
Obrázek 26 – Předlohový návěs [13]	35
Obrázek 27 – Technická dokumentace od výrobce Schwarzmüller AG [13].....	36
Obrázek 28 – Technická dokumentace od výrobce IVECO Czech Republik, a.s. [14].....	37
Obrázek 29 – Schéma pasivního systému řízení návěsu	39
Obrázek 30 – Schéma aktivního systému řízení návěsu	41
Obrázek 31 – Základní schéma systému řízení kol (obrázky jsou pouze ilustrační)	42
Obrázek 32 – Uspořádání lichoběžníku řízení (zadní lichoběžník je vlevo a přední lichoběžník vpravo) [23]	43
Obrázek 33 – Geometrie řízení [23].....	44
Obrázek 34 – Odchytky reálné konstrukce od ideální [23].....	45
Obrázek 35 – Příklad Causantovi konstrukce [23].....	46
Obrázek 36 – Diagram pro maximální natočení kol 40° [23]	47
Obrázek 37 – Elektrický posilovač řízení BMW [25].....	48
Obrázek 38 – Hydraulický válec Zetor [26].....	49
Obrázek 39 – Kulový čep řízení (1 – čep; 2 – manžeta; 3 – spojovací tyč; 4 – pánev kloubu; 5 – pružina; 6 – krytka) [27].....	50
Obrázek 40 – Kinematické schéma soupravy	51
Obrázek 41 – Kinematické schéma soupravy	51
Obrázek 42 – Vizualizace úhlů natočení kol soupravy pro $R_{min} = 9,10$ m.....	52
Obrázek 43 – Graf závislosti úhlu mezi tahačem a návěsem	53
Obrázek 44 – Diagram pro maximální úhly natočení kol 40° [23].....	54
Obrázek 45 – Finální podoba lichoběžníku řízení bez převodky řízení.....	55
Obrázek 46 – Grafická zkouška navrhnutého lichoběžníku.....	56
Obrázek 47 – Mechanismus řízení náprav umístěný na voze v přímé jízdě	58
Obrázek 48 – Mechanismus řízení náprav	58

Tabulky

Tabulka 1 – Vybrané rozměry z obrázku 27	36
Tabulka 2 – Vybrané rozměry z obrázku 28	38
Tabulka 3 – Rozměry a poměry pro návrh lichoběžníku podle poměrů z diagramu	53
Tabulka 4 – Ukázka výpočtu pomocí MS excel	55

Seznam zkratek a značek

D_a	vzdálenost přípojného zařízení (točny) na tažném vozidle od zadní nápravy
L_a	celková délka tažného vozidla
L_{a1}	rozvor tažného vozidla
B_a	rozchod tažného vozidla
B_{a0}	vzdálenost mezi čepy řízení u tažného vozidla
$B_{a,pneu}$	šířka pneumatiky tažného vozidla
A_a	délka tyče řízení tažného vozidla
α_{a1}	úhel zatočení pravého předního kola u tažného vozidla
β_{a1}	úhel zatočení levého předního kola u tažného vozidla
L_p	celková délka u přípojného vozidla
C_p	vzdálenost konce (u tažného vozidla) u přípojného vozidla k přípojnému zařízení
E_p	vzdálenost kolmice u přípojného vozidla do bodu O
L_{p1}	vzdálenost první nápravy u přípojného vozidla od konce
L_{p2}	rozvor náprav u přípojného vozidla
L_{p3}	rozvor náprav u přípojného vozidla
L_{p4}	vzdálenost konce (u tažného vozidla) u přípojného vozidla k druhé nápravě
B_p	rozchod u přípojného vozidla
B_{p0}	vzdálenost mezi čepy řízení u přípojného vozidla
$B_{p,pneu}$	šířka pneumatiky u přípojného vozidla
A_p	délka tyče řízení u přípojného vozidla
β_{p1}	úhel zatočení levého předního kola u tažného vozidla
α_{p1}	úhel zatočení pravého předního kola u tažného vozidla
β_{p2}	úhel zatočení levého předního kola u tažného vozidla
α_{p2}	úhel zatočení pravého předního kola u tažného vozidla

γ	úhel natočení přípojného vozidla
α_{st}	středový úhel kol na jedné nápravě
P	bod otáčení
R	poloměr zatáčky
R_a	poloměr přípojného zařízení na tažném vozidle
R_p	poloměr přípojného vozidla
R_α	vnitřní poloměr stopy jízdní soupravy
R_β	vnější poloměr stopy jízdní soupravy
$4WS$	Four Wheels Steering

1. Úvod

V současné době se technologie velmi rychle vyvíjí, ať se zaměříme na jakékoliv odvětví, jako je např. elektronika, zemědělství, energetika a tím i automobilový průmysl nezůstává pozadu. Doby, kdy po silnicích jezdily „jednoduché“ a čistě mechanické automobily, jsou už dávno v zapomnění. Právě elektroničtí asistenti se u silničních vozidel objevují velmi rychle a lidé si na ně rádi zvykají.

Elektroničtí asistenti, kteří se teprve před 10 lety začali instalovat do vozů luxusních značek, jako je BMW, Volvo, Mercedes-Benz, jsou dnes v automobilech již ve standardní výbavě. Jedná se především o prvky aktivní bezpečnosti, jako jsou např.: „Line assist“ → vozidlo se udržuje v jízdním pruhu, ACC („Adaptive Cruiser Control“) → udržování rychlosti s možností automatického brždění před vozidlem, „Emergency Brake Assist“ → automatické brždění před překážkou/chodcem a mnoho dalších pomocníků, kteří se snaží udělat jízdu nejen komfortnější, ale především bezpečnější.

Tito asistenti jsou předchůdci autonomní jízdy vozu. Výrobci se předhánějí o to, kdo je blíže k plně autonomní jízdě. V roce 2023/2024 však ještě legislativa v České republice neumožňuje plně autonomní jízdu, ale technologický vývoj s určitostí směřuje tímto směrem.

Tato diplomová práce navazuje na moji bakalářskou práci, ve které jsem se obecně zabýval řízením všech náprav. V diplomové práci jsem se zaměřil na přípojná vozidla, která mají říditelné nápravy a kopírují stopu tažného vozidla.

Hlavním cílem práce je navržení kinematiky soupravy a hlavních uzlů mechanismu řízení náprav. Dalšími vedlejšími cíli jsou zmapování aktuální situace na trhu a porovnání dvou různých konstrukčních řešení zatáčení.

2. Zpracování řešerše monitorující aktuální situaci na trhu

2.1 Právní předpisy v České republice pro jízdní soupravy

Přípojně vozidlo spadá, dle zákona č. 56/2001 Sb., do kategorie O. Přípojně vozidlo je nemotorové vozidlo, které je tažené jiným motorovým automobilem, a je určeno pro přepravu nákladu. Často se této kombinaci vozidel říká jízdní souprava.

Váhové rozdělení kategorie O:

- a) O1 – maximální hmotnost je 750 Kg,
- b) O2 – maximální hmotnost je 3500 Kg,
- c) O3 – maximální hmotnost je 10000 Kg,
- d) O4 – maximální hmotnost převyšuje 10000 Kg.

Dále vyhláška č. 341/2002 Sb. stanovuje největší povolené hmotnosti vozidel. Zde je uvedená nejen samotná přípustná hmotnost, ale i technické požadavky na vozidlo, např. počet náprav a parametr rozvoru.

Nejvyšší hmotnostní kategorie, která se může pohybovat po silnicích v České republice, je přívěs se čtyřmi a více nápravami, kde je povolená hmotnost až 32000 Kg. Vozidlo o takové hmotnosti musí být technicky přizpůsobeno a musí být vybaveno vzduchovým podvozkem a dvojitou montáží pneumatik. Klasické třínápravové přípojně vozidlo (návěs) má povolenou maximální hmotnost 21000–24000 Kg (záleží na parametru rozvoru).

Vyhláška stanovuje maximální rozměry vozidel:

- a) šířka pro přípojně a nákladní automobily – maximálně 2,55 m,
- b) výška pro přípojně vozidlo a nákladní automobil – 4,00 m + 2 %,

Pozn.: Pro speciální vozidla, která přepravují např. nové automobily mezi autosalony, platí maximální výška 4,20 m.

- c) délka pro přípojně vozidlo a nákladní automobil:
 - soupravy tahače s návěsem – maximální délka činí 16,50 m,
 - soupravy tahače s jedním přívěsem – maximální délka činí 18,75 m,
 - soupravy tahače s přívěsem určeným pro přepravu vozidel – maximální délka činí 20,75 m,

- soupravy tahače se dvěma přívěsy nebo s návěsem a jedním přívěsem – maximální délka činí 22,00 m [1].

2.2 Předpis Evropské hospodářské komise pro jízdní soupravy

Předpis č. 102 EHK stanovuje podmínky pro schvalování souprav. Zde jsou popsána veškerá kritéria pro validaci (např. konstrukce, kinematika a zkoušení).

Zkoušky stability jízdní soupravy

Podmínky pro zkoušky jsou:

- a) vozidlo musí být naložené → rovnoměrné rozložení hmotnosti na nápravách musí poskytnout výrobce,
- b) výška těžiště je minimálně 1,70 m,
- c) rychlost je stanovena pro každou zkoušku zvlášť,
- d) vozovka musí být v náležitém stavu,
- e) zkoušky nesmí být ovlivněny větrem,
- f) na začátku zkoušky jsou pneumatiky studené a nahuštěné na předepsaný tlak, který udává výrobce.

1) Zkouška pohybu po přímce

Je zkouška, kdy se vozidlo rozjede na 85 km/h a musí zůstat na přímce bez toho, aby řidič musel korigovat směr.

2) Nouzové brzdění

Brzdí se na rovné dráze se středním plným zpomalením minimálně $4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ z rychlosti 60 km/h do zastavení. Souprava se nesmí vychýlit o 3,50 m.

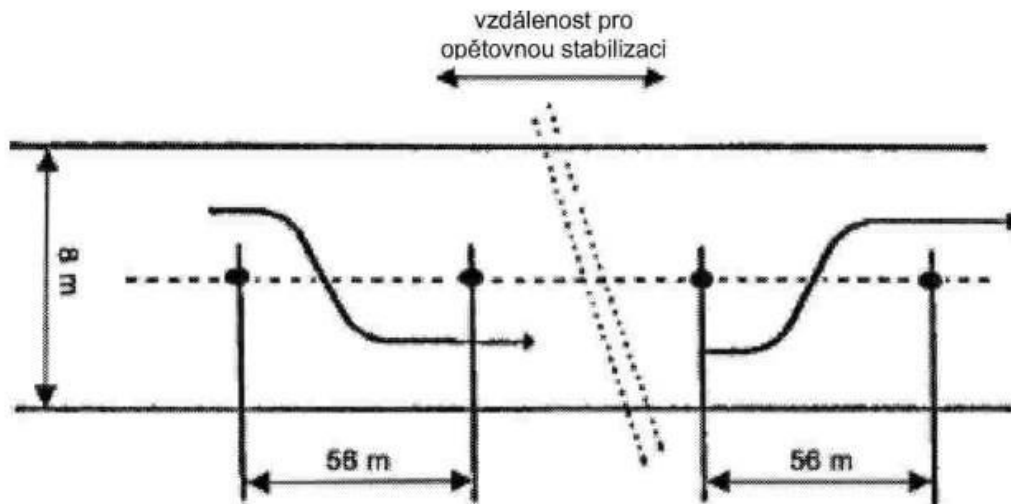
3) Zrychlení

Zrychlení z klidu při minimální hodnotě $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ nesmí mezi vozidly dojít k pohybu, který by řidič soupravy nečekal a došlo by ke ztrátě stability.

4) Změna jízdního pruhu

Předjížděcí manévr se provádí za postupně se zvyšující rychlosti až na 80 km/h. Při zkoušce nesmí dojít k nouzové situaci.

DRÁHA PRO PŘEDJÍŽDĚNÍ

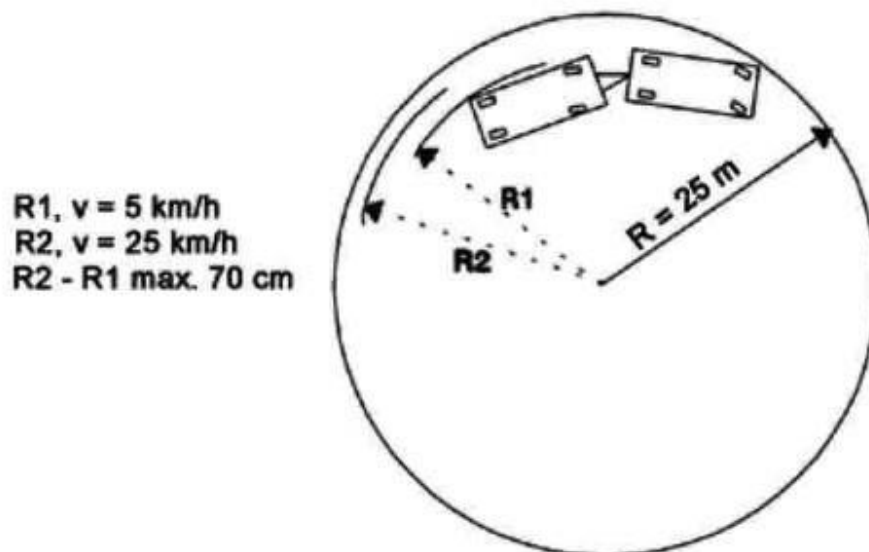


Obrázek 1 – Dráha pro zkoušku změny jízdního pruhu [2]

5) Pohyb po kružnici

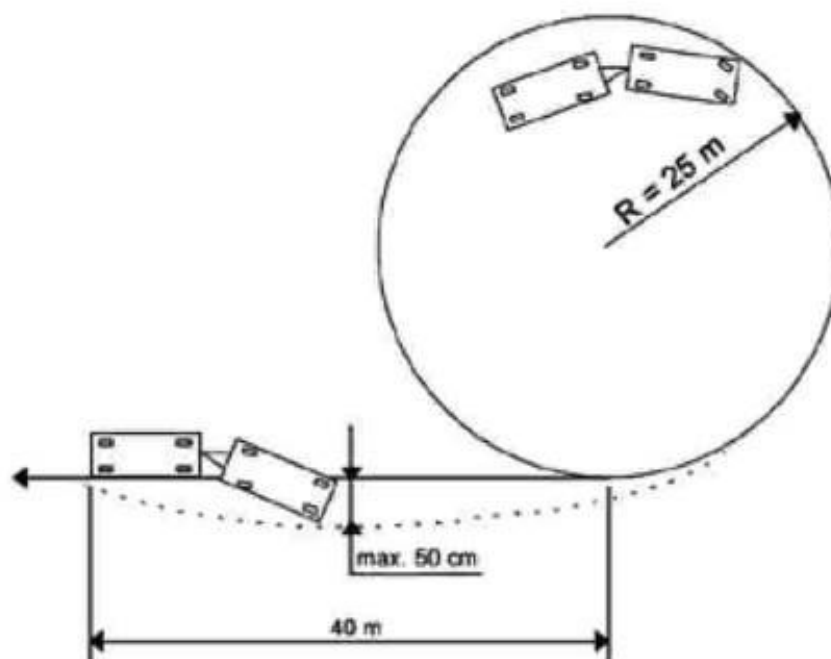
Jízdní souprava se pohybuje do rychlostí 20 km/h po dráze o poloměru 25 m a se zrychlením $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Při jízdě nesmí dojít k náhlé situaci.

Pokud jsou obě vozidla ve stabilizovaném pohybu, zatáčí se tak, aby vnější přední okraj tažného vozidla opisoval dráhu o poloměru 25 m při rychlosti 5 km/h. Měří se kružnice, kterou opisovalo přípojné vozidlo (zadní vnější okraj). Manévr se opakuje i za vyšší rychlosti (25 km/h). Při manévrech je povoleno maximální vychýlení o 0,70 m. Lépe tuto zkoušku vysvětlí obrázek 2.



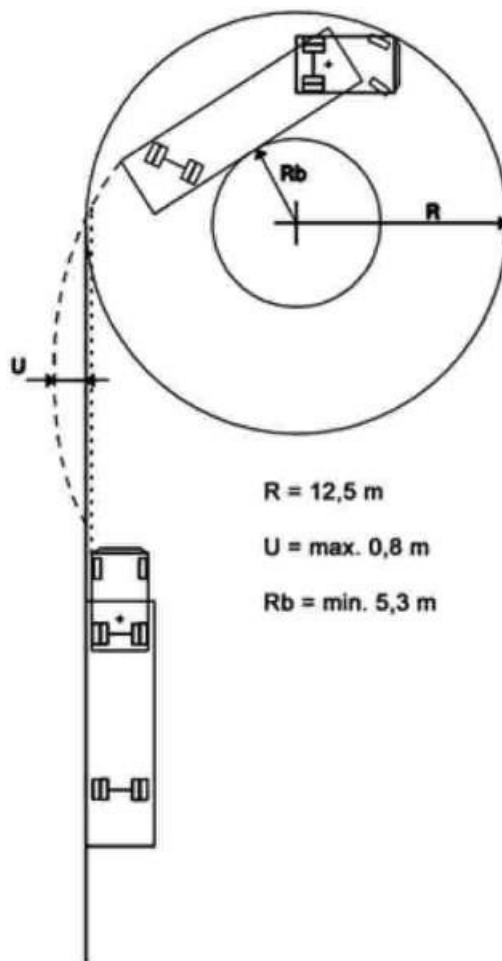
Obrázek 2 – Zkouška po kruhové dráze část I. [2]

Dále žádná část přípojného vozidla nemůže vybočit o více jak 0,50 m mimo tečnu kružnice s průměrem 50 m, je-li tažné vozidlo taženo vozidlem, který opouští danou kružnici rychlostí 25 km/h. Podmínka musí být splněna od počátku, kdy se tečna dotýká kruhové dráhy, až ke konci vzdálenému 40 m na tečně. Od tohoto bodu se přípojné vozidlo musí pohybovat za velkého vychýlení nebo neobvyklých vibrací v mechanismu řízení. Tento krok zkoušky je znázorněn na obrázku 3.



Obrázek 3 – Zkouška po kruhové dráze část II. [2]

Každé vozidlo nebo jízdní souprava, která se pohybuje, musí být schopná zatočit v kružnici o vnějším průměru 25 m a vnitřním průměr 10,60 m. Zkouška se provádí na obě strany. Žádná část jízdní soupravy nemůže v místě, kde vstupuje z tečny do kružnice, tuto tečnu přesahovat. Dovolená odchylka je maximálně 0,80 m od průsečíku (Obrázek 4).



Obrázek 4 – Zkouška po kruhové dráze část III.
[2]

6) Zkouška naklonění

Jsou-li vozidla umístěna v relativním svislém úhlu 6° , nesmí dojít k neúmyslnému kontaktu žádné části tažného zařízení a tažného nebo přípojného vozidla. Při relativním svislém úhlu 5° nesmí dojít ke kontaktu karosérií tažného vozidla a přípojného vozidla.

Tyto požadavky mohou být ověřené výpočtem, a to v případě, že technické podmínky ve zkušebně nedovolí vytvořit dané zkušební stavy [2].

2.3 Aktuální stav na trhu přívěsů s aktivními nápravami

Přípojná vozidla s řízenými nápravami jsou často používána při přepravě nadměrných zakázek nebo zemědělských či stavebních strojů.

