

UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

Návrh pomůcky pro demonstraci prvků geometrie řízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

AUTOR: František Pokorný

2012

VEDOUCÍ PRÁCE: doc Ing. Milan Graja CSc.

UNIVERSITY OF PARDUBICE
JAN PERNER TRANSPORT FACULTY

Device design for demonstration of steering geometry elements

BACHELOR WORK

AUTOR: František Pokorný

2012

ACTING SUPERVISOR: doc Ing. Milan Graja CSc.

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **František Pokorný**
Osobní číslo: **D08902**
Studijní program: **B3709 Dopravní technologie a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**
Název tématu: **Návrh pomůcky pro demonstraci prvků geometrie řízení**
Zadávající katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Problematika prvků geometrie řízení silničních motorových vozidel, pomůcek pro demonstraci jejich funkcí
2. Přehled dostupné literatury, vztahující se k problematice
3. Stanovení cílů bakalářské práce
4. Ideový návrh pomůcky pro demonstraci prvků geometrie řízení
5. Zpracování technické dokumentace pro realizaci pomůcky
6. Zhotovení pomůcky na základě zpracované technické dokumentace
7. Závěr, vyhodnocení výsledků řešení

Rozsah grafických prací: **podle pokynů vedoucího diplomové práce**

Rozsah pracovní zprávy: **30 - 40 stran textu a přílohy**

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

VLK, František. Stavba motorových vozidel. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2003. ISBN 80-238-8757-2.

VLK, František. Podvozky motorových vozidel. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000. ISBN 80-238-5274-4.

VALA, Miroslav, TESAŘ, Miroslav. Teorie a konstrukce silničních vozidel I. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003. ISBN 80-7194-503-X

STODOLA, Jiří. Úvod do konstrukce silničních vozidel. Pardubice: Univerzita Pardubice, 1996. ISBN 80-7194-067-4

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Milan Graja, CSc.

Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání bakalářské práce: **24. února 2012**

Termín odevzdání bakalářské práce: **31. května 2012**



prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.

děkan

L.S.



doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.

vedoucí katedry

V Pardubicích dne 24. února 2012

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, 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.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně Univerzity Pardubice

V Pardubicích dne 28.5.2012

František Pokorný

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Milanu Grajovi, CSc. za účinnou metodickou, pedagogickou a odbornou pomoc a další cenné rady při zpracování mé bakalářské práce.

V Pardubicích dne 28.5.2012

František Pokorný

ANOTACE

Bakalářská práce charakterizuje prvky geometrie řízených kol, uspořádání a funkci mechanismu řízení motorového vozidla. Hlavní náplní práce je návrh názorné učební pomůcky ve formě modelového řízení automobilu. Navržený výukový model demonstruje splnění Ackermannovy podmínky řízení pomocí vhodně navržených geometrických poměrů v lichoběžníku řízení.

KLÍČOVÁ SLOVA

motorové vozidlo, mechanismus řízení, geometrie řízení, konstrukce

ABSTRACT

Bachelor thesis characterizes the geometry of the elements of the steered wheels, organization and function of the driving mechanism. The main work is to design the visual teaching aids in the form of model driving. The proposed learning model demonstrates compliance with Ackermann steering conditions using appropriately designed geometric conditions in the trapezoid steering.

KEYWORDS

motor vehicle, steering, steering geometry, construction

OBSAH

Úvod	1
1 Charakteristika mechanismu řízení silničních motorových vozidel	2
1.1 Řízení motorových vozidel - požadavky	2
1.2 Geometrie zavěšení kol.....	3
1.2.1 Úhel sbíhavosti	4
1.2.2 Úhel odklonu kola.....	5
1.2.3 Příklon rejdové osy	6
1.2.4 Poloměr rejdu.....	7
1.2.5 Záklon rejdové osy.....	8
1.3 Mechanismus řízení.....	10
1.3.1 Ackermannova podmínka řízení.....	10
1.3.2 Teoretické uspořádání řízení - lichoběžník řízení.....	12
1.3.3 Křivka chyb.....	13
1.3.4 Způsoby uspořádání mechanismu řízení	13
1.4 Metody návrhu lichoběžníku řízení	15
1.4.1 Causantova konstrukce.....	15
1.4.2 Určení poměrů v lichoběžníku řízení z diagramů.....	17
1.5 Převodky řízení	18
1.5.1 Převodky s otočným pohybem hlavní páky řízení.....	18
1.5.2 Hřebenové převodky.....	20
2 Návrh modelu řízení silničního motorového vozidla	21
2.1 Koncepce modelu řízení	21

2.2	Návrh kinematiky mechanismu řízení	22
2.3	Konstrukce mechanismu řízení	23
3	Převodka řízení	27
3.1	Výpočet hřebenového převodu	27
3.1.1	Výpočet pastorku	28
3.1.2	Výpočet ozubeného hřebene	29
3.2	Konstrukční řešení převodky řízení	31
4	Sestavení modelu	34
	Závěr	37
	Literatura	38
	Seznam použitých symbolů	39
	Seznam obrázků	40
	Seznam tabulek	42
	Seznam příloh	43

ÚVOD

Náplní této bakalářské práce je charakteristika prvků geometrie řízení motorového vozidla a návrh výukového modelu, který bude demonstrovat funkci geometrie řízení běžného automobilu s řízenými předními koly. Tento model bude následně sloužit jako studijní pomůcka studentům a vyučujícím na Dopravní fakultě Jana Pernera Univerzity Pardubice.

Ve své práci si kladu za cíl realizaci modelu mechanismu řízení umožňujícího snadnou a rychlou změnu nastavení vybraných prvků geometrie řízení, tak aby ve výuce nedocházelo ke zbytečným prostojům. Hlavní funkcí modelu má být možnost nastavení geometrických poměrů v lichoběžníku řízení tak, aby byla studentům ukázána a vysvětlena závislost rozdílného natáčení vnitřního a vnějšího řízeného kola na poměrech v lichoběžníku. Model by měl dále umožnit nastavení sbíhavosti předních řízených kol.

Při samotném návrhu se budu držet níže uvedených zásad, které by měl dobrý výukový model splňovat:

- Jednoduchá a rychlá obsluha
- Nenáročnost na prostor pro skladování
- Názornost

Význam výukových modelů:

Výukové panely a modely jsou důležitým prvkem výuky. Při probírání složitějšího učiva, zejména v technických oborech, jsou modely doslova nepostradatelnými pomocníky jak pro studenty, tak pro vyučující. Dobře promyšlený a zpracovaný model je nápomocný snadnějšímu a zábavnějšímu pochopení probírané problematiky. V neposlední řadě má přímý kontakt studenta s modelem příznivý vliv na jeho motivaci pro další poznávání v daném oboru.

1 CHARAKTERISTIKA MECHANIZMU ŘÍZENÍ SILNIČNÍCH MOTOROVÝCH VOZIDEL

Mechanismus řízení slouží k udržování přímého směru jízdy a ke změně směru jízdy silničního motorového vozidla. Změnu směru jízdy provádí řidič vozidla prostřednictvím natočení volantu do požadovaného směru.

K řízení kolových vozidel se v současnosti používá čtyř základních způsobů:

- Natáčení celé tzv. rejdovné nápravy
- Natáčení dvou nebo více rejdovných kol
- Natáčení části vozidla
- Přibrzdování kol

V některých případech se tyto způsoby zatačení mohou kombinovat. [1]

Z pohledu způsoby ovládání je možné řízení rozdělit na řízení přímé, kdy je natáčení kol ovládané pouze silou řidiče a na řízení s posilovacím zařízením.

1.1 Řízení motorových vozidel - požadavky

Legislativní požadavky na řízení silničních motorových vozidel byly stanoveny v § 32 vyhlášky č. 102/1995 Sb. o schvalování technické způsobilosti a technických podmínkách provozu silničních vozidel na pozemních komunikacích. V současné době již není tato vyhláška účinná a vychází se z homologačního předpisu Evropské hospodářské komise (EHK) OSN č. 79.

Požadavky na řízení lze shrnout následujícími body:

- Mechanismus řízení musí umožňovat rychlou, bezpečnou a snadnou ovladatelnost motorového vozidla. V řízení nesmí vznikat nežádoucí kmity a rázy

- Po projetí zatáčkou by se měla řízená kola samovolně vrátit do přímého směru. V případě, že se kola samovolně nevrací, musí být potřebná síla k natočení do přímého směru mnohem menší než pro natočení do rejdu. (Platí pro vozidla s konstrukční rychlostí vyšší než $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$)
- U řídicího ústrojí není z důvodu ovladatelnosti přípustná vůle zhoršující stabilitu vozidla při jízdě v přímém směru a přenos ovládací síly na řízená kola. Pro vozidla přesahující svou nejvyšší konstrukční rychlostí $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ nesmí být u řízených kol nastavených v přímém směru větší mechanickou vůli než 18°
- Vozidla, která nejsou vybavena posilovačem řízení, mají dáno maximálně 5 otáček volantu k natočení řízených kol z natočení vnitřního kola o 35° vlevo do natočení druhého kola o 35° vpravo. V případě, že je u vozidla maximální úhel natočení řízeného kola menší než 35° , pak platí výše uvedených 5 otáček volantu pro natočení z jedné krajní polohy řízení do druhé. Natáčení řídicích kol musí být v krajních polohách vymezeno dorazy.
- Posilovačem řízení musí být vybavena motorová vozidla s podílem zatížení na řídicí nápravu 3,5 t a více. Pokud dojde k selhání posilovacího zařízení, musí být vozidlo nadále říditelné svalovou silou řidiče. Maximální ovládací síla na volantu je v tomto případě 600 N
- Maximální síla na volantu pro zatočení při rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ do oblouku s poloměrem 12 m je 250 N [2]

1.2 Geometrie zavěšení kol

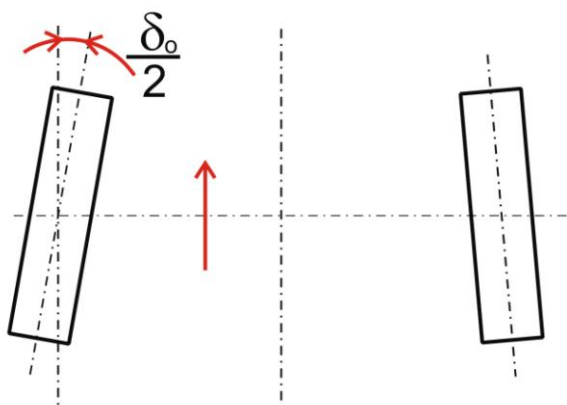
U silničních motorových vozidel se záměrně užívá u rejdových os a řízených kol geometrických odchylek. Jejich funkcí je zajistit přesné, stabilní a lehké řízení a odvalování kol jak při přímé jízdě, tak při jízdě zatáčkou.

Odchytky geometrie zavěšení kol jsou:

- Úhel sbíhavosti δ_o
- Úhel odklonu kola γ
- Příklon rejdové osy σ
- Poloměr rejdu r_o
- Záklon rejdové osy τ

1.2.1 Úhel sbíhavosti

Úhel sbíhavosti δ_o je průmět úhlu, který svírá podélná osa vozidla se střední rovinou kola, do roviny vozovky: Obr. 1.1. Pokud je přední část kola přikloněná k podélné ose vozidla jedná se o sbíhavost. V opačném případě, kdy je přední část kola odkloněna, se stav nazývá rozbíhavostí.



Obr. 1.1 Úhel sbíhavosti kol δ_o

Nastavování sbíhavosti u předních řízených kol se využívá pro dosažení paralelního odvalování kol při přímé jízdě. Vlivem valivého odporu, poddajnosti řízení a zavěšení dochází k natáčení kol do rozbíhavosti. Pro dosažení přímého směru odvalování kol slouží sbíhavost. U vozidel se zkrácenou koncepcí předního pohonu dochází vlivem hnací síly k natáčení kol do sbíhavosti. V tomto případě může být výhodnější nastavení rozbíhavosti. Za účelem nezhoršení jízdní stability při ubrání plynu a brzdění se i u vozidel s pohonem předních kol často užívá malé sbíhavosti.

V případě zjišťování sbíhavosti klasickým způsobem se měří vzdálenost mezi okraji ráfků levého a pravého kola ve vodorovné rovině procházející středy otáčení kol:

Obr. 1.2. [2]

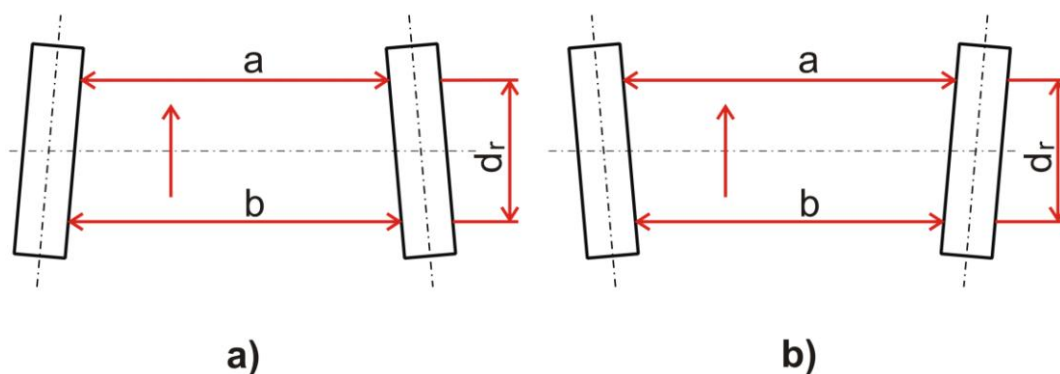
Pro úhel sbíhavosti δ_o pak platí vztah

$$\delta_o = \arcsin \frac{b-a}{d_r} \quad (1.1)$$

d_r – je průměr okraje ráfku

a – přední vzdálenost ráfků pravého a levého kola

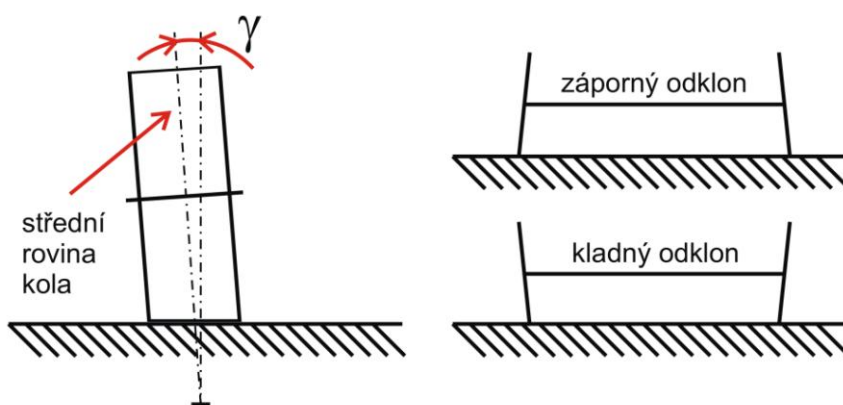
b – zadní vzdálenost ráfků.