2.3.1 Přípojná vozidla pro nadměrné náklady

U nadměrných nákladů je téměř nezbytné, aby tento typ vozidel měl v základní konfiguraci alespoň čtyři říditelné nápravy z důvodu vytočení soupravy v zatáčkách. U více speciálních aplikací je počet náprav téměř „neomezený“ (např. 10–20 náprav).

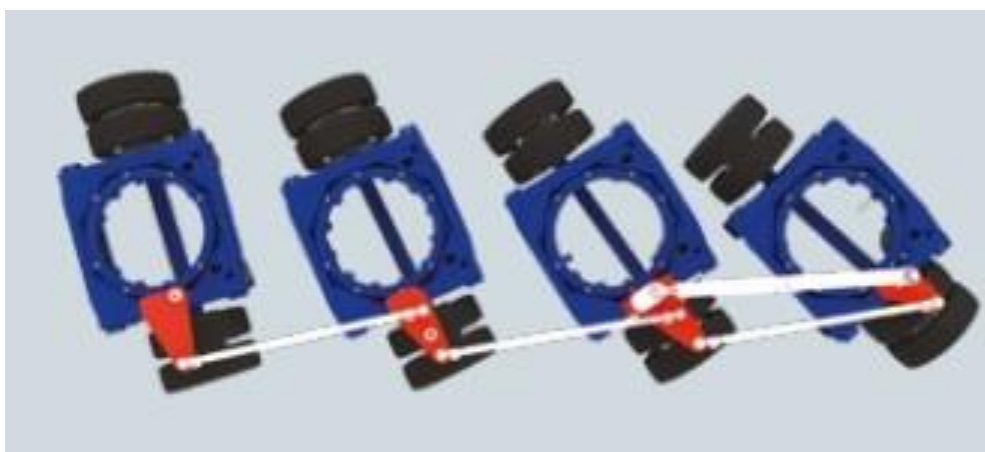
1) Goldhofer AG

Goldhofer AG je německá společnost, která se specializuje na výrobu speciálních přípojných vozidel. Jeden ze základních modelů je model **SPZ – Family**. Přípojná vozidla jsou konfigurovatelná ve všech směrech (délka, počet náprav atd.) → univerzálnost modelu.



Obrázek 5 – Modelová řada SPZ – Family [3]

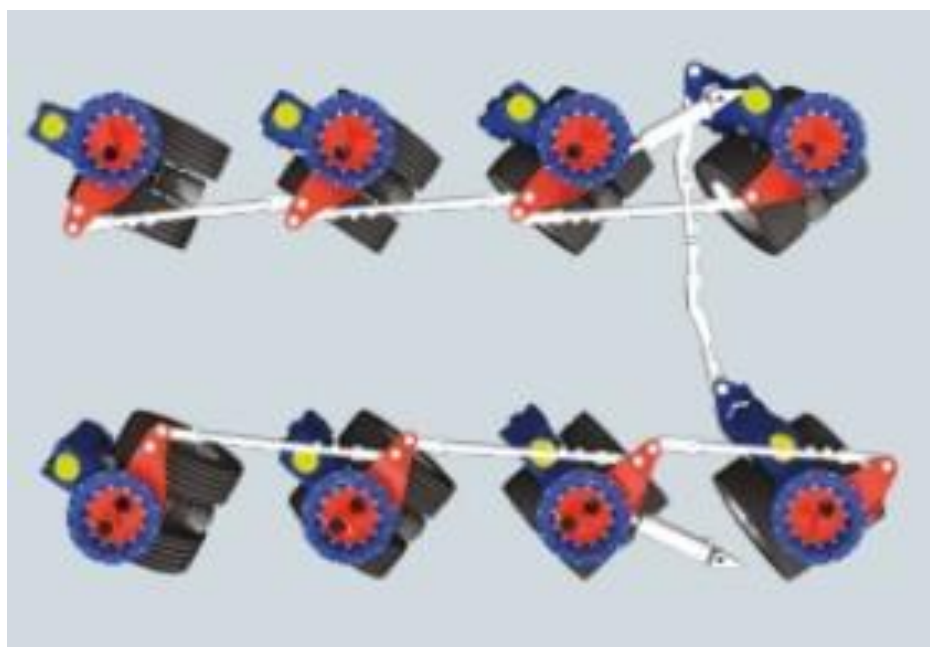
První řešení řízení náprav je výrobcem označeno jako Turntable (*překlad: Otoční stůl*). Natáčení kol je uskutečněno pomocí hydrauliky. Kvůli bezpečnosti je systém vždy dvouokruhový. Pokud jeden okruh selže, je zajištěno nouzové dojetí. Nápravy se mohou natočit až o 48°. Tím je zaručena ovladatelnost a vypružení umožňuje zdvih kola až 300 mm. Každá tuhá náprava je ve středu otočně uložena a má svůj „stůl/ostrůvek“, ke kterému je připojené táhlo řízení. Platformy jsou mezi sebou propojené (Obrázek 6). Díky tomu postačí jen jeden hydraulický válec.



Obrázek 6 – Turntable (SPZ – Family) [3]

Druhé konstrukční řešení je označováno jako Pendular axle steering (*překlad: Řízení kyvné nápravy*) a je vhodné pro náročnější zákazníky, kteří vyžadují provoz v těžších podmínkách.

Každé kolo je uloženo zvlášť (výkyvná náprava) a vypružení umožní zdvih až 600 mm, takže se lze s přípojným vozidlem pohybovat i v terénu. Mechanismus řízení je velmi podobný jako u předchozího řešení s tím rozdílem, že zde má každé kolo svoji nápravu a táhlo řízení, kterým je přes pákový mechanismus, připojené k hydraulickému válci.



Obrázek 7 – Pendular axle steering (SPZ – Family) [3]

Nápravy návěsů mohou být ovládány i na dálku, nezávisle na tažném voze. Tuto možnost má přípojné vozidlo SPZ model Vantum, který má přizpůsobitelnou délku úložné plochy. Maximální délka činí 70 m, a proto je tento model vhodný například pro převážení lopatek k větrné elektrárně.



Obrázek 8 – SPZ – Vantum [3]



Obrázek 9 – Zařízení pro dálkové ovládání náprav přípojného vozidla [3]

Jako další ukázkovou řadu, od firmy Goldhofer AG, jsem vybral **STZ – VP**. Tyto modely jsou velice netradiční díky své koncepci, protože mají přední i zadní nápravy. Návěsy jsou určeny pro náročné zákazníky, kteří chtějí maximální flexibilitu, ovladatelnost, průjezdnost a velkou nosnost.



Obrázek 10 – Modelová řada STZ – VP [3]

Nápravy jsou typu Pendular axle steering (výkyvné) a umožňují zdvih až 600 mm. Tento parametr zaručuje výbornou průjezdnost terénem. Řízení je řešeno stejně jako u modelové řady SPZ – Family (Obrázek 7). Maximální úhel natočení je 60°. V nejnáročnější konfiguraci může být návěs vybaven až 10 páry kol (4 vpředu a 6 vzadu) s tím, že se všechny mohou natáčet. Samozřejmě i tato modelová řada umožňuje dálkově řízené nápravy. Pro představení firmy Goldhofer AG jsem vybral jen tyto dvě modelové řady jako zástupce. Nabídka vozidel od této společnosti je poměrně široká [3].

2) Schwarzmüller

Schwarzmüller je jedna z nejrozšířenějších evropských firem pro výrobu přípojných vozidel. Společnost není specialista na nadrozměrné náklady jako předchozí dodavatel, ale spíše na klasická přípojná vozidla. Přesto má ve svém katalogu jeden model, který bych tu rád zmínil.

Tímto modelem je **čtyřnápravový nízkoložný návěs**. Jedná se o poměrně univerzální přípojně vozidlo, u kterého se dá upravit jak délka, tak i šířka. Šířka ložné plochy může být maximálně 2 m (výrobce má nastavení šířky odstupňované do 4 stupňů).

Pouze 3. a 4. náprava jsou natáčecí. Konstrukce dovoluje maximální úhel 20° [4].



Obrázek 11 – Přípojně vozidlo od firmy Schwarzmüller [4]



Obrázek 12 – Detailnější pohled na nápravy od firmy Schwarzmüller [4]

2.3.2 Přípojná vozidla pro zemědělství

Vozidla s aktivní zadní nápravou jsou často vidět i v zemědělství. Jedním z důvodů je, že jsou provozovány v náročném terénu (bláto, sníh atd.). Tažné vozidlo vyjede stopu a přípojně vozidlo do ní jen najede → snížení odporu pneumatik a spotřeby paliva.



Obrázek 13 – Přívěs od firmy TK-Argo, s.r.o. [5]

Bohužel na téma řízení náprav u přípojněho vozidla není publikováno velké množství informací. Výrobou těchto speciálních vozidel se zabývá velmi úzký okruh firem. Detailnější technická dokumentace není veřejně dostupná.

3. Podstata a přehled systémů umožňující říditelnost vozidla

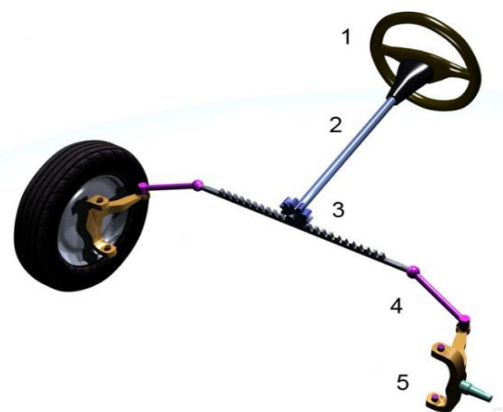
Řízení automobilu lze uskutečnit dvěma způsoby konstrukce, a to buď rejdovou nápravou, nebo nápravou s rejdovými koly.

První řešení je natáčení celé nápravy (Obrázek 14). Toto řešení je konstrukčně poměrně jednoduché a nenáročné na údržbu, ale aby se mohl natáčet celý nosník nápravy, je potřeba dostatek místa v okolí kol (podběhy a vzdálenost mezi nápravami). Konstrukce je staršího typu a používala se například už i na dřevěných kočárech, které byly tažené koňmi. U dnešních silničních motorových vozidel se rejdové nápravy nepoužívají, a to především kvůli nižší stabilitě a bezpečnosti ve vyšších rychlostech. Lze ji ale použít u jednodušších přípojných vozidel jako přední náprava.

Druhé konstrukční řešení je pomocí natáčení samostatných kol, což jsou tzv. rejdová kola (Obrázek 15). Konstrukce už je náročnější, jelikož je potřeba zajistit lichoběžník řízení, aby byl umožněn každému kolu jiný úhel natočení. Vnější kolo řízené nápravy vykonává delší vzdálenost (větší poloměr) než vnitřní, a proto je natočeno o nižší úhel. Mechanismus řízení musí obsahovat: axiální táhla (tzn. „axiálky“), čepy a převodku řízení. Výhodou oproti prvnímu řešení je, že řízení pomocí rejdových kol zaručuje stabilitu ve vyšších rychlostech. Kvůli složitosti konstrukce je náročnější údržba. Tento typ lze nalézt na novodobých silničních vozidlech [6, 9].



Obrázek 14 – Přívěs od firmy ALASPRO s.r.o. s rejdovou nápravou [7]



Obrázek 15 – Rejdová kola (1 – Volant; 2 – tyč volantu; 3 – hřebenová převodka řízení; 4 – axiální táhlo; 5 – těhlice) [8]

Pro zatáčení bez smýkání kol je nutné splnit **Ackremanovu podmínku**. Ackremanova podmínka je určena pouze pro malé rychlosti nebo velké poloměry zatáčení a zanedbává úchylny kol při zatáčení. Tato podmínka bude pro moje další kroky důležitá, protože na jejím základě se dají určit potřebné parametry mechanismu řízení.

Kinematická schémata jsem zpracoval v programu AutoCAD, aby byly lépe vidět potřebné závislosti. Pro můj další postup budu potřebovat tyto veličiny: úhly natočení kol (tažné i přípojné vozidlo), úhel natočení návěsu a šířka pruhu.

Obecný vztah pro Ackermannovu podmínku je:

$$\cotg \frac{R_a - \frac{B_{a0}}{2}}{L_{a1}} - \cotg \frac{R_a + \frac{B_{a0}}{2}}{L_{a1}} = \frac{B_{a0}}{L_{a1}} \quad (\text{rov. 1})$$

Vztah se skládá ze dvou funkcí \cotg , kterými zjistím úhly natočení jednotlivých kol. Rozdíl těchto dvou \cotg funkcí je roven konstantě (rozměry vozidla).

3.1 Návěs s rejdovými nápravami

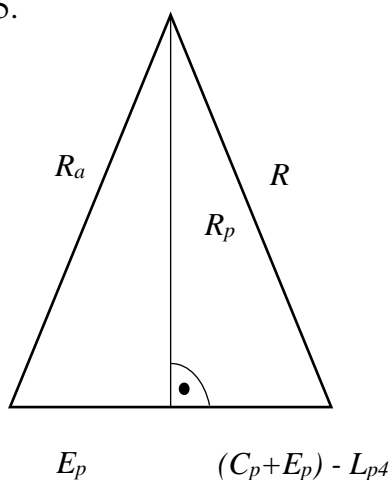
Pokud jsem aplikoval podmínku na jízdní soupravu, tak vznikly rovnice 2, 7 a 8, které budou popisovat tažné vozidlo a návěs z obrázku 17.

$$\text{tahač: } \cotg \frac{R - \frac{B_a}{2}}{L_{a1}} - \cotg \frac{R + \frac{B_a}{2}}{L_{a1}} = \frac{B_{a0}}{L_{a1}} \quad (\text{rov. 2})$$

Rovnice pro návěs byla složitější, a z toho důvodu jsem se nejdříve připravil doplňující rovnice.

$$R_a = \sqrt{D_a^2 + R^2} \quad (\text{rov. 3})$$

Ze zjištěné hodnoty E_p : je zřejmé, že z geometrie jsem sestavil trojúhelník, u něhož jsem znal strany R_a a R . Výšku R_p jsem si vyjádřil pomocí dvou rovnic 4a a 4b, které jsem následně spojil dohromady (rovnost) a dostal rovnici 5.



Obrázek 16 – Trojúhelník pro určení E_p

$$R_p^2 = R_a^2 - E_p^2 \quad (\text{rov. 4a})$$

$$R_p^2 = R^2 - ((E_p + C_p) - L_{p4})^2 \quad (\text{rov. 4b})$$

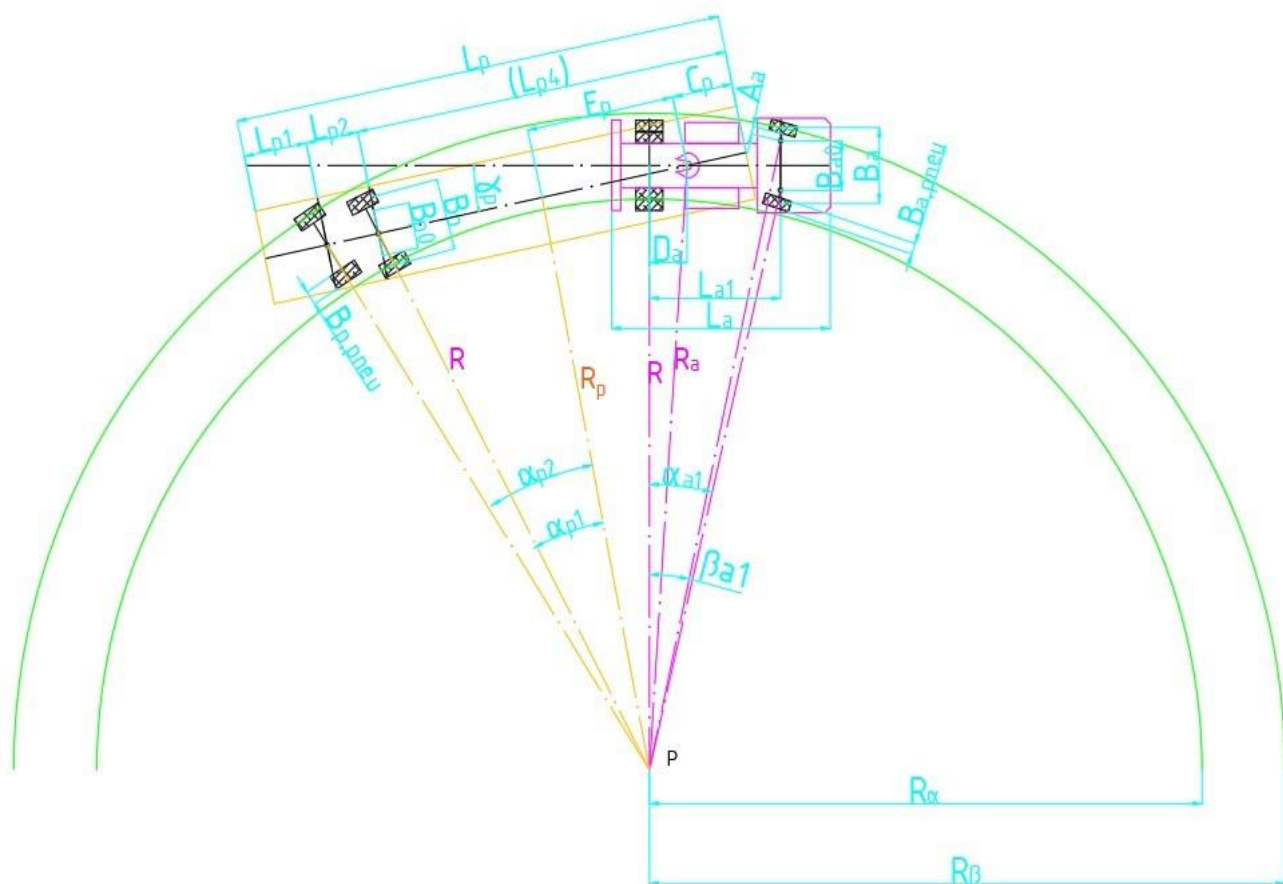
$$R_a^2 - E_p^2 = R^2 - ((E_p + C_p) - L_{p4})^2 \quad (\text{rov. 5})$$

Pokud jsem vztah 5 upravil a vyjádřil si E_p , tak jsem dostal výslednou rovnici 6:

$$E_p = \frac{R_a^2 - R^2 + C_p^2 - 2 \cdot C_p \cdot L_{p4} + L_{p4}^2}{2 \cdot (L_{p4} - C_p)} \quad (\text{rov. 6})$$

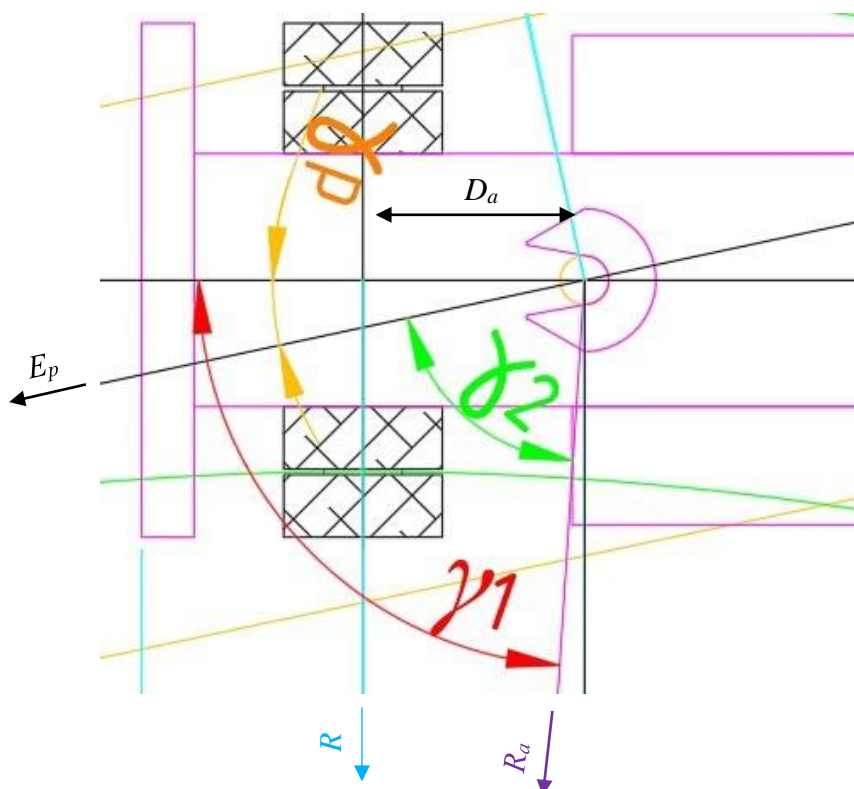
$$\text{Návěs – náprava 1: } \cot g \frac{R_p}{L_p - (L_{p1} + L_{p2} + E_p + C_p)} = \frac{B_{p0}}{L_p - (C_p + L_{p1} + L_{p2})} \quad (\text{rov. 7})$$

$$\text{Návěs – náprava 2: } \cot g \frac{R_p}{L_p - (L_{p1} + E_p + C_p)} = \frac{B_{p0}}{L_p - (C_p + L_{p1})} \quad (\text{rov. 8})$$



Obrázek 17 – Kinematické schéma pro návěs s rejdovými nápravami

Pro určení úhlu natočení návěsu γ bude lepší detailnější obrázek přípojného zařízení (tzn. točny) na tažném vozidle (Obrázek 18).



Obrázek 18 – Detailnější pohled na přípojné zařízení na tahači

Ze schématu 18 jsem určil pomocí funkce \cos úhly γ_1 a γ_2 . Díky rozdílu těchto úhlu jsem zjistil potřebný úhel natočení návěsu γ_p .

$$\cos \gamma_1 = \frac{D_a}{R_a} \quad (\text{rov. 9})$$

$$\cos \gamma_2 = \frac{E_p}{R_a} \quad (\text{rov. 10})$$

$$\text{Úhel natočení návěsu: } \gamma_p = \cos^{-1} \gamma_1 - \cos^{-1} \gamma_2 \quad (\text{rov. 11})$$

Šířku pruhu jsem pak vyjádřil jako rozdíl R_β a R_α .

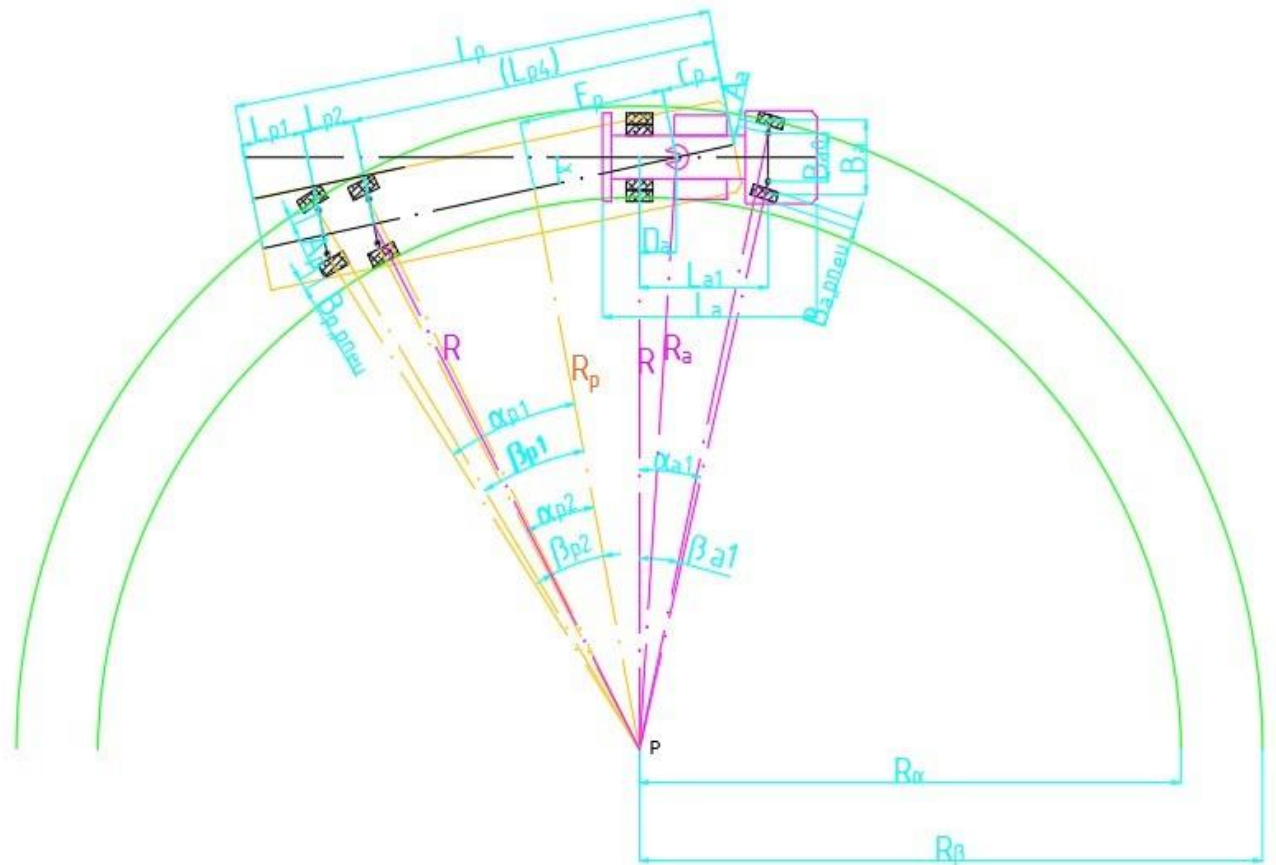
$$R_\alpha = R - \frac{B_{a0}}{2} - B_{a,pneu} \quad (\text{rov. 12})$$

$$R_\beta = \frac{R + \frac{B_{a0}}{2}}{\cos \beta_{a1}} + c + \frac{B_{a,pneu}}{2} \quad (\text{rov. 13})$$

$$\text{Šířka pruhu} = R_\beta - R_\alpha \quad (\text{rov. 14})$$

3.2 Návěs s rejdovými koly

Zde se budu zabývat složitější konstrukcí ovládání náprav, a to pomocí rejdových kol (Obrázek 19). Je zřejmé, že rovnice 2, 6, 11 a 14 budou stejné, protože pro tyto úseky se podmínky nemění. Naopak rovnice pro úhly natočení kol budou odlišné. Zde budou pro přípojně vozidlo dvě Ackremanovy podmínky (čtyři úhly kol), pro každou nápravu zvlášť.



Obrázek 19 – Kinematické schéma pro návěs s rejdovými nápravami

$$\text{Návěs – náprava 1: } \cotg \frac{Rp - \frac{B_{p0}}{2}}{L_p - (E_p + C_p + L_{p1})} + \cotg \frac{Rp + \frac{B_{p0}}{2}}{L_p - (E_p + C_p + L_{p1})} = \frac{B_{p0}}{L_p - (C_p + L_{p1})} \quad (\text{rov. 15})$$

$$\text{Návěs – náprava 2: } \cotg \frac{Rp - \frac{B_{p0}}{2}}{L_p - (E_p + C_p + L_{p1} + L_{p2})} + \cotg \frac{Rp + \frac{B_{p0}}{2}}{L_p - (E_p + C_p + L_{p1} + L_{p2})} = \frac{B_{p0}}{L_p - (C_p + L_{p1} + L_{p2})} \quad (\text{rov. 16})$$

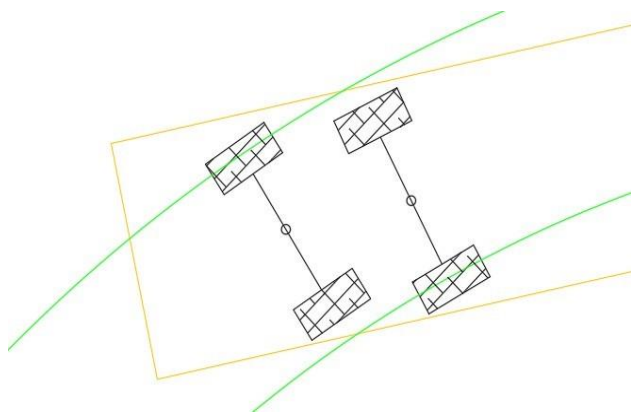
3.3 Porovnání obou konstrukčních řešení

Je zřejmé, že **rejdové nápravy** (Obrázek 20) jsou konstrukčně jednodušší, nemusí obsahovat lichoběžník řízení, tudíž údržba bude méně náročná a cenově méně nákladná (pouze kontrola a mazání středového čepu). Náprava je robustnější (nosník). Nižší náklady platí i na její výrobu (profil mezi koly a středový čep). Naopak nevýhodou konstrukce je to, že potřebuje více místa v podběhu. Dále by mohl nastat problém s odpružením nápravy → kola jsou na sobě závislá, takže když pravé má svislou výchylku nahoru, tak levé musí mít výchylku dolů. Z toho je zřejmé, že tato náprava musí mít menší maximální svislou výchylku kol. Poslední nevýhodou je vyšší hmotnost nápravy (nosník), a tím i vyšší moment setrvačnosti.

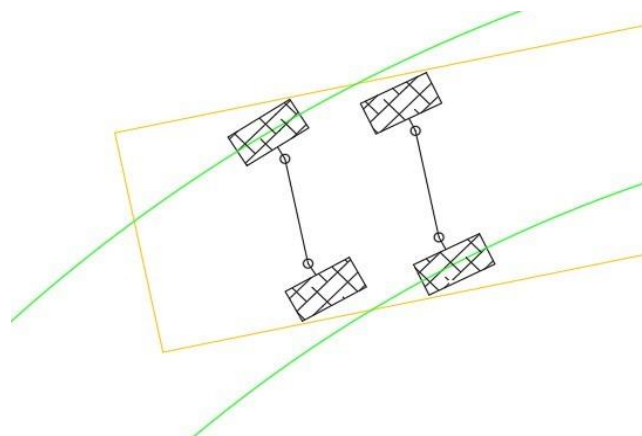
Pozn.: Náprava má pevně danou geometrii z výroby.

Konstrukce pomocí **rejdových kol** (Obrázek 21) má tu výhodu, že na sobě kola nejsou závislá, takže dovolují vyšší maximální svislou výchylku kol (odpružení). Další důležitou výhodou je lehčí konstrukce, což ve výsledku vede k úspoře paliva, a s tím jsou spojené nižší emise CO₂. Naopak nevýhodou je složitější konstrukce, kde musí být zajištěn lichoběžník řízení pomocí axiálních táhel a řídicích čepů. Tím se zvedá výrobní cena a nároky na údržbu.

Pozn.: Náprava má seřiditelnou geometrii → může se ladit základní parametr sbíhavost a rozbíhavost.



Obrázek 20 – Řízení pomocí rejdových náprav



Obrázek 21 – Řízení pomocí rejdových kol

Z obrázků 20 a 21 je zřejmé, že obě konstrukční řešení splňují zadanou podmínku a kopírují trajektorii tažného vozidla. Další podstatná věc, která vyplývá z kinematických schémat, je to, že poslední náprava má vždy nejvyšší úhel natočení a směrem k tažnému vozidlu se zmenšuje.

3.4 Speciální přípojné vozidlo

V této kapitole se budu zabývat speciálními návěsy/přívěsy např. pro přepravu dřeva, turbín, lopatek k větrné elektrárně apod. Přípojné vozidlo je vybavené teleskopickým středem, který může být ovládaný hydraulicky. Díky němu je možné měnit délku návěsu podle rozměrů nákladu.

Světový unikát je větrná elektrárna v Østerildu, v Dánsku, která má výkon 6 MW, a proto musí být vybavena lopatkami o délce 75 m ($\theta_{rotoru} = 150$ m). Lopatky byly vyrobeny v továrně v Siemens, 320 km od místa určení, a přepravovaly se po silnici. Jízdní souprava měřila 85 m a náklad měl hmotnost 54 t. Kvůli přepravě se musela přizpůsobovat i trasa (odstraňování pouličních lamp a dopravních značek) [10].

Rovnice pro výpočet parametrů zůstanou stejné jako v minulém případě. Jediná změna je, že bude o jednu Ackremanovu podmínku více, protože jsem zvolil návěs vybavený třemi nápravami.



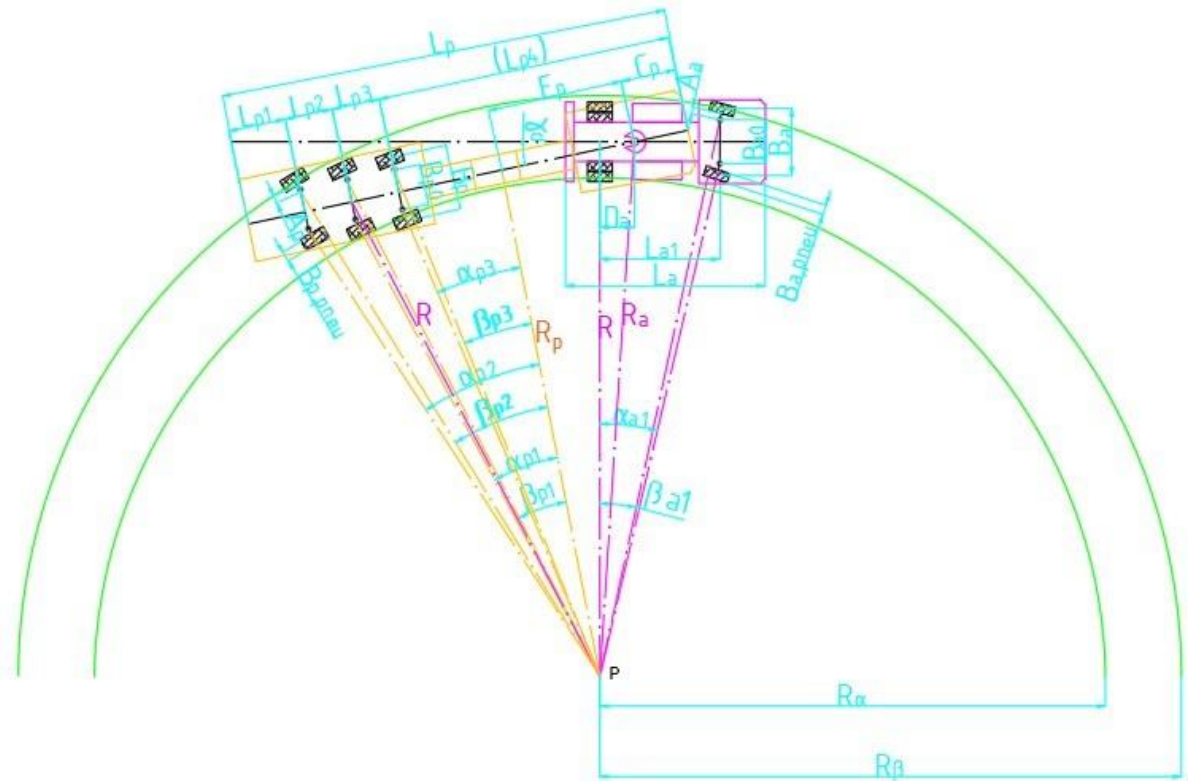
Obrázek 22 – Návěs na přepravu dřeva od firmy Agama a.s. [11]

Pro přípojné vozidlo jsem ponechal stejný rozchod kol jako u minulého případu (pro porovnání). Z obrázku 23 je zřejmé, že jsem musel vnitřní stopu tažného vozidla posunout na střed vnějšího kola dvoumontáže, protože by jinak nebylo možné, aby návěs udržoval stopu. To způsobilo přidání třetí nápravy. Pokud by byl požadavek, že návěs musí kopírovat trajektorii vnitřního kola dvoumontáže, musel by se upravit rozchod návěsu. Přidáním další nápravy mělo kladný vliv na úhel návěsu γ , který se zmenšil → grafické porovnání obrázku 19 a 23.

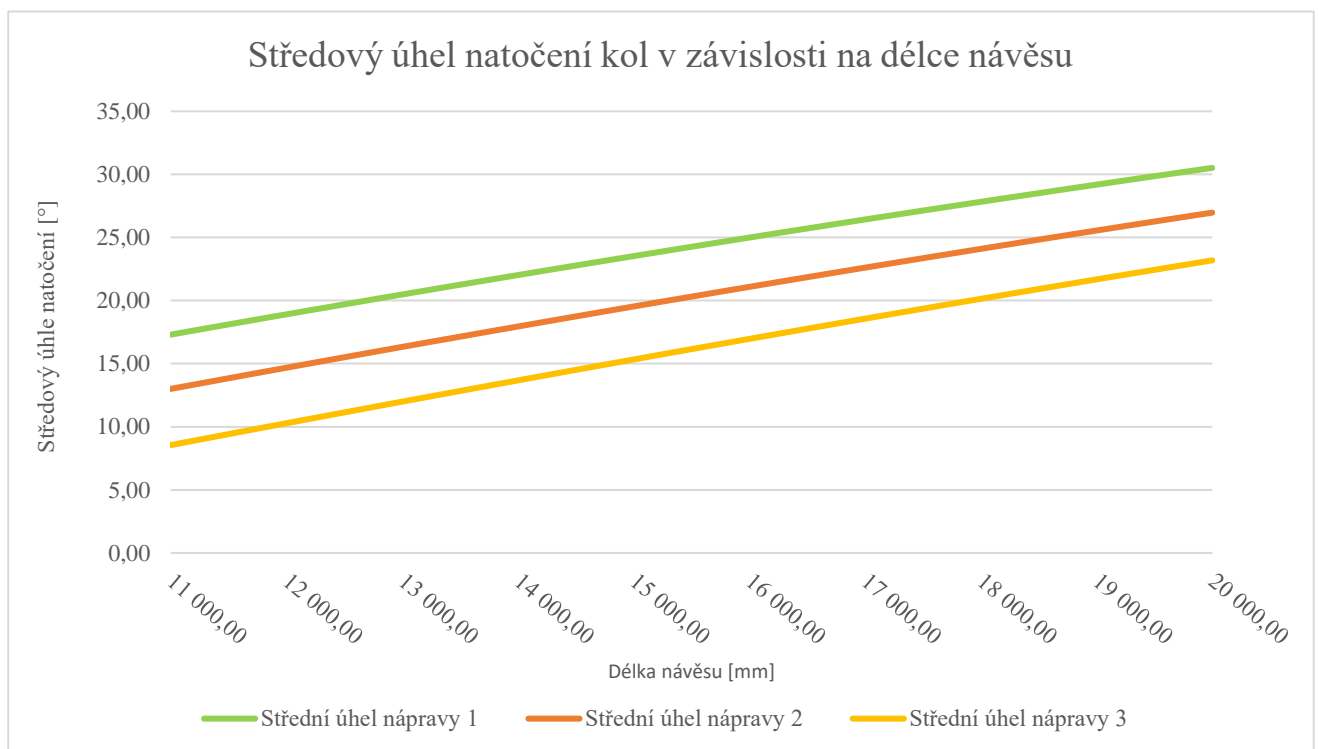
Na obrázku 24 je znázorněna závislost středových úhlů natočení kol (rov. 17) v závislosti na délce návěsu. Teoretickou maximální délku přípojného vozidla jsem pro znázornění zvolil $L_{pmax} = 20$ m a poloměr zatáčky $R = 16$ m.

$$\alpha_{st} = \frac{\alpha_{pn} + \beta_{pn}}{2} \quad (\text{rov. 17})$$

Je zřejmé, že závislost mezi středovým úhlem α_{st} a délkou L_p je téměř lineární. Funkce $\alpha_{st}(L_p)$ je důležitá pro řídicí jednotku ovládání náprav, aby návěs měl stejnou trajektorii jako tahač, i když se délka L_p změní. Jinak by podmínka byla splněna pouze pro jeden délkový parametr.