Obr. 1.2 Sbíhavost (a) a rozbíhavost (b) kol

1.2.2 Úhel odklonu kola

Úhel odklonu kola γ je sklon střední roviny kola vůči svislé ose vozidla: Obr. 1.3. Jako kladný odklon je považován případ, kdy se vrch kola naklání ven z vozidla. V opačném případě se jedná o záporný odklon. [3]

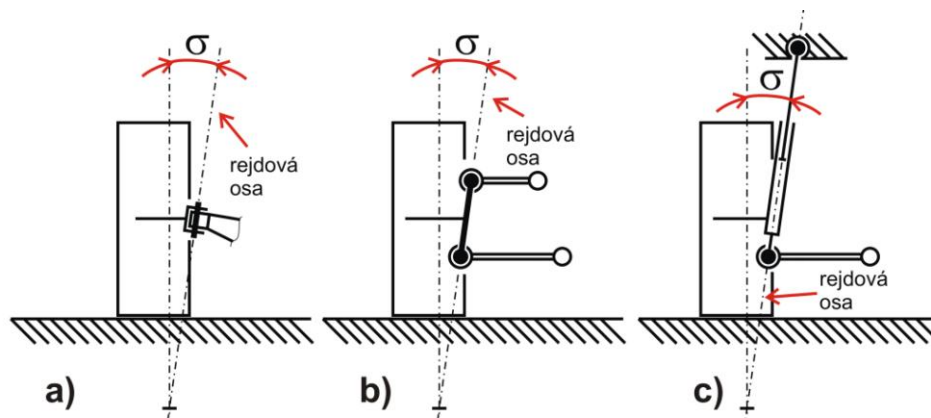


Obr. 1.3 Úhel odklonu kola

U předních kol osobních automobilů je někdy z důvodu kolmého odvalování pneumatik po mírně klenuté vozovce použit nepatrný kladný odklon v rozmezí od 5 do 10'. Při propružení kol by nemělo docházet ke změně odklonu nebo by případná změna měla být co nejmenší. Vlivem změny odklonu vzniká boční síla ve stopě pneumatiky, která zatěžuje zavěšení kola a způsobuje zvýšené opotřebení pneumatik. Ke zvýšení jízdní stability při zatáčení vysokou rychlostí lze ale s výhodou využít záporného odklonu vzniklého při propružení vnějšího kola k udržení jeho kolmé polohy vůči vozovce. Za těchto podmínek je kolo schopné zachytit maximální boční síly. Z tohoto pohledu se volí v nezátíženém stavu odklon nulový, v zatíženém stavu i mírný záporný do hodnoty -2° . U zemědělských vozidel se používá velký kladný odklon v rozmezí 2 až 3° z důvodu vymezení vůle ložiska otočného čepu. [2]

1.2.3 Příklon rejdové osy

Příklon rejdové osy σ je průmět úhlu, který svírá svislá osa vozidla s rejdovou osou, do příčné roviny vozidla: Obr. 1.4. U tuhé nápravy je rejdová osa totožná s osou rejdového čepu. V případě lichoběžníkové nápravy je rejdová osa reprezentována spojnicí středů čepů kulových kloubů horního a dolního příčného ramene. Obdobně je rejdová osa definována u náprav McPherson, kde je horní příčné rameno nahrazeno teleskopickou vzpěrou. Horní bod určující polohu rejdové osy je zde střed závěsného ložiska vzpěry.

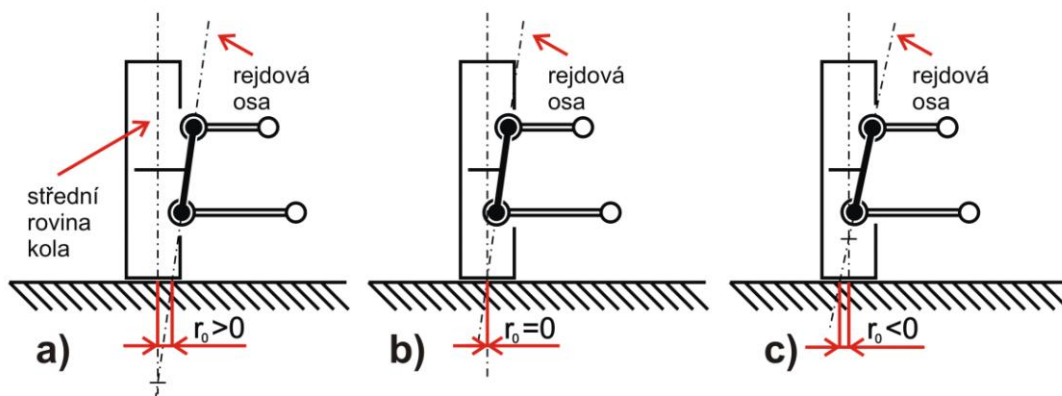


Obr. 1.4 Příklon rejdivé osy: a) tuhá náprava; b) lichoběžníková náprava; c) náprava McPherson

Účelem příklonu rejdivé osy je samovolné vracení rejdivých kol do přímého směru. Při zatáčení dochází díky příklonu k natáčení kol do rejdu a k jejich zvedání, které se projeví jako síla potřebná k natočení volantu. Při návratu vozidla do přímého směru (po uvolnění volantu), vzniká od zatížení karoserie vratný moment, který natáčí řízená kola zpět do přímého směru. U osobních automobilů se volí buď malý úhel příklonu v kombinaci s velkým poloměrem rejdu ($\sigma = 5^\circ$, $r_o = 60$ mm) nebo velký úhel příklonu se záporným poloměrem rejdu ($\sigma = 14$ až 18° , $r_o = -10$ až -18 mm). [2]

1.2.4 Poloměr rejdu

Termínem poloměr rejdu r_o se označuje vzdálenost středu styku pneumatiky s vozovkou a průsečíku rejdivé osy s rovinou vozovky: Obr. 1.5. Pokud tento průsečík leží ve směru od střední roviny kola k vozidlu, jedná se o kladný poloměr rejdu.

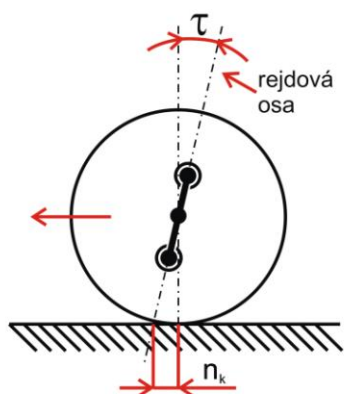


Obr. 1.5 Poloměr rejdu: a) kladný; b) nulový; c) záporný

Velikost poloměru rejdu ovlivňuje velikost vratného momentu. S rostoucí hodnotou r_0 narůstá i velikost vratného momentu a řízení je citlivější na podélné síly. Kladného poloměru rejdu se užívá k vymezení vůlí v řídicím ústrojí a potlačení kmitání. Vlivem brzdných sil a valivého odporu kol totiž dochází k natáčení kol kolem rejdivé osy do rozbíhavosti. Nevýhodou kladného poloměru rejdu je, že při brzdění na rozdílných podmínkách pod levým a pravým kolem dochází k natáčení řízení na stranu kola s vyšším brzdným účinkem. Dnes se na předních nápravách osobních automobilů často využívá záporného poloměru rejdu, který stabilizuje řízení natočením kol do sbíhavosti. Při nesouměrném pak brzdění pak dochází ke kompenzaci rozdílného brzdného účinku kol a nedochází k nežádoucímu natáčení řízení.

1.2.5 Záklon rejdivé osy

Záklonem rejdivé osy τ se rozumí úhel, který svírá rejdivá osa se svislicí promítnutý do podélné roviny vozidla. Na obrázku Obr. 1.6 je znázorněn kladný záklon rejdivé osy. Promítneme-li do podélné roviny vzdálenost středu styku pneumatiky s vozovkou a průsečík rejdivé osy s rovinou vozovky, získáme závlek n_k . Závleku lze dosáhnout záklonem rejdivé osy nebo jejím posunutím dopředu.



Obr. 1.6 Záklon rejdivé osy

Vlivem záklonu jsou řídící kola natáčena valivým odporem do přímého směru obdobně jako kolečka nákupního košíku. Záklonu rejdivé osy 1 až 3° se využívá u vozidel s pohonem zadní nápravy. V případě vozidel s pohonem předních kol se pro navrácení kol do přímého směru používá zpravidla příklonu rejdivé osy. [2]

1.3 Mechanismus řízení

Účelem mechanismu řízení je přenos řídicího účinku mezi převodkou řízení a řízenými koly při splnění níže uvedených podmínek.