Obrázek 23 – Kinematické schéma pro návěs na převoz dřeva s rejdovými nápravami



Obrázek 24 – Graf závislosti středového úhlu kol na délce návěsu

4. Návrh řízení náprav u přípojného vozidla

Na začátku je nutné si stanovit počáteční podmínky jak pro přípojně a tažné vozidlo, tak i pro systém, který bude natáčet koly.

Prvním krokem je volba typu přípojného vozidla (návěs nebo přívěs). Konstrukce se zvolí podle účelu, pro který se bude dané vozidlo používat. Dále bude potřeba určit, jaká bude maximální požadovaná hmotnost a v závislosti na tom zvolit i počet náprav. Samozřejmostí jsou i délkové parametry.

Ve druhém kroku je důležité se zaměřit na kladené nároky na systém, který bude koly natáčet (minimální rádius zatáčky R a maximální úhly natočení α_n, β_n).

4.1 Výběr přípojného vozidla

Pro moji práci jsem si jako předlohu přípojného vozidla vybral návěs od firmy Schwarzmüller AG. Přesněji se jedná o modelovou řadu MEGA – valníkovaný návěs se stahovatelnou plachtou a třemi nápravami. Celková povolená hmotnost soupravy činí 42000 kg. Výrobce udává, že návěs je rozměrově vhodný pro převoz ocelových palet dle DIN 15155, tzv. Gitterbox (paleta s klecí – Obrázek 25), ale dá se využít na přepravu téměř libovolného baleného nákladu.

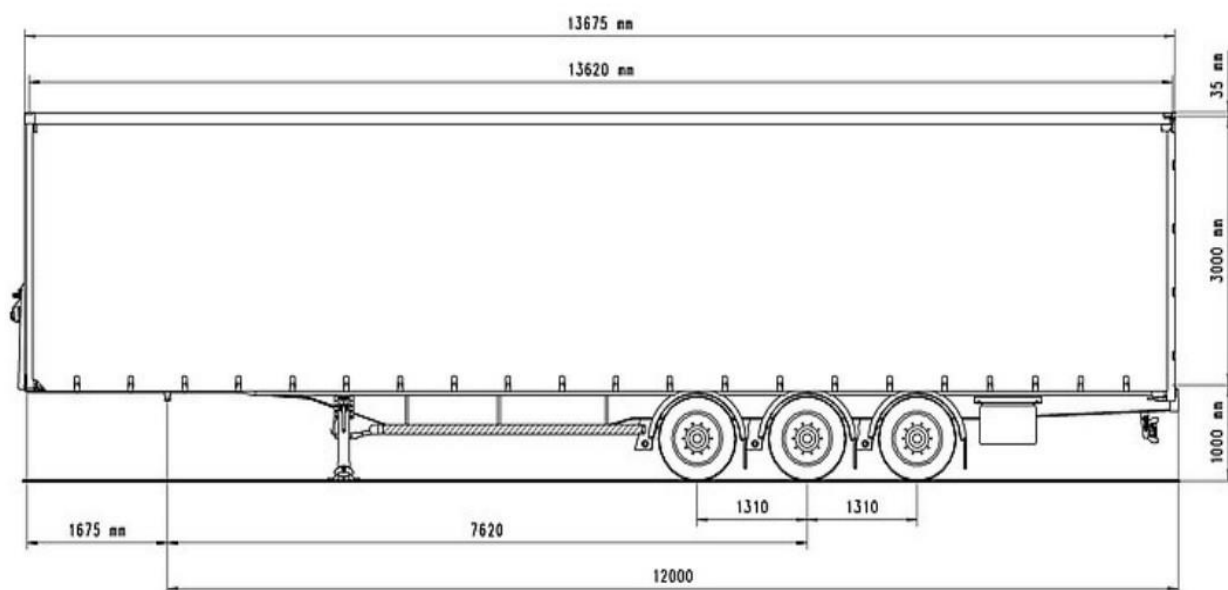
Jedná se o poměrně častý typ návěsu, který je jednoduše zahlédnutelný na českých i zahraničních silnicích, a proto ho každý zná a umí si ho představit. To je důvod, proč jsem vybral právě tento typ pro modifikaci [13].



Obrázek 25 – Gitterbox DIN15155 [12]



Obrázek 26 – Předlohový návěs [13]



Obrázek 27 – Technická dokumentace od výrobce Schwarzmüller AG [13]

Tabulka 1 – Vybrané rozměry z obrázku 27

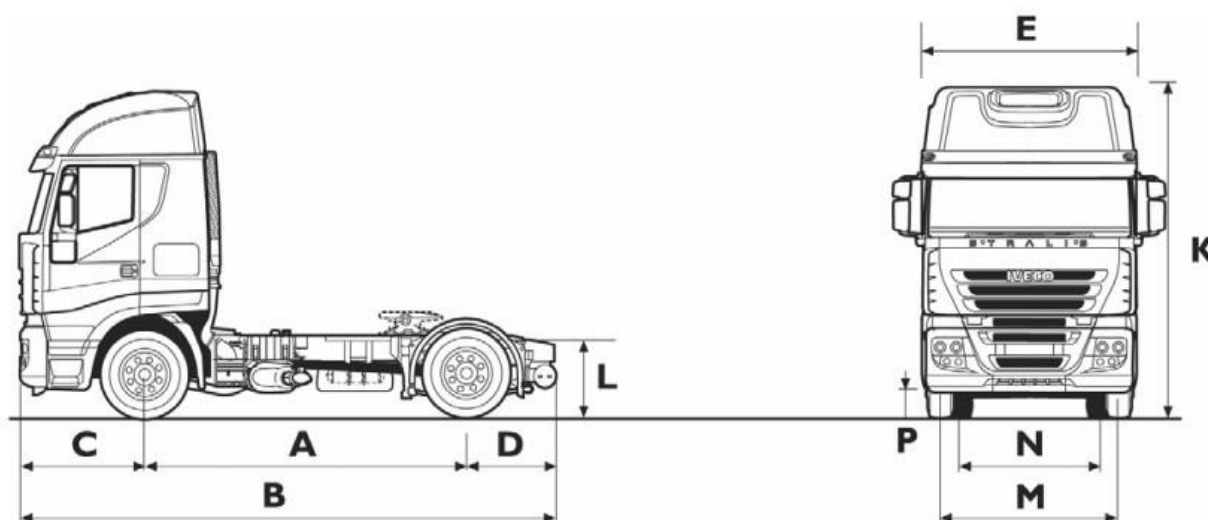
L_P	13,675 m
L_{P1}	3,070 m
L_{P2}	1,310 m
L_{P3}	1,310 m
L_{P4}	6,310 m
B_0	1,893 m
B_{PPNEU}	0,385 m
C_P	1,675 m
E_P	x m
B_P	1,993 m

Pozn.: $E_p = x \rightarrow$ vypočítaná hodnota, která závisí na poloměru zatáčky R (není konstantní \rightarrow rov.6)

4.2 Výběr tažného vozidla

Tažné vozidlo pro soupravu jsem si vybral tahač od známého výrobce IVECO Czech Republic, a.s., přesněji model Stralis Active Space – Super AS440S56T/P, který je postaven na podvozku 4 x 2. Vozidlo je vybavené 6 válcovým řadovým turbo dieselem, který poskytuje 412 kW (560 koní) a 2500 Nm na zadní nápravu. Jedná se o starší model z roku 2016 s normou EURO 5. Vozidlo je vybaveno 12-stupňovou automatickou převodovkou řady Eurotronic AS 2530 TO. Podle technické dokumentace může táhnout návěs o maximální hmotnosti 40 000 kg, což naprosto splňuje vstupní podmínky.

Vozidlo jsem vybíral podle tažné síly, ale také proto, aby bylo vybaveno přípojným zařízením (točnicí) pro návěsy. Na trhu již existují novější a výkonnější stroje, ale IVECO Stralis této generace je stále rozšířeným typem na našich komunikacích [14].



Rozměry (mm) – pro pneu 295/60R22,5

A Rozvor	3650
B Celková délka	6076
C Přední převis	1 410
D Zadní převis	1 048
E Celková šířka	2 550
F Zadní část kabiny od osy přední nápravy	940
K Celková výška zatíženo / nezatíženo	3 639 / 3649
L Výška rámu zatíženo / nezatíženo	912 / 943
M Rozchod kol přední nápravy	2 049
N Rozchod kol zadní nápravy	1818
O Poloha točny EURO před osou ZN	520
Stand.výška točnice v zatíženém stavu (150)	960
P Světlná výška tahače	159
Maximální přední poloměr návěsu	2 040
Minimální zadní poloměr návěsu	1 860
Průměr otáčení obrysový	14 580

Obrázek 28 – Technická dokumentace od výrobce IVECO Czech Republik, a.s. [14]

Tabulka 2 – Vybrané rozměry z obrázku 28

L_A	6,076 m
L_{AI}	3,650 m
B_A	2,049 m
B_0	1,320 m
A	0,300 m
B_{APNEU}	0,295 m
D_A	0,548 m

V tabulkách 1 a 2 jsou důležité parametry, které budu potřebovat v další části této práce.

4.3 Systém řízení náprav pro návěs

V dnešní době se nejvíce využívají dva způsoby pohonu:

a) Elektro – hydraulické systémy

Převodka řízení je řízena tlakem kapaliny. Tlak je vytvářen čerpadlem servo oleje. Tento systém umožňuje souhlasné i nesouhlasné natočení kol. Mezi výhody se může zařadit vysoká akční síla a poměrně rychlá reakce. Díky hydraulice se nesmějí zanedbávat pravidelné prohlídky, kvůli těsnosti systému. Toto řešení se používá u dnešních nákladních vozidel.

b) Elektrické systém

Zadní kola se natáčí pomocí aktuátoru (elektromotor). Systém může být vybaven jedním nebo dvěma aktuátory. Elektrický systém je oproti hydraulickému lehčí a jednodušší. Naopak může mít pomalejší reakce a u těžkých nákladních vozidel by musel být větší elektromotor na uskutečnění natočení náprav. Dále je systém náchylnější na elektrické poruchy. Používá se u dnešních osobních vozidel.

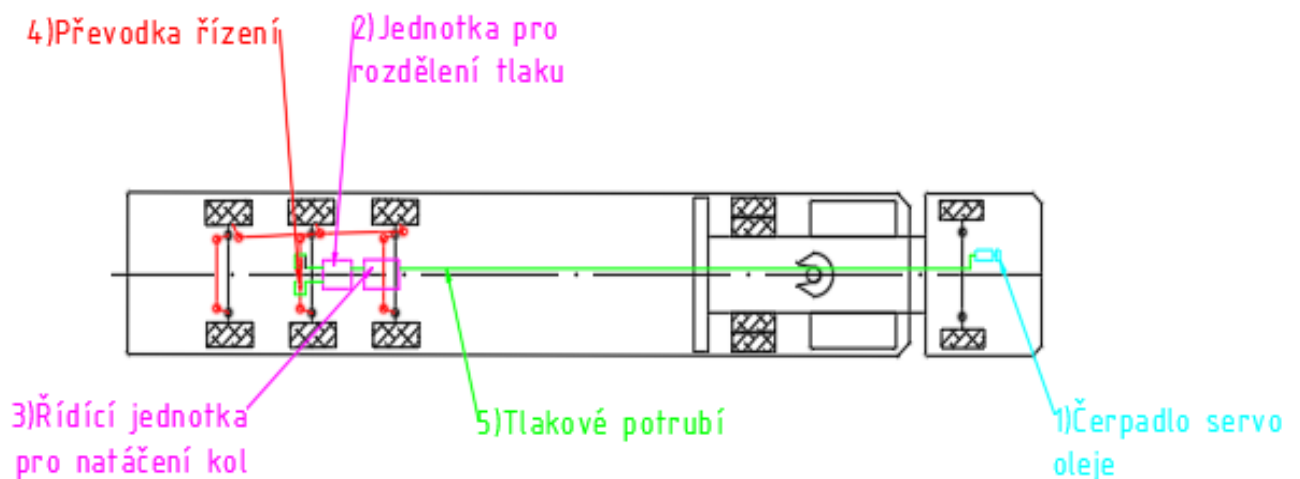
Pro můj návěs jsem si vybral elektro-hydraulický systém, a to kvůli jeho vyšší akční síle. Přípojné vozidlo může mít dvě základní provedení systému, a to pasivní (centrální) nebo aktivní (samostatný).

4.3.1 Pasivní (centrální) systém pro řízení náprav návěsu

Tažné vozidlo je vybavené čerpadlem servo oleje, který dodává tlak do rozdělovače tlaku (Obrázek 29). Rozdělovač tlaku pak přepouští tlak do pravé nebo levé komory převodky řízení v závislosti na potřebném úhlu natočení kol.

Převodka řízení je pouze na prostřední nápravě a další nápravy jsou natáčeny pomocí pákového mechanismu. Dochází k úspoře hmotnosti, ale i k redukci výrobních nákladů. Hlavním důvodem je to, že pokud návěs jede nenaložený, řidič nebo elektronický asistent může třetí nápravu zdvihnout, a tím ušetřit palivo (nižší CO₂ → nižší valivý odpor), ale také zvýšit životnost pneumatik. Bohužel kvůli mechanické vazbě se bude i zdvižená náprava natáčet. Tomu se dá zabránit, pokud se mezi druhou a třetí nápravu vloží rozdělovací mechanismus, nebo bude třetí náprava vybavená druhou převodkou řízení.

Třetí náprava se natáčí o nejmenší úhel ze všech, takže není úplně nutný mechanismus, který by natáčení eliminoval (vyšší složitost → nižší spolehlivost).



Obrázek 29 – Schéma pasivního systému řízení návěsu

Popis součástí systému:

- 1) **Čerpadlo** – dodává tlak do soustavy.
- 2) **Jednotka pro rozdělování tlaku** – rozděluje tlak do levé nebo do pravé komory válce v závislosti na úhlu natočení kol. Informace získává z jednotky 3).
- 3) **Řídicí jednotka pro natáčení kol** – vypočítává správné natočení kol, aby návěs kopíroval stopu tahače. Dále kontroluje získaná data ze všech senzorů a kontroluje, jestli není v systému závada (tlak oleje, úhel natočení návěsu, úhly natočení kol atd.) → případně zobrazí chybové hlášky na palubním počítači a deaktivuje systém.
- 4) **Převodka řízení** – válec se dvěma komorami, do kterých se přepouští servo olej a tím se natáčí kola. Válec je vybaven dvěma pojistnými pružinami. V případě, že by měl systém nízký tlak (např. netěsnost), dojde k vycentrování kol a ta budou držena v přímém směru. Přímý směr bude udržován i v případě neaktivity systému ve vyšších rychlostech.
- 5) **Tlakové potrubí** – rozvádí servo olej do systému.

Jak už název systému (pasivní) napovídá, návěs vybavený tímto typem není schopný provozu bez čerpadla, které je instalováno v tažném vozidle. Systém není soběstačný. Hlavní nevýhodou je propojení tahače a návěsu pomocí tlakového potrubí. Díky zatáčení by docházelo k vysokému namáhání hadice, která by se mohla časem poškodit.

Také by zde mohly vznikat nebezpečné situace během odpojování návěsu. Kdyby řidič zapomněl odpuštit tlak v systému a odpojil tlakovou hadici, došlo by k expanzi servo oleje na řidiče. Dále je čerpadlo poháněno motorem, tudíž odebírá jeho výkon.

4.3.2 Aktivní (samostatný) systém pro řízení náprav návěsu

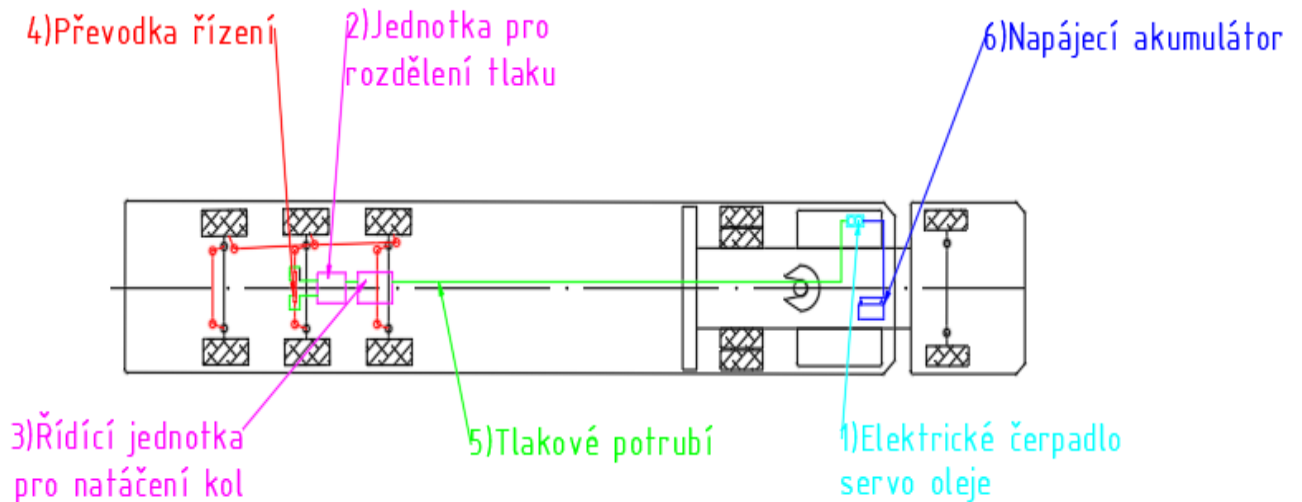
Aktivní systém obsahuje stejné komponenty jako pasivní. Hlavním rozdílem je, že čerpadlo servo oleje se přesunulo z tažného do přípojného vozidla (Obrázek 30) a změnilo zdroj energie. Čerpadlo už není poháněno spalovacím motorem přes klínový řemen, ale elektromotorem.

Další menší změny se týkají napájení. Tažné vozidlo potřebuje výkonnější alternátor, aby mohl napájet veškeré komponenty, včetně čerpadla, k provozu systému. Návěs může být vybavený i svým akumulátorem, ale tím se zvyšuje jeho hmotnost a stoupá nárok na údržbu.

Výhodou je, že návěs nepotřebuje ke svému provozu tahač, což znamená, že může být vybavený i elektrickými motory v kolech a může se sám pohybovat. Tato funkce by měla uplatnění

například v logistických centrech, kde by při nakládce a vykládce na jednotlivých stanovištích nemuselo být přítomné tažné vozidlo. Návěs by se ovládat dálkovým ovládáním, nebo přes mobilní zařízení.