Mechanismus řízení musí splňovat tyto požadavky:

- Přenos otočného nebo posuvného pohybu z převodky řízení na řízená kola.
- Natočení vnitřního a vnějšího kola při zatáčení musí být rozdílné
- Udržovat řízená kola v nastavené poloze

1.3.1 Ackermannova podmínka řízení

Při jízdě vozidla v zatáčce se musí řízená kola odvalovat a nesmí docházet k jejich smykání, které by vedlo k nadměrnému opotřebování pneumatik. Odvalování se dosáhne rozdílným natočením řídicí kol. Za předpokladu bočně nepoddajných kol a pomalé jízdy platí Ackermannova podmínka řízení: Obr. 1.7. Střed otáčení vozidla leží na ose neřízené zadní nápravy.

Pro Ackermannovu podmínku řízení vycházejí z obrázku Obr. 1.7 vztahy

$$\cotg \beta = \frac{R + \frac{B_0}{2}}{L}, \quad \cotg \alpha = \frac{R - \frac{B_0}{2}}{L} \quad (1.2)$$

R – poloměr zatáčky

B_0 – vzdálenost rejdových čepů

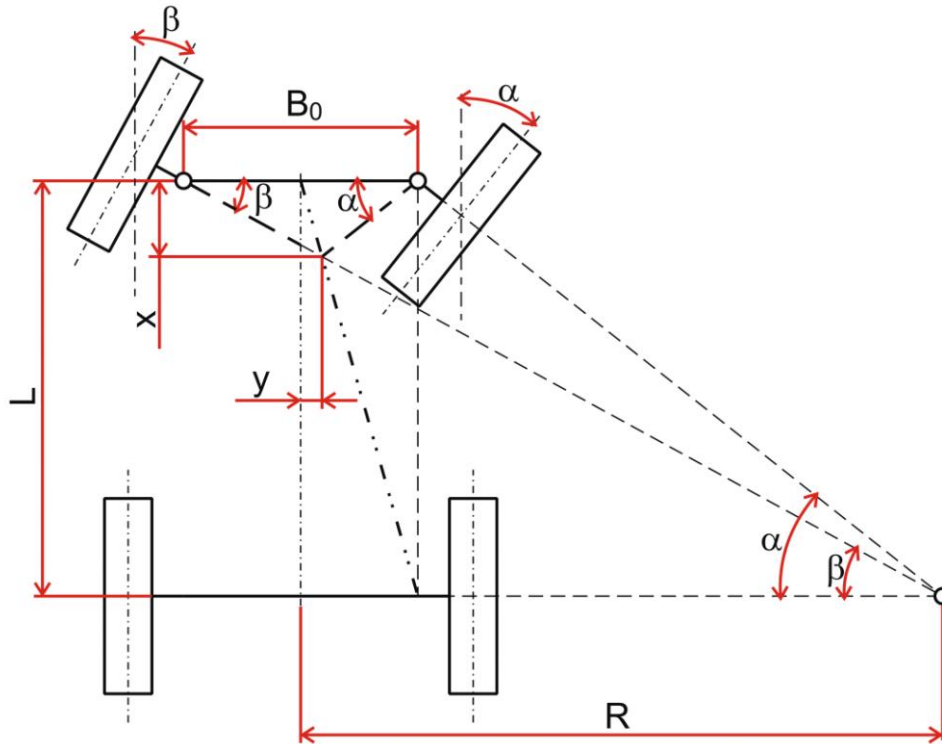
L – rozvor vozidla

α – úhel natočení vnitřního kola

β – úhel natočení vnějšího kola

Po odečtení obou výrazů z rovnice (1.2) lze napsat rovnici

$$\cotg \beta - \cotg \alpha = \frac{B_0}{L}. \quad (1.3)$$



Obr. 1.7 Ackermannova podmínka řízení

Podmínka z rovnice (1.3) platí za předpokladu, že přímky vedené z rejdový čepů pod úhly α a β se protnou na přímce spojující střed řídicí nápravy s bodem na ose zadní nápravy. Tento bod je od podélné osy vozu vzdálen o polovinu vzdálenosti rejdových čepů B_0 . [2]

Důkazem jsou rovnice vyjadřující goniometrické funkce z rovnic (1.2) pomocí zavedených vzdáleností x a y

$$\cotg \beta = \frac{\frac{B_0}{2} + y}{x}, \quad \cotg \alpha = \frac{\frac{B_0}{2} - y}{x}, \quad (1.4)$$

po odečtení obou rovnic a doplněním z rovnice (1.3) vyplývá

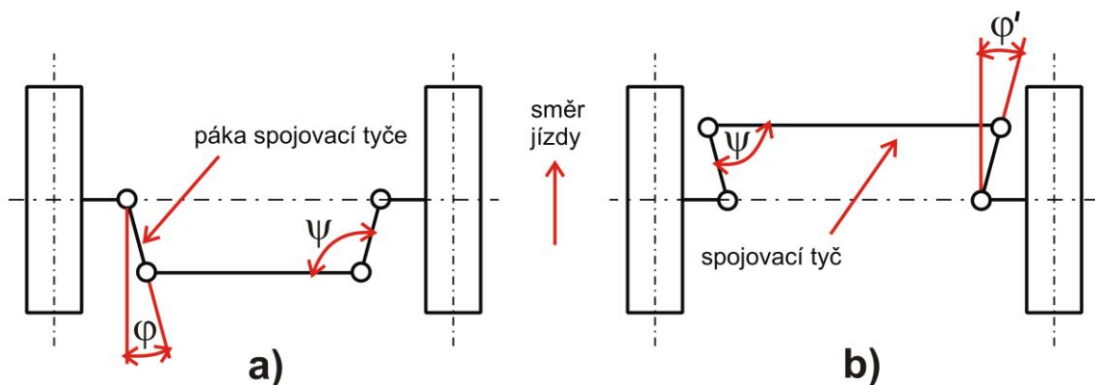
$$\cotg \beta - \cotg \alpha = \frac{2 \cdot y}{x} = \frac{B_0}{L}, \quad (1.5)$$

z rovnice (1.5) je vyjádřena rovnice přímky, na které se protínají přímky vynesené z rejdových čepů pod úhly α a β

$$y = \frac{B_0}{2 \cdot L} x. \quad (1.6)$$

1.3.2 Teoretické uspořádání řízení - lichoběžník řízení

Aby byla splněna Ackermannova podmínka řízení, užívá se uspořádání lichoběžníku řízení. Obrazec lichoběžníku je tvořen spojovací tyčí a pákami spojovací tyče: Obr. 1.8. Podle umístění spojovací tyče vzhledem k nápravě se mechanismus řízení rozlišuje na běžnější uspořádání zadního lichoběžníku a na lichoběžník přední, který se s výhodou úspory místa v motorovém prostoru používá u malých osobních automobilů s předním pohonem.

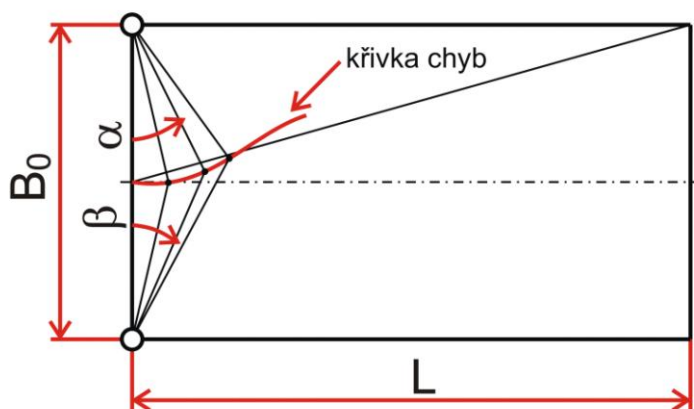


Obr. 1.8 Lichoběžník řízení: a) zadní lichoběžník; b) přední lichoběžník

Rozdíl úhlů natočení řízených kol je úměrný velikosti úhlu φ , respektive úhlu φ' . Velikost úhlu ψ , který svírá páka spojovací tyče se spojovací tyčí při maximálním natočení kol, je kritická z pohledu možného vzpříčení mechanismu řízení. U zadního lichoběžníku řízení by neměl úhel ψ přesáhnout hodnotu 160° . V případě předního lichoběžníku nemá být tento úhel menší než 20° .

1.3.3 Křivka chyb

Konstrukce křivky chyb na obrázku Obr. 1.9 slouží jako grafická kvalitativní kontrola navrženého lichoběžníku řízení. Z důvodu složitosti mechanismu řízení bohužel nelze docílit ideální přímky popsané rovnicí (1.6). Body křivky chyb jsou reprezentovány průsečíky přímek vynášených z rejdových čepů pod skutečnými úhly natočení kol α a β .

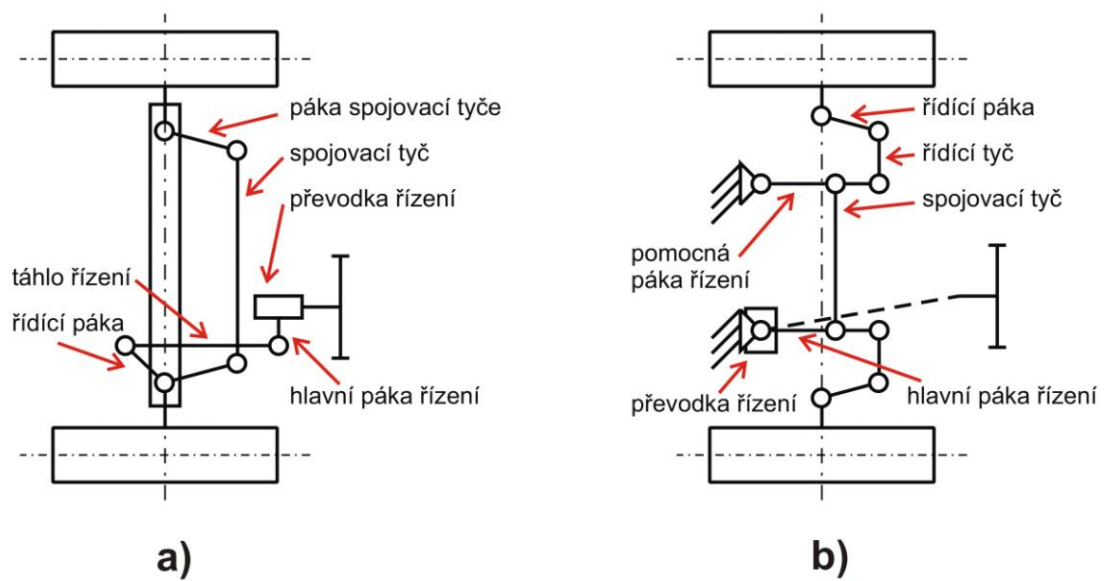


Obr. 1.9 Křivka chyb

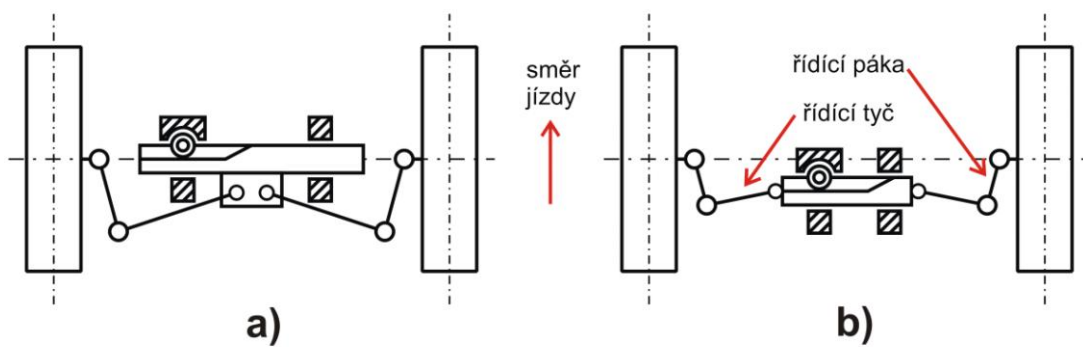
Měřítkem kvality lichoběžníku řízení je odchylka křivky chyb od teoretické přímky. Pro malé úhly natočení kol do 10° je povolena maximální odchylka do 1° . V oblasti maximálního natočení rejdových kol může být odchylka do 3° .

1.3.4 Způsoby uspořádání mechanismu řízení

Uspořádání řízení je závislé na použité variantě zavěšení kol a na typu převodky řízení. Na Obr. 1.10 je znázorněno uspořádání mechanismu řízení s převodkami s otočnou hlavní pákou řízení pro závislé (tuhá náprava) a nezávislé zavěšení přeních řízených kol. Z Obr. 1.10 je také patrné, že lichoběžník řízení v uspořádání tak jak vychází z Ackermannovy podmínky, lze aplikovat pouze na závislé zavěšení kol se svislými rejdovými čepy. U osobních automobilů se dnes výhradně používá hřebenová převodka řízení: Obr. 1.11, která se vyznačuje posuvným řídicím pohybem. Z hlediska geometrie tvoří tento mechanismus obrazec trojúhelníku namísto čtyřúhelníku (lichoběžníku), který je utvořen mechanismem řízení při použití převodek s otočným pohybem.



Obr. 1.10 Řízení motorového vozidla s otočnou převodkou řízení: a) vozidlo s tuhou nápravou; b) vozidlo s nezávislým zavěšením kol



Obr. 1.11 Řízení motorového vozidla s hřebenovou převodkou řízení: a) řídicí tyče připojené na střed hřebene; b) řídicí tyče připojené na okrajích hřebene

1.4 Metody návrhu lichoběžníku řízení

Při navrhování lichoběžníku řízení se vychází ze vzdálenosti rejdových čepů B_0 , rozvoru vozidla L a požadovaného minimálního poloměru zatáčení R_{min} ze kterých se určí maximální úhly natočení kol α_{max} a β_{max} . V dalším kroku se stanoví délka pák spojovací tyče r a jejich směr reprezentovaný úhlem φ , který svírá páka spojovací tyče s podélnou osou vozidla.

Délku a směr pák spojovací tyče lze navrhnout těmito metodami:

- Causantova konstrukce
- Odečtení hodnot z diagramů
- Přibližnými grafickými metodami - odhadem

1.4.1 Causantova konstrukce

V dřívější době často používaná a dostatečně přesná grafická metoda k navrhování délek a úhlů pák spojovací tyče. Tuto metodu nelze aplikovat pro maximální úhly α a β potřebné k dosažení nejmenšího poloměru zatáčení. Při konstrukci se používají úhly, které odpovídají střednímu poloměru zatáčení.

Postup sestavení Causantovy konstrukce znázorněné na obrázku Obr. 1.12 je následující:

- Základem pro Causantovu konstrukci je obrazec tvořený vzdáleností rejdových čepů B_0 , rozvorem vozidla L , úhly natočení rejdových kol α a β a minimálním poloměrem zatáčení R
- Ze středu zatáčení vozidla O jsou postupně vyneseny úhly α a β
- Kruhový oblouk s poloměrem rovným délce páky spojovací tyče r je opsán okolo bodu O . Délka páky spojovací tyče r musí být vynášena ve shodném měřítku s rozměry B_0 a L
- Body A , B a C jsou průsečíky kruhového oblouku s paprsky úhlů α a β
- Spojením bodů A a B je dána sečna oblouku. Středem sečny AB je bod D

- Bod E je získán vynesemím vzdálenosti x z bodu D na kolmici k úsečce CD směrem dolů. Vzdálenost x vypočtená z rovnice

$$x = \frac{1}{2} \left[(B_0 - z) \pm \sqrt{(B_0 - z)^2 - y^2} \right], \quad (1.7)$$