Dále se vyřešil problém prvního řešení s tlakovou hadicí mezi tažným a přípojným vozidlem. Zde se pouze připojí elektrický vodič.

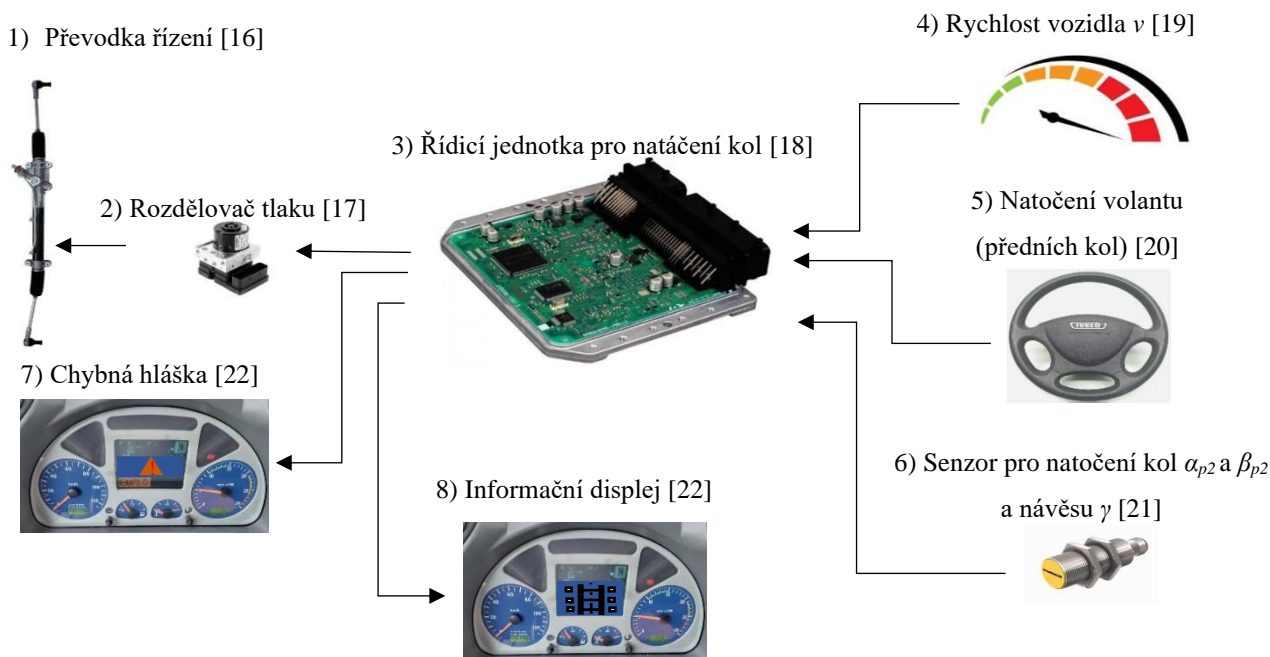


Obrázek 30 – Schéma aktivního systému řízení návěsu

4.3.3 Blokové schéma ovládání systému

Systém řízení pro svoji funkci potřebuje vstupní veličiny, na jejichž základě vypočítává úhly natočení kol (Obrázek 31).

Natáčení náprav bude nastaveno pouze jako nesouhlasné, protože hlavním důvodem aktivního řízení kol návěsu je zlepšit manévrovatelnost v nízkých rychlostech cca do 30 km/h (město, průjezdy ostrých zatáček atd.). Při vyšších rychlostech se systém zamkne a kola se vrátí do přímého směru.



Obrázek 31 – Základní schéma systému řízení kol (obrázky jsou pouze ilustrační)

Řídicí jednotka 3 potřebuje data o natočení volantu 5, aby mohla správně přepočítat, o kolik stupňů má natočit kola návěsu. Tuto informaci předá do rozdělovače tlaku kapaliny 2, který otevře ventil do dané komory v převodce řízení 1 (levé nebo pravé). Tyto dva komponenty mohou být spojeny do jednoho celku.

Senzor 6 pro úhly kol α_{p2} a β_{p2} a návěsu γ jsou kontrolní veličiny, aby řídicí jednotka 3 měla zpětnou vazbu, co se v systému děje. Pokud jí nebudou dané veličiny podle matematického předpisu souhlasit, nahlásí chybu na palubní počítač 7 a uzamkne natáčení. Dále se můžou použít senzory pro informační displej 8, kde si může řidič zobrazit grafiku natočení kol přípojného vozidla.

Systém by mohl podporovat i manuální ovládání náprav z kabiny tahače. Zde bude potřeba instalovat do interiéru joystick pro nastavení úhlů kol. Ten může být připojen dálkově k řídicí jednotce 3. Další cesta je pomocí dálkového ovládání nebo mobilního zařízení.

Systém by mohl také pomoci, pokud by se napojil na asistenční systém ESP (elektrická stabilizace podvozku). Zde by se mohl návěs sám stabilizovat pomocí aktivních náprav, a tím zvýšit stabilitu. Dále by se mohl propojit i s asistentem při couvání s návěsem.

Senzor rychlosti 4 bude sloužit jako informační člen pro řídicí jednotku 3, aby mohla uzamykat od určité rychlosti řízení náprav.

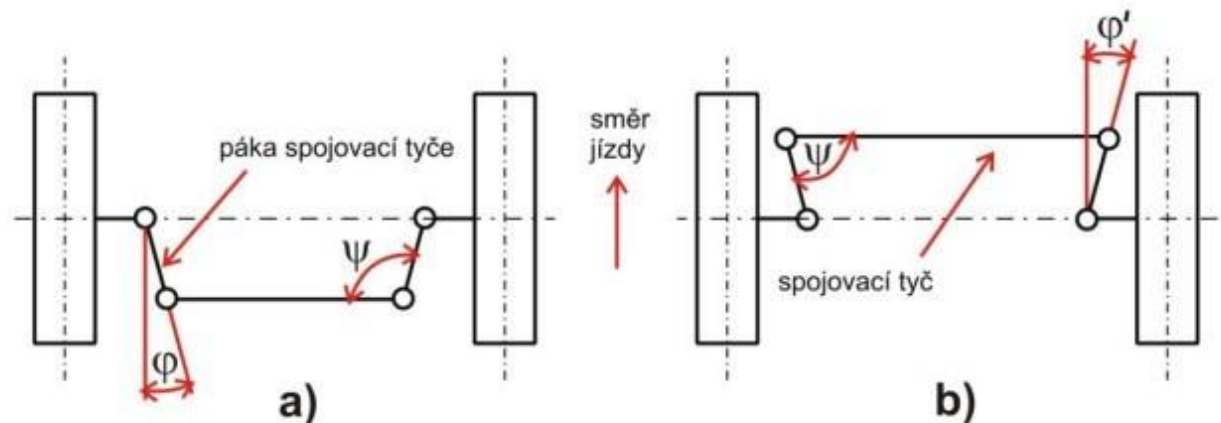
4.4 Mechanismus řízení

V kapitole 3 jsem řešil úhly natočení kol, které je potřeba dodržet, aby návěs kopíroval trajektorii tahače. Z výsledků je zřejmé, že úhly vnitřního a vnějšího kola, na jedné nápravě, nebudou stejné. Kvůli této skutečnosti je potřeba konstrukční řešení, které toto umožní. K tomuto účelu slouží lichoběžník řízení.

4.4.1 Lichoběžník řízení

Lichoběžník řízení se skládá ze spojovací tyče, která spojuje obě kola, a z páky rejdové/spojovací tyče, která spojuje těhlici a spojovací tyč. V provozu se používají dva typy uspořádání lichoběžníku: řízení zadní a přední (Obrázek 32). Častěji se vyskytuje ve vozidlech konstrukce zadního lichoběžníku, ale přední lichoběžník se může použít například u menších osobních vozidel s předním pohonem, kde je v přední části vozu málo místa.

- a) **Zadní lichoběžník** – spojovací tyč je za nápravou (Obrázek 32 – vlevo).
- b) **Přední lichoběžník** – spojovací tyč je před nápravou (Obrázek 32 – vpravo).

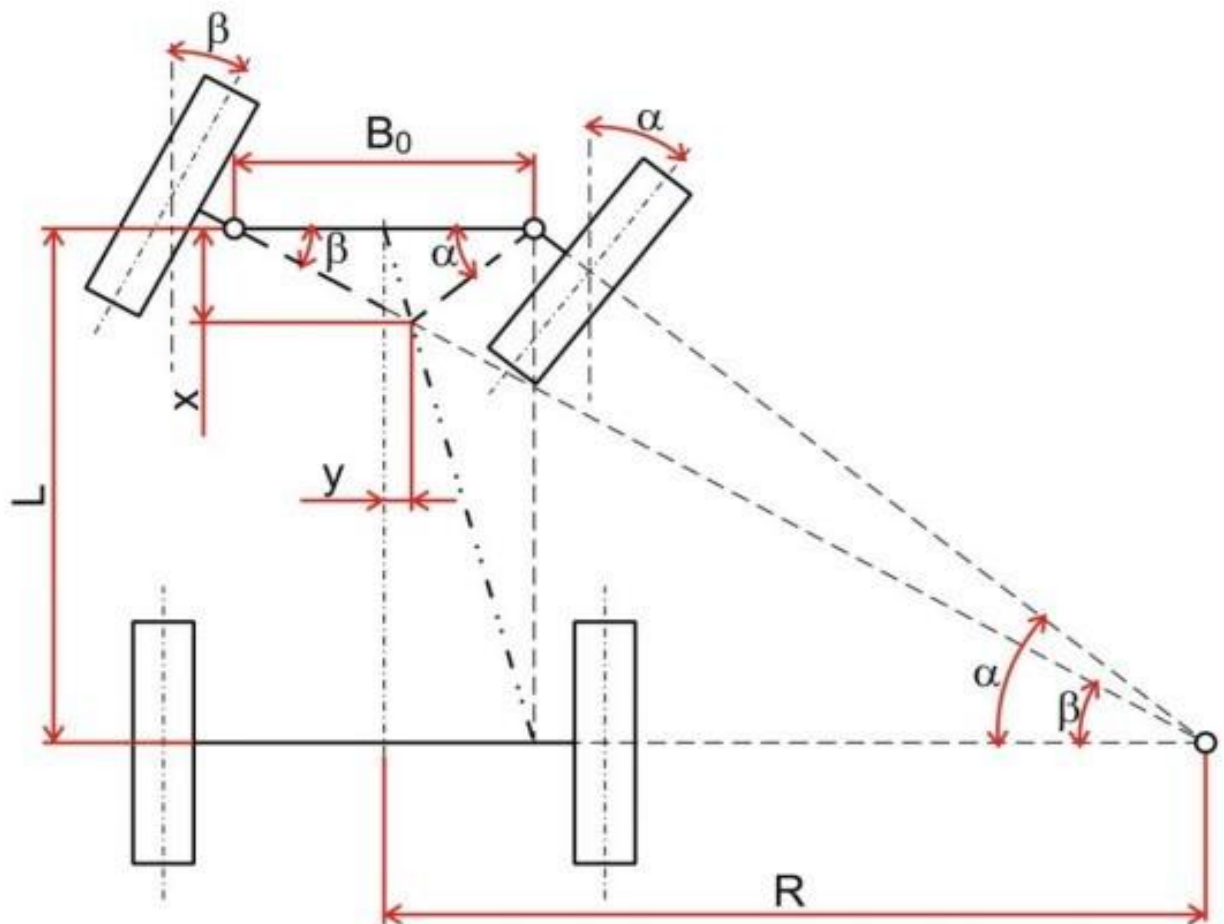


Obrázek 32 – Uspořádání lichoběžníku řízení (zadní lichoběžník je vlevo a přední lichoběžník vpravo) [23]

Důležitou hodnotou je úhle ψ , který je svírá spojovací tyčí a rejdovým ramenem. Při maximálním rejdu kol by mohlo dojít ke vzpříčení lichoběžníku řízení. Maximální hodnota pro zadní lichoběžník se udává $\psi_{max} = 160^\circ$ a pro přední $\psi_{max} = 20^\circ$. Druhý úhel φ , φ' u úměrný diferencii úhlů natočení kol φ , $\varphi' = \alpha_{pn} - \beta_{pn}$.

Grafická kontrola lichoběžníku řízení

Pro kontrolu konstrukce lichoběžníku řízení se používá grafické porovnání ideální přímky řízení s reálnou křivkou. Ideální přímka vede ze středu řízené nápravy do průsečíku s přímkou, která je tažená z rejdového čepu směrem k přímce, která je kolmá na středovou osu vozidla a vede ke středu otáčení (Obrázek 33). Reálná křivka nikdy nebude totožná s ideální.



Obrázek 33 – Geometrie řízení [23]

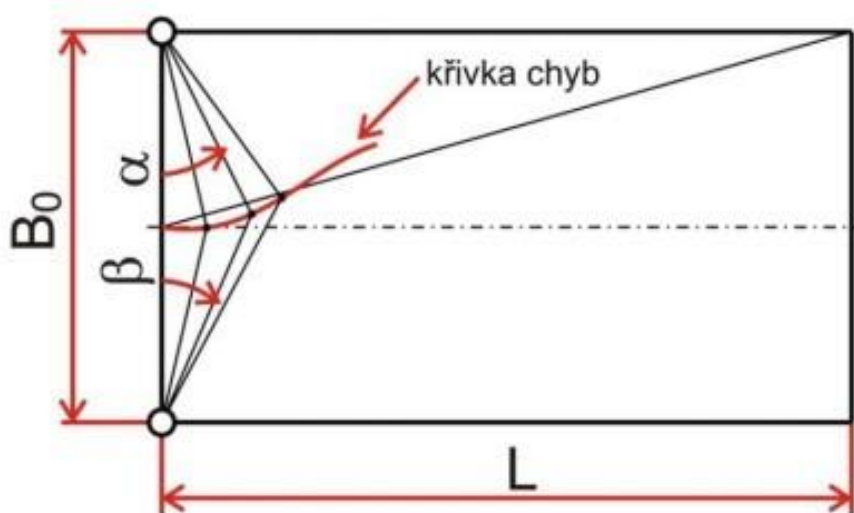
Ideální přímka se může matematicky vyjádřit z geometrie řízení. Pokud se sestaví Ackremannova podmínka (rov. 1) pro případ na obrázku 33, tak se pravá strana může vyjádřit pomocí parametrů x a y . Pokud se pravá strana rovnice 18a upraví a vyjádří se $y(x)$, tak je výsledkem funkce ideální přímky (rov. 18c).

$$\cotg \frac{R-B_0}{L} - \cotg \frac{R+B_0}{L} = \frac{B_0}{L} = \frac{2 \cdot y}{x} \quad (\text{rov. 18a})$$

$$\frac{B_0}{L} = \frac{2 \cdot y}{x} \quad (\text{rov. 18b})$$

$$y = \frac{B_0}{2 \cdot L} \cdot x \quad (\text{rov. 18c})$$

Znaky kvalitního návrhu lichoběžníku řízení jsou malé odchylky reálné křivky od ideální. Pro malé úhly natočení cca do 10° je povolena maximální odchylka do 1° . Pokud se kola natočí o více jak 10° , tak maximální odchylka činí 3° [23].



Obrázek 34 – Odchylky reálné konstrukce od ideální [23]

Metody pro návrh lichoběžníku řízení

U návrhu se musí předem stanovit podmínky využití vozidla. Zde se jedná o minimální poloměr zatáčky R_{min} . Podle tohoto parametru se určí maximální úhly natočení kol α_{max} , β_{max} . Další vstupní parametry jsou vzdálenost rejdových čepů B_0 a délka vozidla L .

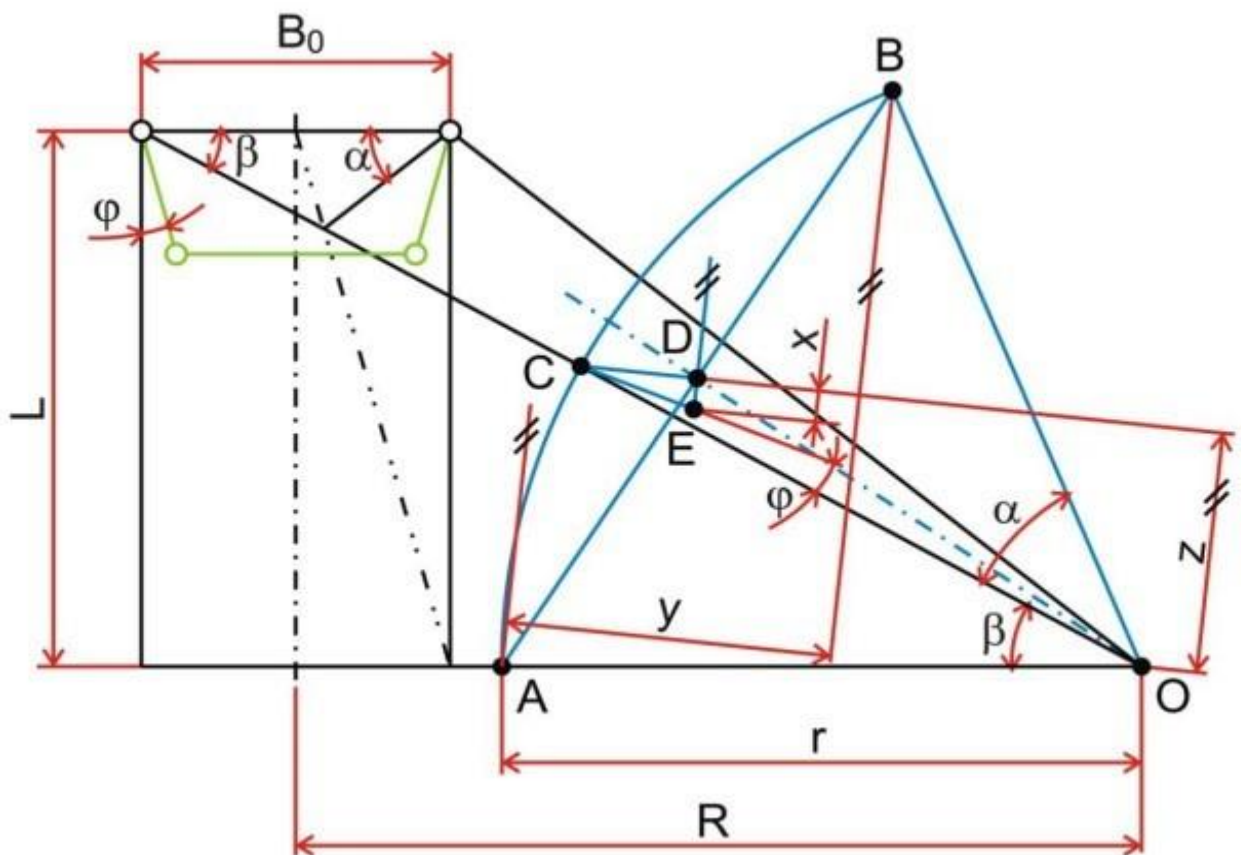
a) Causantova grafická metoda

Jedná se o grafickou metodu, která se dříve často používala pro návrh délek a úhlů spojovací tyče. Vstupní parametry pro tuto metodu jsou střední úhly natočení $\alpha_{stř}$, $\beta_{stř}$ při středním poloměru zatáčení $R_{stř}$.

Postup:

- 1) Vytvoření základní geometrie řízení B_0, L, α, β .
- 2) Oblouk s poloměrem délky páky spojovací tyče r okolo bodu O .
- 3) A, B, C jsou body, které tvoří průsečíky s obloukem s paprsky úhlů α, β .
- 4) Spojením bodů A a B vznikne sečna, kde středem je bod D .
- 5) Bod E se získá vynesemím vzdálenosti x z bodu D na kolmici k úsečce CD směrem dolů.

Úhel odklonu páky spojovací tyče je pak totožný s úhlem φ , který je svírán ECO .



Obrázek 35 – Příklad Causantovi konstrukce [23]

b) Metoda vycházející z geometrie lichoběžníku

Metoda vychází z rovnice, která je odvozena pomocí geometrických funkcí \sin, \cos . Vstupní parametry jsou stejné jako u předešlého řešení.

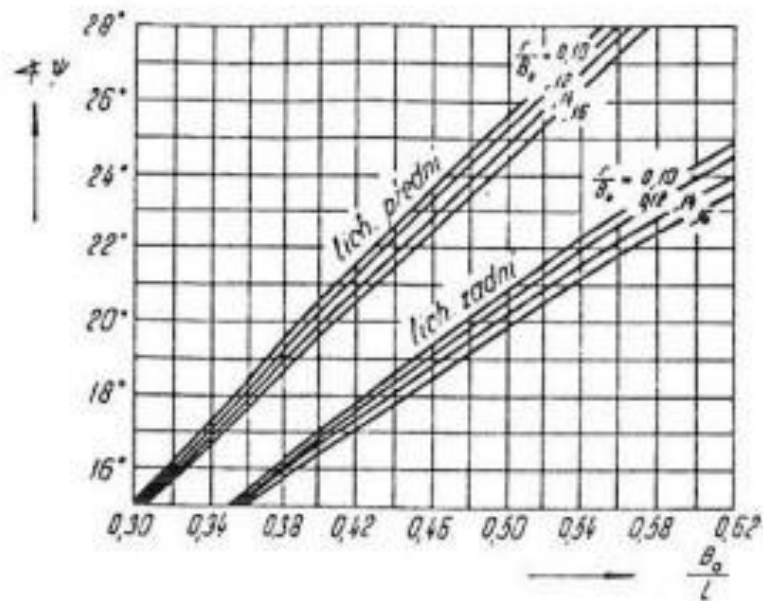
$$(B - 2 \cdot r \cdot \sin \psi)^2 = (B - r \cdot \sin(\psi + \alpha) - r \cdot \sin(\psi - \beta))^2 + ((r \cdot \cos(\psi - \beta) - r \cdot \cos(\psi + \alpha))^2 \quad (\text{rov.19})$$

Postup:

- 1) Vytvoření základní geometrie řízení B_0, L, α, β .
- 2) Zvolení úhlu rejdových pák spojovací tyče ψ .
- 3) Zpracování rovnice například v programu MS Excel.
- 4) Výsledkem je délka páky spojovací tyče r .

c) Metoda určení poměrů lichoběžníku řízení z diagramu

Hodnoty úhlu ψ se zjišťují z diagramů. Diagramy jsou rozdělené podle maximálního úhlu na točení kol α_{max} a β_{max} . Na vodorovné ose je poměr vzdálenosti rejdových čepů B_0 a rozvor vozidla L . Na svislé ose se pak odečítá úhel, který svírá rejdová páka a spojovací tyč ψ . V grafu jsou vynesené křivky jak pro zadní (dolní), tak i pro přední (horní) konstrukci lichoběžníku. Pro každý typ jsou vytvořené čtyři křivky 0,10–0,16, které záleží na poměru mezi délkou páky spojovací tyče r a vzdálenosti rejdových čepů B_0 [6] [9] [23].



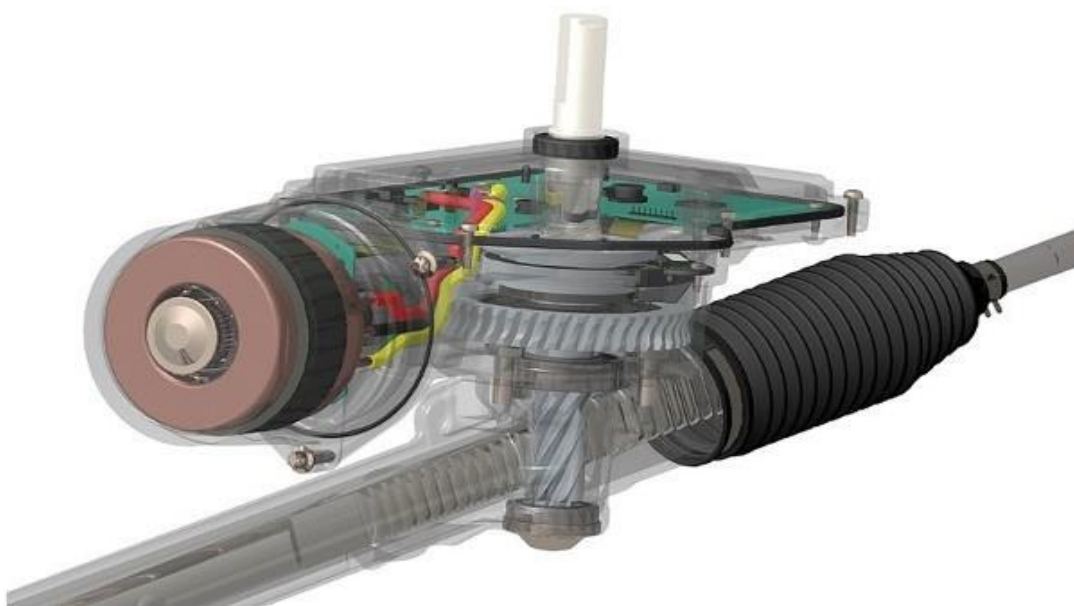
Obrázek 36 – Diagram pro maximální natočení kol 40° [23]

4.4.2 Převodky a části mechanismu řízení

Převodka řízení mění otáčivý pohyb volantu na posuvný, který natáčí rejdová kola. Dále posiluje monet, kterým působí řidič, aby otáčení bylo snazší. Z tohoto důvodu se do převodek řízení vkládají posilovače, aby se moment na volantu snížil a ovládání vozidla bylo co možná nejsnazší. Převodový poměr je poměr mezi úhly natočení kol a úhlem natočení volantu. U osobních vozidel je poměr 12 – 25 : 1, u nákladních automobilů 20 – 35 : 1.

a) Hřebenové převodky

V dnešní době je to nejrozšířenější převodka, a to díky své jednoduchosti, dobré účinnosti a jednoduchému zakomponování posilovače (Obrázek 37). Konstrukce se skládá z pastorku, který je napojený na volant (otáčivý pohyb), a hřebene (posuvný pohyb), který je spojen s koly. Moderní vozidla mají elektrické posilovače řízení, protože je to nejjednodušší řešení. Je řešený pomocí elektromotoru, který řidiči pomáhá natáčet kola. Často je propojený s asistentem pro jízdu v pružích nebo s parkovacím asistentem, který umí natáčet volant bez pomoci řidiče. Nevýhodou je, že elektromotor v posilovači spotřebovává elektrickou energii. Může nastat situace, že alternátor nebude dodávat dostatek proudu na provoz elektrického posilovače, a ten začne spotřebovávat krátkodobě proud i z 12 V akumulátoru, což není primární zdroj a slouží jen na start agregátu. Tato situace může nastat, pokud se s koly otáčí při nulové rychlosti například při parkování. Alternátor je pohaněný klínovým řemenem a dodávaný proud je závislý na otáčkách. Při stojícím vozidle jsou otáčky motoru nízké (cca 750 ot./min.).



Obrázek 37 – Elektrický posilovač řízení BMW [25]

b) Maticové převodky řízení

Převodka je tvořena ze šroubu, který je napojený na volant a matici, jejíž páka byla napojena na kola. Tento mechanismus není moc účinný kvůli velkým ztrátám vlivem tření. Další generace byla vybavena šroubem se závitem, ve kterém byly kuličky, které tření snižovaly.

c) Šnekové převodky řízení

Používají se u nákladních vozidel, kde je na volant napojený šnek, který svým otáčením způsobuje posuv segmentu, který je napojen na kola. Postupem času vznikaly různé modifikace, které zlepšovaly provozní vlastnosti (s kladkou, s kolíkem, se segmentem).

d) Hydraulické řízení pomocí válce

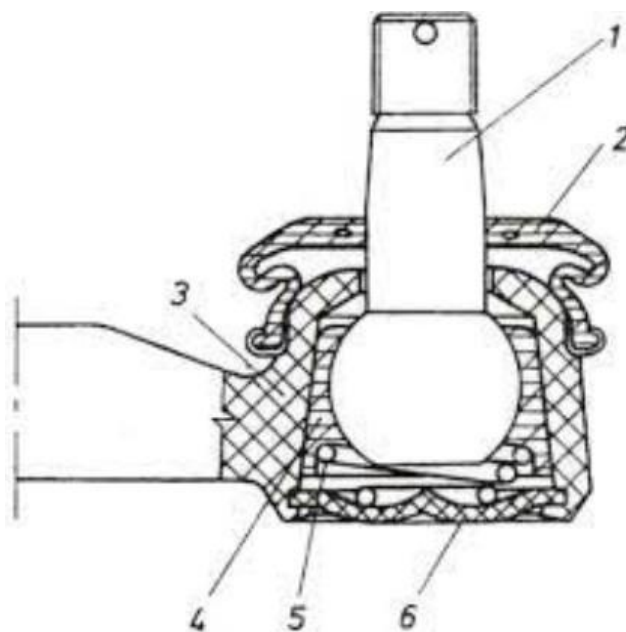
Používá se pro natáčení kol zadní nápravy u nákladních a zemědělských strojů. Jedná se o hydraulický válec, který má dva vstupy pro servo olej, který se přečerpává mezi levou a pravou komorou, a tím natáčí kola do rejdu.



Obrázek 38 – Hydraulický válec Zetor [26]

e) Klouby řízení

Spojovací tyč, která vede z převodky řízení ke kolu, musí být spojena s pákou řízení otočně a umožňovat i vyosení (odpružení kol), a proto se využívají kulové klouby. Kloub se skládá z čepu, který je uložen ve dvojdílném pouzdra. Vinutá pružina přitlačuje pouzdra na čep. Spodní část slouží k uzavření pouzdra a jako základna pro pružinu. Seshora je umístěna manžeta, která brání vniknutí nečistot do pouzdra, což je častá závada, protože nečistoty mezi čepem a pouzdrem působí jako brusný papír. Pouzdro může obsahovat mazivo, anebo může být samomazné [24].



Obrázek 39 – Kulový čep řízení (1 – čep; 2 – manžeta; 3 – spojovací tyč; 4 – pánev kloubu; 5 – pružina; 6 – krytka) [27]

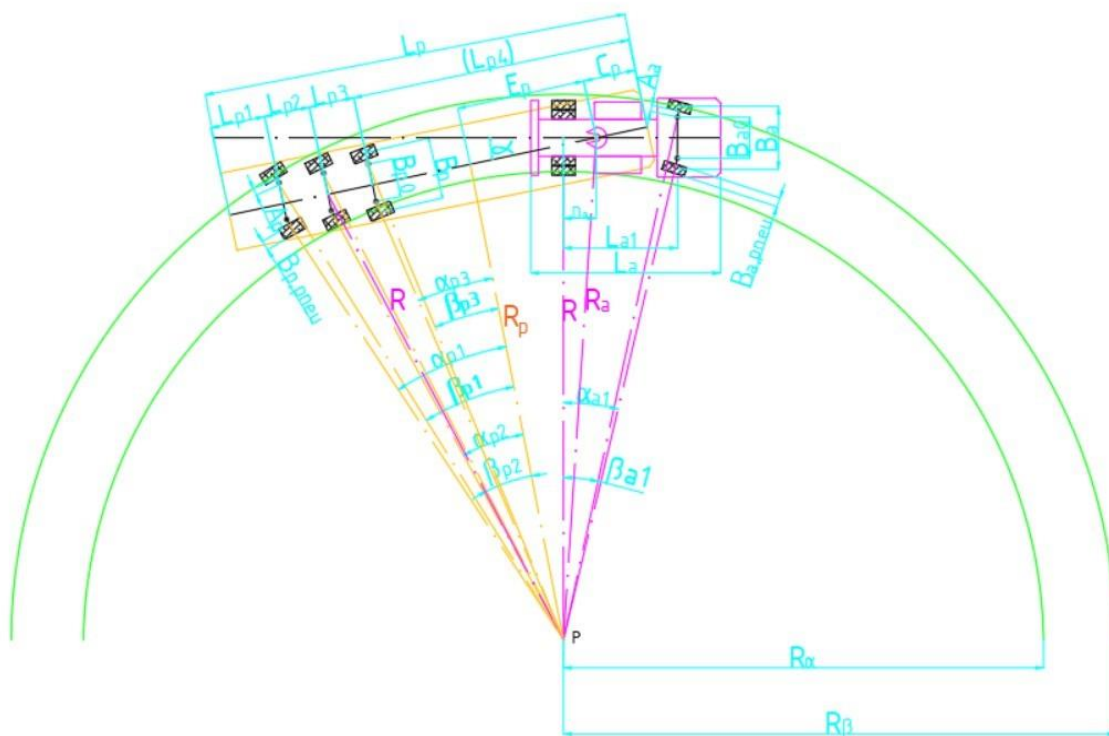
5. Ideový návrh konstrukce

Konstrukční část této práce byla zaměřena na kinematiku soupravy a mechanismus řízení aktivních náprav tříosého návěsu, který jsem popisoval v předešlé kapitole. Návěs bude vybaven tuhými nápravami s rejdovými koly.

Systém řízení náprav přípojného vozidla bude aktivní pouze v nízkých rychlostech, a to pouze nesouhlasně (opačně než kola tahače) a do 30–40 km.h⁻¹. Ve vyšších rychlostech se systém zamkne a bude se jednat o klasické nápravy. Důvod je takový, že je potřeba zvýšit manévrovatelnost například v městských aglomeracích. Ovladatelnost soupravy bude snazší, když bude úhel mezi návěsem a tahačem γ minimální. Řidič nebo řídicí jednotka autonomní jízdy nemusí počítat s nadjížděním do zatáčky. Ve vyšších rychlostech není tento jev tak znatelný. Dále jsem si vybral elektro-hydraulické ovládání s aktivní (samostatnou) konstrukcí návěsu, kde bude umístěn trakční akumulátor a bude se moci sám pohybovat bez přítomnosti tahače.

5.1 Kinematika soupravy

V prvním kroku jsem si nakreslil kinematické schéma pro soupravu (Obrázek 41). Díky tomu jsem získal geometrické rovnice pro natočení kol (rov. 20, 21, 22). Návěs bude mít možnost natočení kol až o 40° ($\alpha_{max}, \beta_{max}$). K tomuto parametru se pojí i minimální rádius zatáčky $R_{min} = 9,10$ m, kde je úhel mezi návěsem a tahačem $\gamma = 11,49^\circ$.



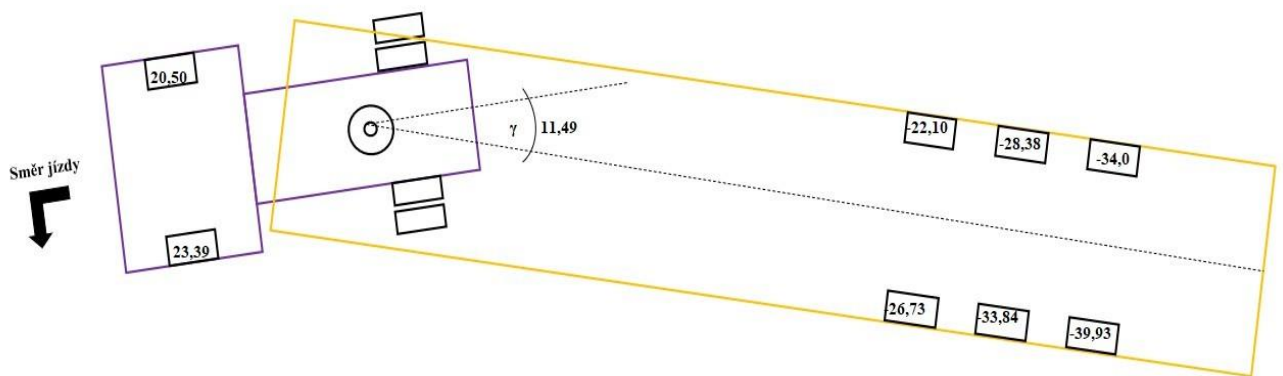
Obrázek 41 – Kinematické schéma soupravy

$$\text{Náprava 1: } \cotg \frac{Rp - \frac{B_{p0}}{2}}{L_p - (Ep + C_p + L_{p1})} + \cotg \frac{Rp + \frac{B_{p0}}{2}}{L_p - (Ep + C_p + L_{p1})} = \frac{B_{p0}}{L_p - (C_p + L_{p1})} \quad (\text{rov. 20})$$

$$\text{Náprava 2: } \cotg \frac{Rp - \frac{B_{p0}}{2}}{L_p - (Ep + C_p + L_{p1} + L_{p2})} + \cotg \frac{Rp + \frac{B_{p0}}{2}}{L_p - (Ep + C_p + L_{p1} + L_{p2})} = \frac{B_{p0}}{L_p - (C_p + L_{p1} + L_{p2})} \quad (\text{rov. 21})$$

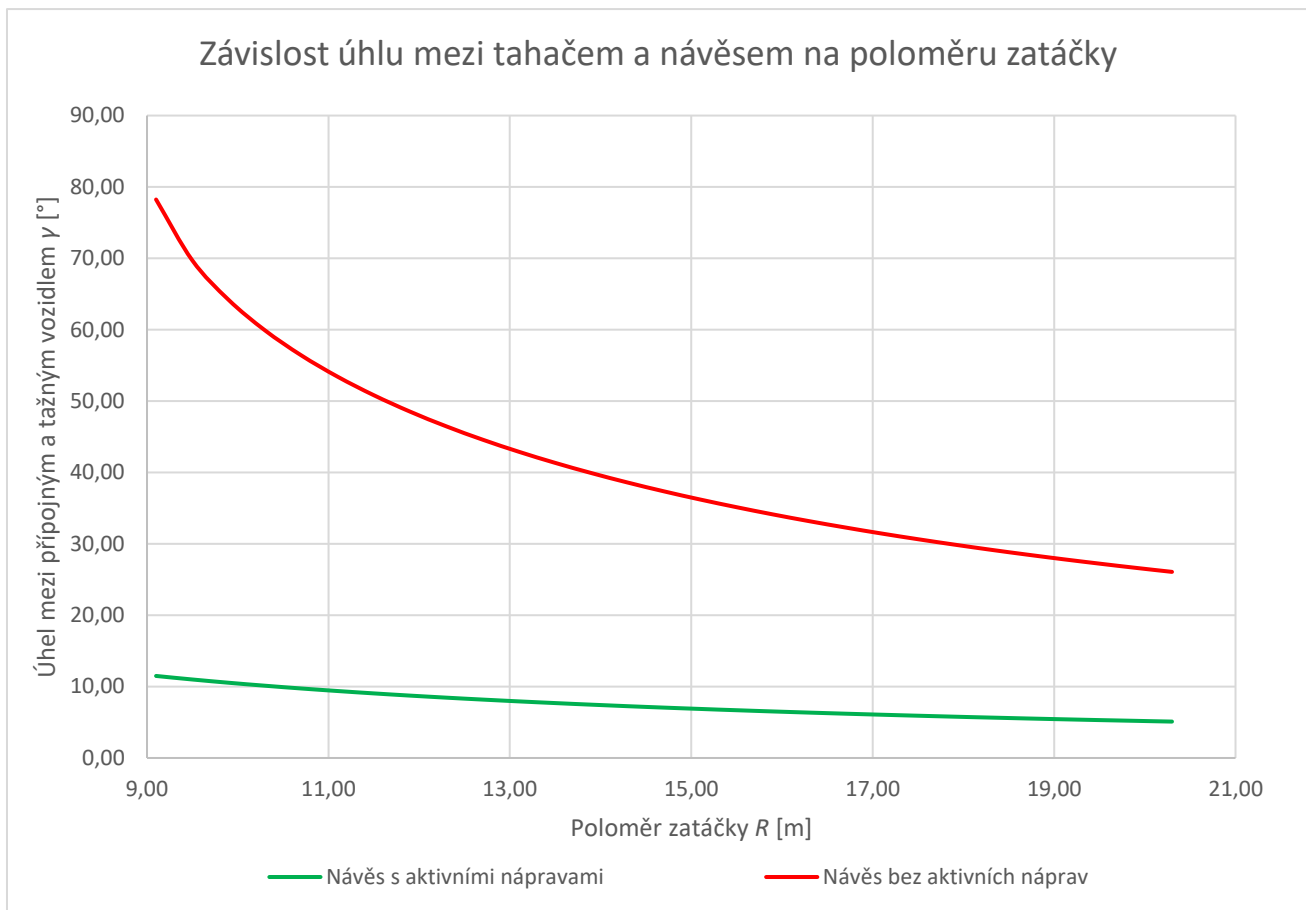
$$\text{Náprava 3: } \cotg \frac{Rp - \frac{B_{p0}}{2}}{L_p - (Ep + C_p + L_{p1} + L_{p2} + L_{p3})} + \cotg \frac{Rp + \frac{B_{p0}}{2}}{L_p - (Ep + C_p + L_{p1} + L_{p2} + L_{p3})} = \frac{B_{p0}}{L_p - (C_p + L_{p1} + L_{p2} + L_{p3})} \quad (\text{rov. 22})$$

V programu MS Excel jsem si vytvořil vizualizaci soupravy, kde jsou zobrazeny úhly natočení kol jak pro tažné, tak i přípojné vozidlo. Obrázek 42 vyobrazuje situaci při minimálním poloměru zatáčení $R_{min} = 9,10$ mm. Záporné znaménko značí, že kola návěsu se natáčí nesouhlasně neboli opačně než kola tahače.