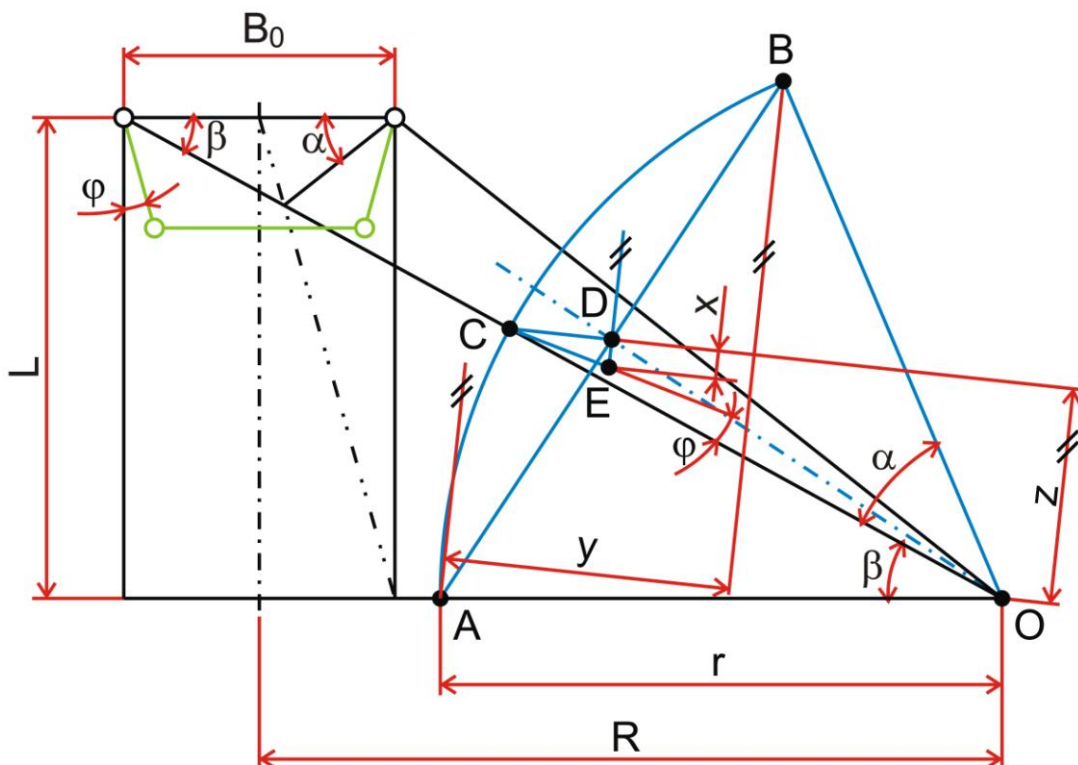
x – vzdálenost vynášená do Causantovi konstrukce

B_0 – vzdálenost rejdových čepů

y – vzdálenost bodů A a B

z – vzdálenost bodů A a C .

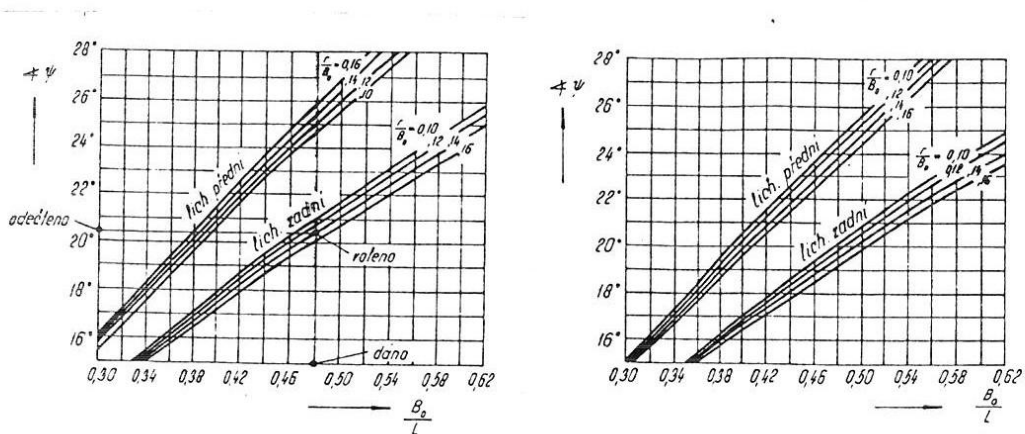
- Hledaný úhel odklonu páky spojovací tyče od podélné osy vozidla φ je totožný s úhlem ECO



Obr. 1.12 Causantova konstrukce

1.4.2 Určení poměrů v lichoběžníku řízení z diagramů

Velikost úhlu páky spojovací tyče lze snadno získat odečtením hodnot z příslušných diagramů: Obr. 1.13. Na vodorovné ose je zvolen příslušný poměr vzdálenosti rejdových čepů B_0 a rozvoru vozidla L . Na svislé ose je následně odečtena hodnota úhlu páky spojovací tyče. V diagramech je zakreslena čtveřice křivek pro přední a čtveřice pro zadní lichoběžník řízení. Jednotlivé křivky jsou pak stanoveny pro různé poměry délky páky spojovací tyče r a vzdálenosti rejdových čepů B_0 v rozmezí 0,10 až 0,16.



Obr. 1.13 Diagramy lichoběžníku řízení pro maximální úhel natočení kol 33° a 40° [4]

1.5 Převodky řízení

Převodky řízení se u silničních motorových vozidel používají ke změně otáčivého pohybu hřídele volantu na natáčení předních řízených kol. Mimo změnu roviny otáčení musí převodka řízení zajistit vhodný převodový poměr mezi natočením kol a natočením volantu. Na celkovém převodu řízení se podílí převodový poměr převodky řízení a převodový poměr mechanismu řízení. Hlavní podíl na celkovém převodu má převodový poměr převodky řízení, malý převod mechanismu řízení lze zanedbat.

Při zanedbání převodového poměru mechanismu řízení lze napsat pro převodový poměr převodky řízení i_p jednoduchý vztah

$$i_p = \frac{\beta_v}{\beta_p} \quad (1.8)$$

i_p – převodový poměr převodky řízení

β_v – úhel natočení volantu

β_p – úhel natočení řízených kol.

Převod převodky řízení svojí velikostí zásadně ovlivňuje velikost sil potřebných k řízení a citlivost řízení vozidla na pohyby volantu. U velkého převodu řízení jsou výhodou malé síly potřebné na ovládání. Tato vlastnost je užitečná hlavně pro vozidla, která nebyla vybavena posilovacím zařízením. S velkým převodovým poměrem také souvisí malá citlivost řízení. Při prudkém trnutí volantem dochází jen k malému natočení kol a vozidlo zůstane směrově stabilní. V případě, že je převodový poměr příliš velký, může být však odezva řízení na řídicí pohyb řidiče příliš pomalá. U osobních silničních vozidel se celkový převod řízení i_f pohybuje v hodnotách 19 až 23.

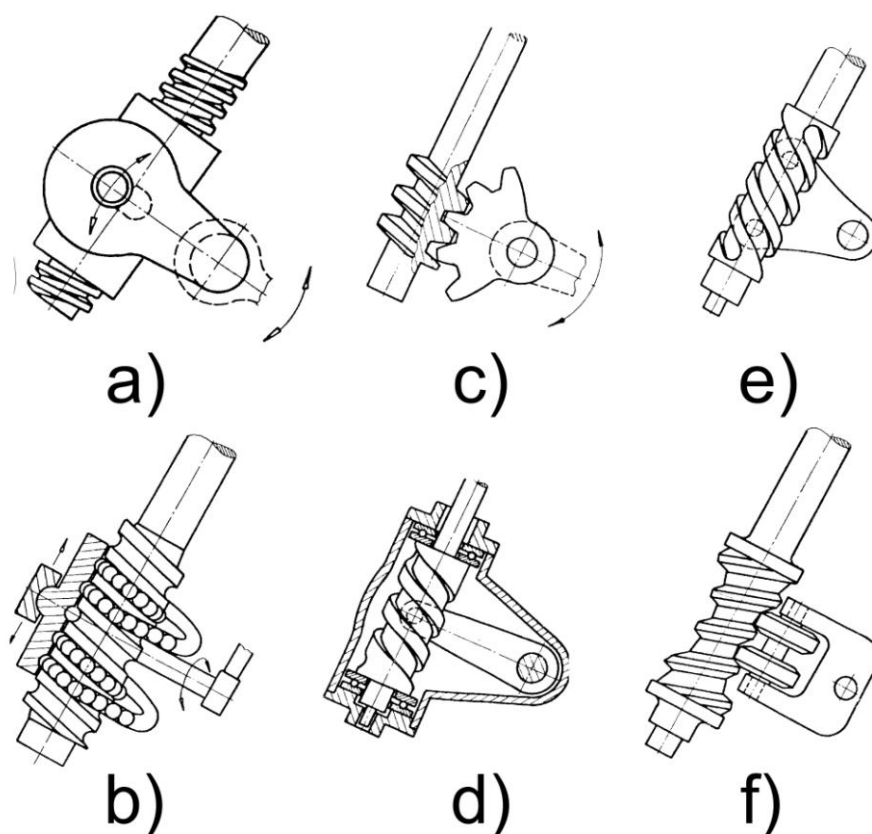
1.5.1 Převodky s otočným pohybem hlavní páky řízení