Obrázek 42 – Vizualizace úhlů natočení kol soupravy pro $R_{min} = 9,10$ m

Pro vyjádření úhlu γ mezi tažným a přípojným vozidlem platí rovnice 11. Na obrázku 43 jsem porovnal úhel γ mezi návěsem, který má řízené nápravy a mezi návěsem, který nemá řízené nápravy. Je zřejmé, že návěs s aktivními nápravami má značně nižší hodnotu úhlu γ . Dále je z obrázku 43 zřejmé, že závislost mezi úhlem γ a poloměrem zatáčky R není lineární závislost. Graf je vykreslený pro interval poloměru zatáčky $R = \langle 9,10 \text{ m}; 20,30 \text{ m} \rangle$.



Obrázek 43 – Graf závislosti úhlu mezi tahačem a návěsem

5.2 Návrh kinematiky lichoběžníku řízení

Ve druhém kroku jsem navrhl parametry lichoběžníku řízení. Parametry jsem určoval podle dvou metod: získání rozměru z diagramu a získání parametru z geometrické rovnice lichoběžníku.

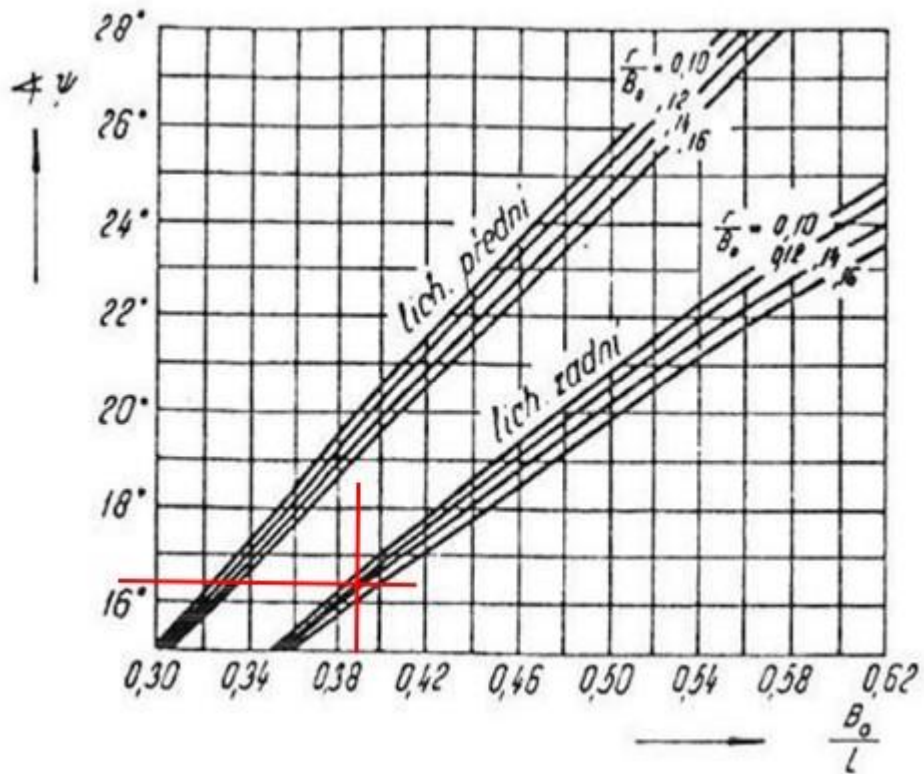
a) Metoda určení poměrů lichoběžníku řízení z diagramu

U této metody jsem si na začátku určil parametry rozchodu B_{p0} a A_p , které budu potřebovat na určení poměrů (Tabulka 3).

Tabulka 3 – Rozměry a poměry pro návrh lichoběžníku podle poměrů z diagramu

ROZMĚRY NÁVĚSU		POMĚRY	
B_{p0}	1,893 m	A_p/B_{p0}	0,14
L_{p4}	4,905 m		
A_p	0,265 m	B_{p0}/L_{p4}	0,39

Poměry z tabulky 3 jsem pak použil pro odečtení z obrázku 44, který je určený pro maximální natočení kol 40° (α_{max} , β_{max}). Z obrázku 44 vychází hodnota úhlu, který svírá spojovací tyč a rejdová páka, $\psi = 16,50^\circ$.



Obrázek 44 – Diagram pro maximální úhly natočení kol 40° [23]

b) Metoda vycházející z geometrie lichoběžníku

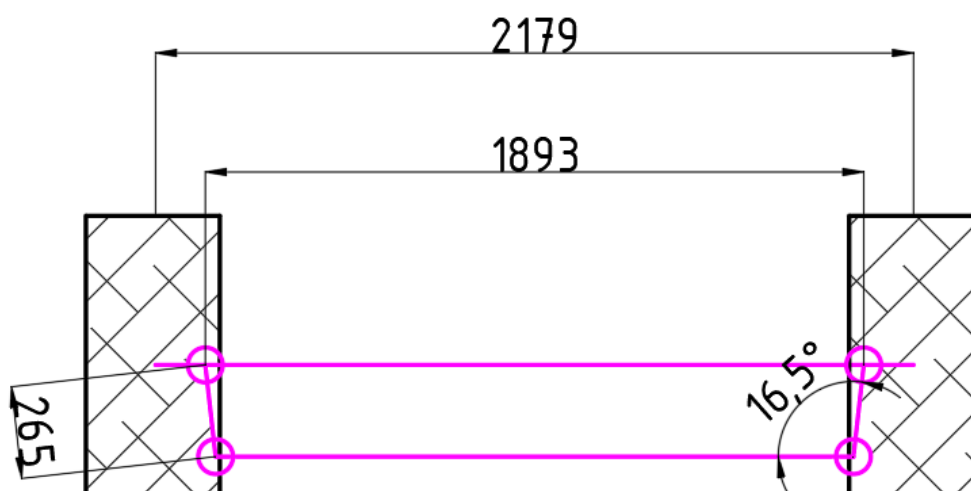
U druhé metody byly zapotřebí hodnoty úhlů natočení kol (α , β), rozvor B_p a úhel ψ . Tyto parametry se dosadí do rovnice 19 a získá se A_p . Z důvodu složitosti výrazu jsem zvolil metodu vyjádření A_p pomocí MS Excel. Vyhotoval jsem dva sloupce pro pravou a levou stranu rovnice, které jsem mezi sebou porovnával (Tabulka 4). Z tabulky 4 je zřejmé, že čísla začínají být podobná kolem hodnoty $A_p = 0,265$ m. Čísla nejsou úplně totožná, ale rozdíl rozměru A_p bude jen v desetinném místě, a proto si mohu dovolit hodnotu zaokrouhlit.

Tabulka 4 – Ukázka výpočtu pomocí MS Excel

ψ	$16,50^\circ$	
A_p [MM]		levá strana rovnice [-] pravá strana rovnice [-]
265		5651299,645 5635202,445
265,10		5651976,501 5654356,096
265,20		5652653,397 5661491,883
265,30		5653330,334 5656517,987
265,40		5654007,312 5639502,306
265,50		5654684,33 5610671,118
265,60		5655361,388 5570404,639
265,70		5656038,487 5519229,625
265,80		5656715,627 5457809,209
265,90		5657392,807 5386930,299
266,00		5658070,028 5307488,874
266,10		5658747,289 5220473,615
266,20		5659424,591 5126948,33
266,30		5660101,933 5028033,643
266,40		5660779,316 4924888,453
266,50		5661456,739 4818691,623
266,60		5662134,203 4710624,372
266,70		5662811,707 4601853,753
266,80		5663489,252 4493517,595
266,99		5664776,699 4292755,286

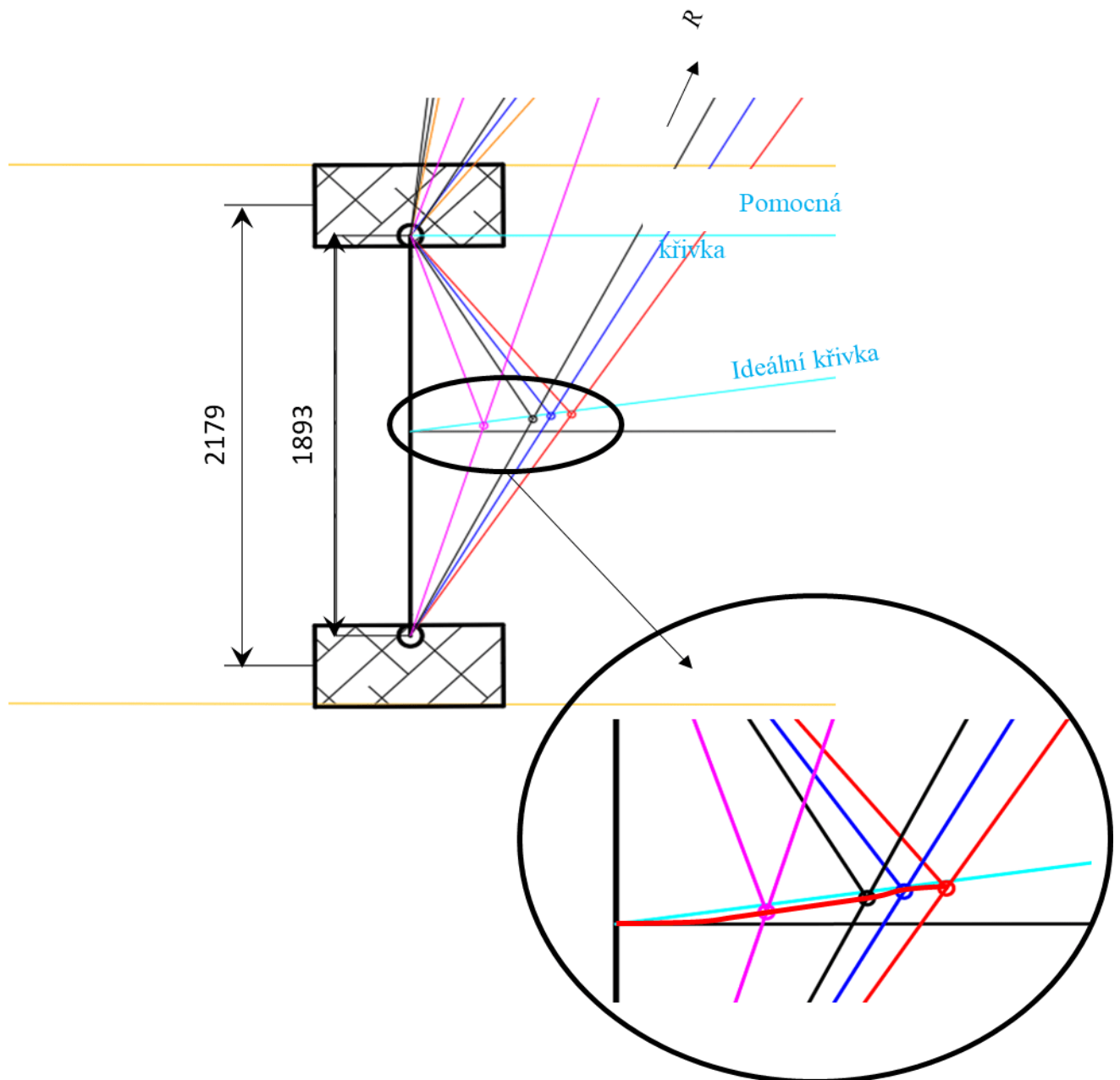
Při porovnání výsledku z obou metod jsem došel k závěru, že stanovené rozměry jsou si podobné, a proto je mohu využít pro stanovení rozměrů.

Na obrázku 45 je zobrazena finální podoba lichoběžníku řízení bez převodky řízení.



Obrázek 45 – Finální podoba lichoběžníku řízení bez převodky řízení

Pro kontrolu jsem si vyhotovil grafickou zkoušku navrhnutého lichoběžníku řízení (Obrázek 46). Zkoušku jsem vyhotovil pro nápravu, která je nejdále od tahače, protože vždy bude mít největší úhly natočení kol. Z obrázku 46 je zřejmé, že k většímu vychýlení od ideální křivky dochází při malých úhlech natočení, ale i tak jsem splnil podmínku maximálního vychýlení při malých úhlech (maximálně 1°). Odchylka se s rostoucí hodnotou úhlu natočení kol zmenšuje.



Obrázek 46 – Grafická zkouška navrhnutého lichoběžníku řízení

5.3 Navrzení kinematiky mechanismu řízení náprav

Návěs by mohl být vybaven třemi převodkami řízení. To by ovšem navyšovalo cenu a hmotnost návěsu. Z toho důvodu jsem aplikoval převodku pouze na prostřední nápravu a zbylé dvě se budou natáčet pomocí pákového mechanismu. Zde musí být dodrženy poměry natočení vnějších a vnitřních kol, aby přípojné vozidlo kopírovalo trajektorii tažného vozidla a kola se nesmýkala po vozovce. Já jsem si vybral poměr mezi vnějšími koly návěsu (rov. 23, 24).

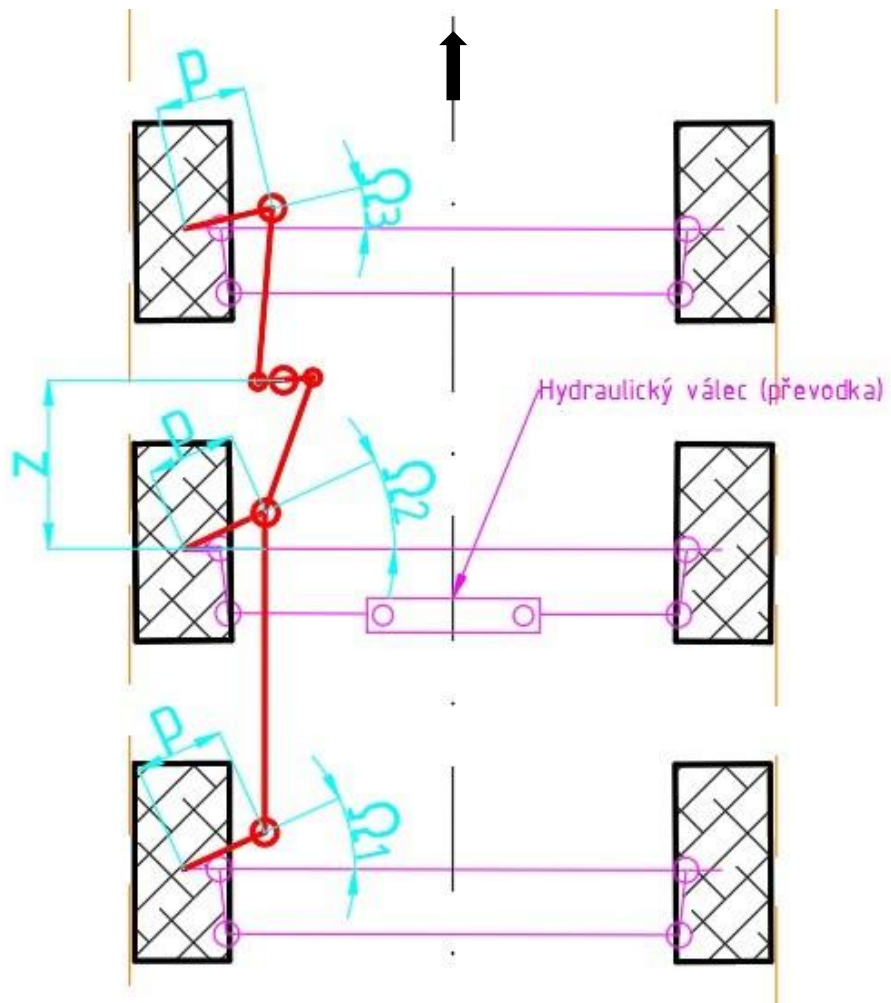
$$\begin{aligned}
 K_{P2,3} &= \frac{\frac{Rp - \frac{Bp0}{2}}{Lp - (Ep + Cp + Lp1 + Lp2)}}{\frac{Rp - \frac{Bp0}{2}}{Lp - (Ep + Cp + Lp1 + Lp2 + Lp3)}} = \frac{Lp - (Ep + Cp + Lp1 + Lp2 + Lp3)}{Lp - (Ep + Cp + Lp1 + Lp2)} \textcircled{=} \\
 &= \frac{13,675 - (2,34989 + 1,675 + 3,070 + 1,310)}{13,675 - (2,34989 + 1,675 + 3,070 + 1,310)} = \mathbf{0,834} \quad (\text{rov. 23})
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 K_{P1,2} &= \frac{\frac{Rp - \frac{Bp0}{2}}{Lp - (Ep + Cp + Lp1)}}{\frac{Rp - \frac{Bp0}{2}}{Lp - (Ep + Cp + Lp1 + Lp2)}} \textcircled{=} \\
 &= \frac{13,675 - (2,34989 + 1,675 + 3,070 + 1,310)}{13,675 - (2,34989 + 1,675 + 3,070)} = \mathbf{0,778} \quad (\text{rov. 24})
 \end{aligned}$$