Převodky s otočným pohybem jsou vhodné k řízení kol u vozidel se závislým zavěšením kol přední nápravy: Obr. 1.14. U náprav s nezávislým zavěšením kol je při

použití převodky s otočným pohybem nutná pomocná páka řízení a spojovací tyč. V porovnání s hřebenovým řízením je toto řešení složitější a finančně nákladnější. Výhodou převodek s otočným řídicím pohybem oproti hřebenovému řízení je menší citlivost na rázy od řízených kol a možnost přenosu větších sil.

Podle konstrukčního provedení lze převodky řízení s otočným pohybem hlavní páky řízení rozdělit na:

- Převodky se šroubem a maticí
- Převodky se šroubem a maticí s oběžnými kuličkami
- Šnekové řízení



Obr. 1.14 Převodky řízení s otočným pohybem: a) převod šroubem a maticí; b) převod šroubem a maticí s oběžnými kuličkami; c) převod šnekem a segmentem; d) převod šnekem a kolíkem; e) převod šnekem a dvěma kolíky; f) převod šnekem a kladkou [2]

1.5.2 Hřebenové převodky

U osobních automobilů je nejčastěji používaným konstrukčním řešením převodky řízení hřebenové řízení. Spodní konec hřídele volantu je osazen pastorkem, který při natáčení volantu posouvá ozubenou tyč zvanou hřeben. Pastorek je přitlačován pružinou k hřebeni, čímž jsou vymežovány vůle vzniklé opotřebením ozubení. Prostřednictvím řídicích tyčí je posuvný pohyb hřebene přiváděn na řídicí páky rejdových kol. Řídicí tyče u hřebenové převodky jsou krátké, díky tomu je hřebenové řízení tuhé a nenáročné na zástavbu do vozidla.

2 NÁVRH MODELU ŘÍZENÍ SILNIČNÍHO MOTOROVÉHO VOZIDLA

V této části práce je popsán návrh výukového modelu řízení automobilu, jehož účelem je přesná a názorná demonstrace různého natočení vnitřního a vnějšího řízeného kola dle Ackermannovy podmínky řízení. Cílem modelu je umožnit snadné a rychlé nastavení různých geometrických poměrů lichoběžníku řízení a poté na příslušných stupnicích odečíst rozdíly v natočení řízených kol.

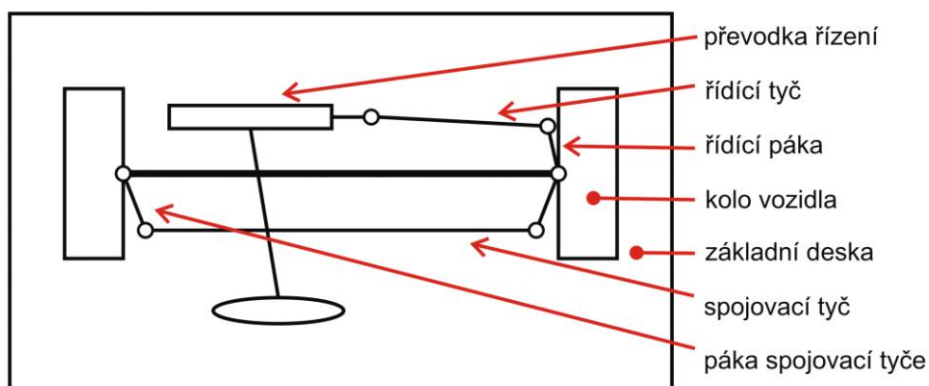
Prvním krokem návrhu je sestavení osnovy postupu:

- Volba koncepce modelu
- Návrh kinematiky lichoběžníku řízení
- Konstrukce modelu lichoběžníku řízení

2.1 Koncepce modelu řízení

Pro dosažení maximální názornosti lichoběžníku řízení je model navržen jako tuhá náprava se svislými rejdovými čepy bez odpružení: Obr. 2.1. Ovládání modelu je realizováno natáčením volantu, které je prostřednictvím hřebenové převodky řízení přenášeno na řízená kola.

Velikost modelu je uzpůsobena rozměrům školní lavice o délce 1150 mm a šířce 420 mm, na které má být model umístěn. Na základě těchto rozměrů je model uvažován v měřítku 1:3 oproti skutečnému osobnímu automobilu. Vzdálenost os rejdových čepů B_0 je zvolena 460 mm. Jako základna pro model slouží deska bílého lamina o tloušťce 18 mm, délce 700 mm a šířce 300 mm.



Obr. 2.1 Schematické znázornění modelu lichoběžníku řízení

2.2 Návrh kinematiky mechanismu řízení

K návrhu kinematiky lichoběžníku řízení je v této práci přistupováno obdobným způsobem jako při konstrukci řízení skutečného automobilu. Maximální úhel natočení kol je u modelu 40° .

Délka páky spojovací tyče je určena z rovnice:

$$r = 0,16 \cdot B_0 \quad (2.1)$$

r – délka páky spojovací tyče

B_0 – vzdálenost rejdových čepů

Pro zvolenou vzdálenost rejdových čepů 460 mm vychází délka páky spojovací tyče $r = 73,60 \text{ mm}$.

Model umožňuje změnu nastavení úhlu páky spojovací tyče φ v rozmezí $0^\circ - 23^\circ$. U automobilu je velikost úhlu φ závislá na poměru vzdálenosti rejdových čepů B_0 a rozvoru vozidla L . Platí, že čím je vozidlo delší, tím menší je velikost úhlu φ . Při nastavení úhlu na hodnotu 0° , tvoří páky spojovací tyče se spojovací tyčí obrazec rovnoběžníka. V tomto případě jsou obě rejdová kola natáčená do rejdu o stejný úhel. Úhel φ o hodnotě 23° odpovídá nastavení pro osobní automobil s krátkým rozvorem.

Mimo nastavení pák spojovací tyče na okrajové hodnoty 0° a 23° umožňuje model nastavení úhlů φ na hodnoty určené pro běžné osobní automobily. Tyto úhly jsou v této práci pro porovnání zjišťovány dvěma metodami. V tabulce Tab. 2.1 jsou úhly odměřené z Causantovy konstrukce a úhly odečtené z diagramů. Zvolené poměry vzdálenosti rejdových čepů B_0 a rozvoru L odpovídají běžným osobním automobilům.