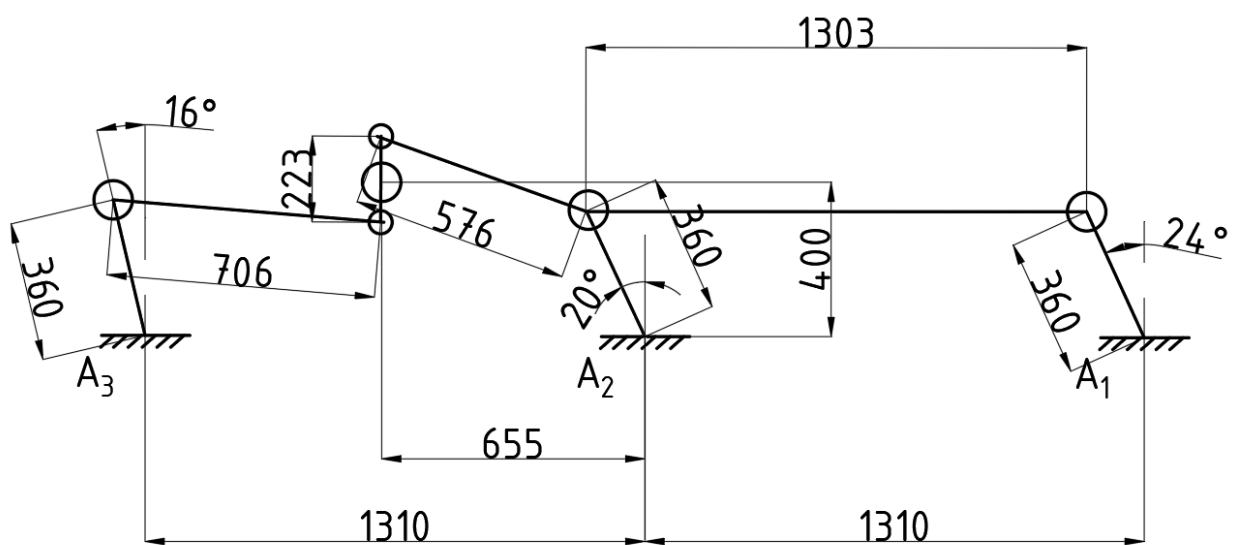
Ponechal jsem na všech nápravách stejné rameno p a poměry $K_{p1,2}$ a $K_{p2,3}$ jsem použil pro výpočet úhlu ramene k ose nápravy Ω . Dále je potřeba umístit přepákování mezi druhou a třetí nápravou ve vzdálenosti z , aby se třetí náprava natáčela do správného směru. Pomocí poměrů z rovnic 23, 24 jsem získal hodnoty úhlů Ω_1 , Ω_3 (rov. 25, 26). Rameno p jsem si zvolil 0,360 m, úhel páky pro střední nápravu Ω_2 jsem zvolil 20° a vzdálenost přepákování $z = 0,655$ m. Všechny rozměry jsou zanesené do obrázku 48.

$$\Omega_3 = \frac{\Omega_2}{K_{P2,3}} = \frac{20^\circ}{0,834} = \mathbf{23,98^\circ \approx 24^\circ} \quad (\text{rov. 25})$$

$$\Omega_1 = \Omega_2 \cdot K_{P1,2} = 20^\circ \cdot 0,788 = \mathbf{15,56^\circ \approx 16^\circ} \quad (\text{rov. 26})$$



Obrázek 47 – Mechanismus řízení náprav umístěný na voze v přímé jízdě



Obrázek 48 – Mechanismus řízení náprav

6. Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout řídicí mechanismus přípojného vozidla, které bude kopírovat trajektorii tažného vozidla a kola se nebudou smýkat po vozovce. Pro zvládnutí stanoveného cíle práce jsem zpracoval rešerši aktuální situace na trhu přípojných vozidel s aktivními nápravami. Tato práce může sloužit jako podklad pro další vývoj při realizaci návěsu s natáčecími nápravami.

Při tvorbě schémat a konstrukce jsem vycházel z reálných předloh vozidel. Pro modifikaci jsem si vybral třinápravový návěs značky Schwarzmüller z modelové řady MEGA, jako tažné vozidlo jsem si zvolil tahač značky IVECO model Stralis Active Space – Super. Pro tvorbu všech grafických podkladů jsem používal program AutoCAD.

V prvním kroku jsem si navrhnul systém řízení náprav návěsu. Zde jsem zvolil elektrohydraulické ovládání, protože má největší akční sílu při kompaktních rozměrech. Dále jsem si vybral aktivní (samostatný) systém, ve kterém je návěs vybaven elektrickým čerpadlem servo oleje, trakčním akumulátorem a elektromotorem. Tento systém umožňuje krátkodobý pohyb návěsu bez přítomnosti tažného vozidla. Dále se kola budou natáčet pouze do nesouhlasného směru. Systém bude aktivní pouze do $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Při vyšších rychlostech není natáčení náprav pro jízdní soupravu podstatné. Hlavním cílem bylo zlepšit pohyb ve stísněných prostorech logistických center a v městském provozu, kde se souprava pohybuje nízkou rychlostí, a eliminovat potřebu nadjíždění do zatáček.

Ve druhém kroku jsem sestavil kinematické schéma soupravy. Z něho jsem získal potřebné geometrické závislosti natočení kol α , β a úhel, který svírá tahač a návěs při průjezdu zatáčkou γ . Tyto hodnoty jsem potřeboval pro další postup. Dále jsem mohl pokračovat k návrhu kinematiky lichoběžníku řízení. Zvolil jsem zadní konstrukci lichoběžníku. Pro návrh geometrie jsem si vybral dvě metody. První metoda byla pro určení úhlu mezi spojovací tyčí a rejdovou pákou ψ pomocí poměrů z diagramu, druhá metoda byla založena na určení délky rejdové páky A_p pomocí matematického předpisu pro lichoběžník. Výsledky z těchto metod jsem následně mohl mezi sebou porovnat. K ověření správnosti konstrukce jsem si vyhotovil grafickou kontrolu. Z toho je zřejmé, že navrhovaná konstrukce splňuje maximální odchylky od ideální přímky. Pro malé úhly natočení kol odchylka činí 1° a pro velké úhly natočení 3° .

Ve třetím kroku jsem navrhl mechanismus řízení všech tří náprav. Pro natáčení náprav jsem navrhnul pouze jednu převodku řízení, která je umístěna na prostřední nápravě. Zde jsem si vhodně zvolil ramena $p = 0,360 \text{ m}$ a úhel odklonu ramen p od osy nápravy $\Omega_I = 20^\circ$. Dále jsem si určil poměry $K_{p2,3} = 0,834$ a $K_{p1,2} = 0,778$ mezi vnějšími koly návěsu. Na základě poměrů a zvolených parametrů jsem vypočetl úhly $\Omega_I = 16^\circ$ a $\Omega_3 = 24^\circ$.

Hlavní výhodou systému je to, že pomocí systému aktivních náprav by se eliminovala potřeba nadjíždění do zatáček, jelikož by si návěs nezkracoval cestu a kopíroval by stopu tahače. Díky tomu by bylo mnohem snazší na soupravu aplikovat autonomní mód. V něm by si řídicí jednotka nemusela dávat pozor na přípojně vozidlo a vypočítávat míru nadjíždění do zatáčky. Pro řídicí jednotku by byl důležitý úhel mezi tahačem a návěsem γ . Tento úhel by řídicí jednotka dopočítávala podle matematického předpisu a kontrolovala s reálnou hodnotou pomocí senzoru umístěného v přípojném zařízení. Dále by se mohla zlepšit stabilita soupravy, pokud by se systém napojil na ESP (elektrická stabilizace podvozku), anebo by systém mohl napomáhat při couvání s celou soupravou.

Další významná výhoda se týká emisí z pneumatik. V dnešní době se u vozidel hledí i na ořez pneumatik a brzd. Díky aktivnímu natáčení kol návěsu nevznikne smýkání kol po vozovce, tudíž se pneumatiky návěsu nebudou tak opotřebovávat, což přinese značné finanční úspory a klesnou celkové emise soupravy.

Návěs s řízenými nápravami může přinést řadu dalších výhod týkajících se pohybu po logistických centrech. První výhodou je to, že díky aktivnímu (samostatnému) systému by řidič mohl přípojně vozidlo ovládat pomocí dálkového ovládače, nebo například i mobilním zařízením. Další možnost je, že návěs bude vybaven autonomní technologií. Řidič by přijel na parkoviště do logistického centra a návěs by se odpojil. Přípojně vozidlo by se autonomně rozjelo na požadovanou destinaci, kde bude vyloženo a opětovně naloženo. Po dokončení cyklu by se návěs opět vrátil a připojil by se k tahači. Díky tomuto systému by se snížily nároky na prostor v logistických centrech a urychlily by se veškeré operace. Dále by se snížily emise CO₂ v uzavřených prostorách logistického centra. Návěs s aktivním (samostatným) systémem by ke své funkci potřeboval elektrické motory a další části, které jsou spojené s trakčním systémem. Pokud by byl návěs samohybný, bude muset být vybaven předními podpůrnými koly namísto klasických podpůrných stojen. Dále by se musela přidat sada bezpečnostních senzorů, které by monitorovaly situaci kolem návěsu.

Kvůli potřebným zařízením, která by uskutečňovala řízení a natáčení náprav návěsu, bude vyšší pořizovací cena. Další nevýhoda se týká aktivního (samostatného) systému, kde bude mít návěs nižší povolenou hmotnost nákladu z důvodu dodatečné hmotnosti akumulátoru a dalších součástí, které jsou potřeba pro samostatný pohyb návěsu. Dojde ke zvýšení nároků na údržbu přidaného hydraulického systému řízení, který potřebuje častější prohlídky kvůli kontrole těsnosti systému.

Blízká budoucnost směřuje k zavedení autonomní jízdy. Pomocí mnou navrženého systému a mechanismu řízení náprav pro návěs, dojde ke zlepšení trajektorie jízdy tohoto typu vozidel. Tento

výsledek přispěje k budoucí aplikaci autonomní jízdy u silniční nákladní dopravy. Dále ulehčí a zrychlí pohyb tohoto typu vozidel ve skladových a logistických centrech.

7. Seznam použité literatury

- [1] *Zákony pro lidi*. Online. Zákony pro lidi. Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/>. [cit. 2023-11-22].
- [2] *EHK – přípojná vozidla*. Online. 2008. Dostupné z: [https://esipa.cz/sbirka/sbsrv.dll/sb?DR=SB&CP=42008X1230\(02\)](https://esipa.cz/sbirka/sbsrv.dll/sb?DR=SB&CP=42008X1230(02)). [cit. 2023-11-24].
- [3] VÝROBCE SPECIÁLNÍ PŘÍPOJNÝCH VOZIDEL – GOLDHOFER. *Goldhofer – přípojná vozidla*. Online. 2023, 2023. Dostupné z: https://www.goldhofer.com/?pdf=44256_blank. [cit. 2023-12-01].
- [4] *Schwarzmüller – přípojná vozidla*. Online. Dostupné z: https://www.schwarzmueller.com/cs/domu?setlang=0&tx_web2pdf_pi1%5Baction%5D=&tx_web2pdf_pi1%5Bargument%5D=printpage&tx_web2pdf_pi1%5Bcontroller%5D=pdf&cHash=6bef952f0ad6aaff4717097013a2873d. [cit. 2023-12-03].
- [5] *TK-AGRO – přípojná vozidla*. Online. Dostupné z: <https://www.tk-agro.cz/>. [cit. 2023-12-03].
- [6] VALA CSC., doc. Ing. Miroslav a Ing. Miroslav TESAŘ CSC. *Teorie a konstrukce silničních vozidel 1*. Pardubice, 2003.
- [7] *Rejdivá náprava – přívěs od firmy ALASPRO*. Online. Alaspro. 2023. Dostupné z: <https://www.alaspro.cz/tocnicove-privesy/ctyrosy-tocnicovy-prives-agd-3500kg-6060x2040mm-2/>. [cit. 2023-12-11].
- [8] HAJNÝ, Bc. Ladislav. *Řízení*. Prezentace – Power Point. 2021. 14. 2021. Dostupné z: https://www.google.com/search?q=lichob%C4%9B%C5%BEEn%C3%ADk+%C5%99%C3%ADzen%C3%AD&tbm=isch&chips=q:lichob%C4%9B%C5%BEEn%C3%ADk+%C5%99%C3%ADzen%C3%AD,online_chips:ackermannova+podminka:E5161dIuUd0%3D&hl=cs&sa=X&ved=2ahUKEwir9tat4IeDAxUG5gIHHZJCDZYQ4IYoAXoECAEQNQ&biw=1519&bih=707#imgrc=WpxdXcV0B6_EGM. [cit. 2023-12-11].
- [9] JAZAR, Reza N. *Vehicle Dynamic: Theory and Applications*. 2008. Springer Science+Business Media, LL, 2008. ISBN 978-0-387-74243-4.
- [10] *Nejdelší lopatky na cestě do větrné elektrárny*. Online. *Technický deník*. 2013, roč. X, č. X, s. 1. Dostupné z: https://www.technickytydenik.cz/rubriky/archiv/nejdelsi-lopatky-na-ceste-do-vetrne-elektrarny_19776.html. [cit. 2023-12-28].
- [11] *Návěs na přepravu dřeva*. Online. In: . 2023. Dostupné z: <https://www.agama-as.cz/Oplenove-privesy>. [cit. 2023-12-28].
- [12] *Gitterbox DIN15155*. Online. In: Donios. 2023. Dostupné z: https://www.denios.cz/euro-mrizovy-box-dle-normy-uic-435-3-se-dvema-klapkami-sedy-129203/129203?exclude_vat=0&gad_source=1&gclid=Cj0KCQiA-62tBhDSARIsAO7twbbjtqiE50tAjqKMWiZpJR5iBNofKsQxTRY2HROVUx0okavYkpw6PYaAizpEALw_wcB. [cit. 2024-01-20].

- [13] 3 - nápravový valníkový návěs se stahovatelnou plachtou. Online. In: Schwarzmüller – přípojná vozidla. Dostupné z: https://www.schwarzmueller.com/cs/domu?setlang=0&tx_web2pdf_pi1%5Baction%5D=&tx_web2pdf_pi1%5Bargument%5D=printpage&tx_web2pdf_pi1%5Bcontroller%5D=pdf&cHash=6bef952f0ad6aaff4717097013a2873d. [cit. 2024-01-20].
- [14] Iveco – tahač. Online. In: Iveco. Dostupné z: https://www.iveco.com/uk/collections/technical_sheets/Documents/stralis/Artic/AS/4x2/New_AS440S56Tp_AS_Super_3_Euro5.pdf. [cit. 2024-01-25].
- [15] KODOVSKÝ, František. *Systémy řízení více náprav u silničních vozidel*. Bakalářská práce. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2022.
- [16] Převodka řízení. Online. In: Autodilyuo. Dostupné z: <https://autodilyuo.cz/cs/katalog/detail-zbozi/prevodka-rizeni-iveco-daily-06-hydrau-00/originalni-dil/99477984-c/41961832>. [cit. 2024-01-29].
- [17] Rozdělovač tlaku. Online. In: Allegro. Dostupné z: https://allegro.cz/nabidka/abs-abs-cerpadlo-renault-megane-scenic-iii-fluence-12402577907?utm_feed=712e6653-4749-4512-b084-b6e297fc9e0b&utm_source=google&utm_medium=cpc&utm_campaign=CZ%3EAuto%3ECars%3E3P%3EPMAX&ev_campaign_id=20035717888&gad_source=1&gclid=CjwKCAiAtt2tBhBDEiwALZuhABgtc7-40tYFR6_R5BjUw6JrG2eJxdPHJt_UBdzK7Iacx07Af9wDFBoC1bIQAvD_BwE. [cit. 2024-01-29].
- [18] Rychlost. Online. In: Istockphoto. Dostupné z: <https://www.istockphoto.com/cs/vektor/rychlost-logo-design-silueta-rychlom%C4%9Br-symbol-ikona-vektor-rychlost-auto-auto-logo-gm1437552576-478318144>. [cit. 2024-01-29].
- [19] Řídicí jednotka. Online. In: Car-auto-repair. Dostupné z: <https://www.car-auto-repair.com/quickly-tell-ecu-trouble-ecu-alternative-method-notes/>. [cit. 2024-01-29].
- [20] Volant Iveco. Online. In: Ebay. Dostupné z: https://www.ebay.com/itm/375186098480?chn=ps&norover=1&mkevt=1&mkrId=711-168613-066356-2&mkcid=2&itemid=375186098480&targetid=293946777986&device=c&mktype=pla&googleloc=9062795&poi=&campaignid=20255898953&mkgroupid=153587959881&rlsTarget=pla-293946777986&abcId=&merchantid=764981239&gclid=CjwKCAiAtt2tBhBDEiwALZuhAFu0UUSyLQDLU-mV6xHFkXPDCZXTpVWkGg5UGX8OksoWMgnJeFWXORoCT8MQAvD_BwE. [cit. 2024-01-29].
- [21] Senzor. Online. In: Turck. Dostupné z: [https://www.turck.cz/cs/productgroup/Senzory/Induk%C4%8Dn%C3%AD%20senzory;jsessionid=4BC590DD17E969041A378137BCD10F71?iwc\[\]=FX0-pws1-O-OP_EQUALS&iwc\[\]=FX0-pws1-AR-0000003a0003a1cc0001003e:IO-Link](https://www.turck.cz/cs/productgroup/Senzory/Induk%C4%8Dn%C3%AD%20senzory;jsessionid=4BC590DD17E969041A378137BCD10F71?iwc[]=FX0-pws1-O-OP_EQUALS&iwc[]=FX0-pws1-AR-0000003a0003a1cc0001003e:IO-Link). [cit. 2024-01-29].
- [22] Displej Iveco. Online. In: Sauto. Dostupné z: <https://www.sauto.cz/nakladni/detail/iveco/stralis/192316492>. [cit. 2024-01-29].

- [23] POKORNÝ, František. *Návrh pomůcky pro demonstraci prvků geometrie řízení*. Bakalářská práce. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2012.
- [24] JAN, Ing. Zdeněk; ŽDÁNSKÝ, Ing. Bronislav a ČUPERA PH.D., Ing. Jiří. *Automobily I. 4*. Brno: Avid, spol. s.r.o., Brno, 2012. ISBN 978-80-87143-24-7.
- [25] *Posilovač*. Online. In: Autíčkář. Dostupné z: <https://www.autickar.cz/clanek/autickaruv-hejt-elektricky-posilovac-rizeni/>. [cit. 2024-02-10].
- [26] *Válec řízení*. Online. In: Hydrolider. Dostupné z: https://www.hydrolider.cz/cs_CZ/p/Hydraulicke-rizeni-Zetor-5211-7211-2x80-sada-/20178. [cit. 2024-02-10].
- [27] *Kulový kloub*. Online. In: Sag. Dostupné z: <https://www.sag.cz/servisni-koncept/podvozkove-centrum-apm-bilstein-4-dil-kulove-cepy/>. [cit. 2024-02-10]