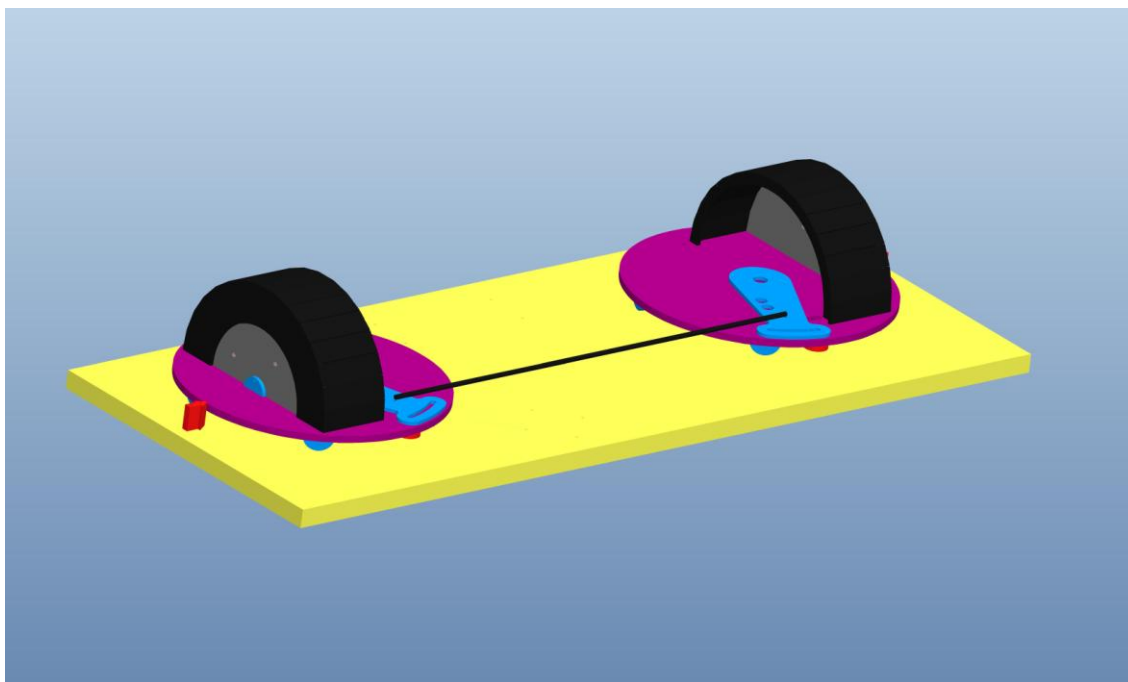
Tab. 2.1 Přehled úhlů φ , které svírají páky spojovací tyče s podélnou osou vozidla

L[mm]	B_0/L	Causantova konstrukce [°]	Hodnoty odečtené z diagramů [°]
1180	0,390	17,4	16
1000	0,460	19,8	18,5
800	0,575	23,2	22,4

Rozdílné výsledky obou metod jsou ovlivněny nepřesnostmi Causantovy konstrukce a zároveň chybou při odečítání hodnot z diagramů. Vzhledem ke skutečnosti, že hlavní funkcí modelu lichoběžníku je pouze demonstrace vlivu změny úhlu pák spojovací tyče na míru rozdílu natočení vnitřního a vnějšího rejdového kola, jsou dosažené výsledky dostatečně přesné. Pro další část práce jsou zvoleny hodnoty odečtené z diagramů.

2.3 Konstrukce mechanismu řízení

Model mechanismu řízení je navrhován na základě geometrických poměrů stanovených v předcházející podkapitole. Samotný návrh mechanismu je proveden v programu Pro/ENGINEER: Obr. 2.2. Za pomoci 3D modelování jsou vytvořeny jednotlivé díly modelu a zároveň je provedena kontrola kinematiky navrženého lichoběžníku.



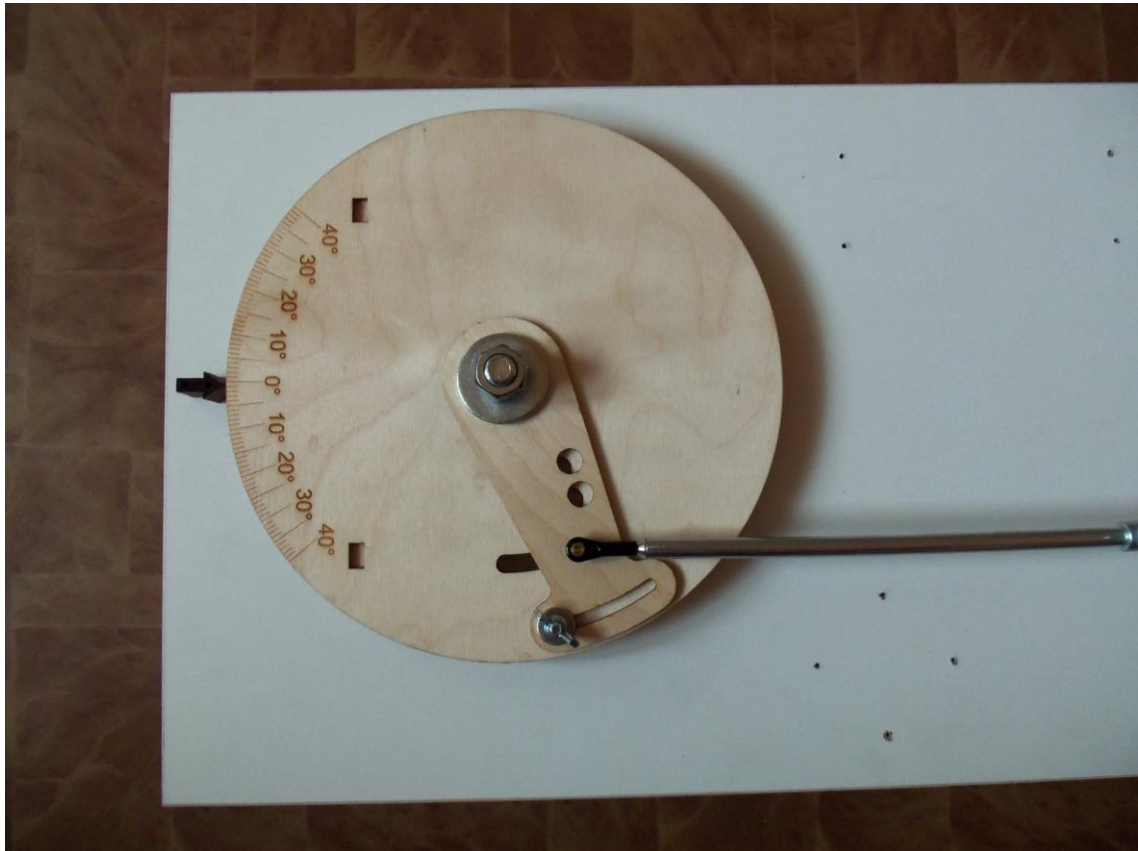
Obr. 2.2 Model výukového mechanismu řízení

Jako základní materiál pro výrobu modelu byla vybrána nábytkářská překližka o tloušťce 3 mm, ze které jsou jednotlivé díly vyřezávány na CNC laseru na základě dat z 3D modelu vytvořeného v programu Pro/ENGINEER. Jednotlivé díly jsou lepeny disperzním lepidlem a následně ošetřeny nátěrem bezbarvého laku.

Výhody výroby modelu z tohoto materiálu jsou:

- Časově nenáročná výroba jednotlivých dílů
- Nízká cena materiálu
- Zajímavý vzhled bez nutnosti barevné povrchové úpravy

Základními díly lichoběžníku jsou dva kruhové portály o průměru 225 mm, které jsou otočně uloženy na základní desce pomocí šroubů M12. Na svých vnějších stranách jsou opatřeny stupnicemi pro odečítání úhlů natočení rejdových kol. Odečítání hodnot úhlů je realizováno pomocí překrývání stupnice s šipkou pevně spojenou se základní deskou modelu. Přímo na portálech jsou umístěny nejdůležitější díly modelu - otočně stavitelné páky spojovací tyče. K jejich aretaci ve zvolené poloze slouží šroub M5 s křídlovou maticí: Obr. 2.3



Obr. 2.3 Otočný portál modelu lichoběžníku řízení

Poslední součástí portálů jsou poloviny kol imitující skutečné vozidlo. Oba portály jsou navzájem propojeny délkově stavitelnou spojovací tyčí vyrobenou z teleskopické rybářské vidličky: Obr. 2.4. Spojení spojovací tyče s pákami je realizováno prostřednictvím malých kulových kloubů běžně dostupných v sortimentu modelářských prodejen. Délka spojovací tyče je stavitelná v rozmezí 400 až 460 mm.



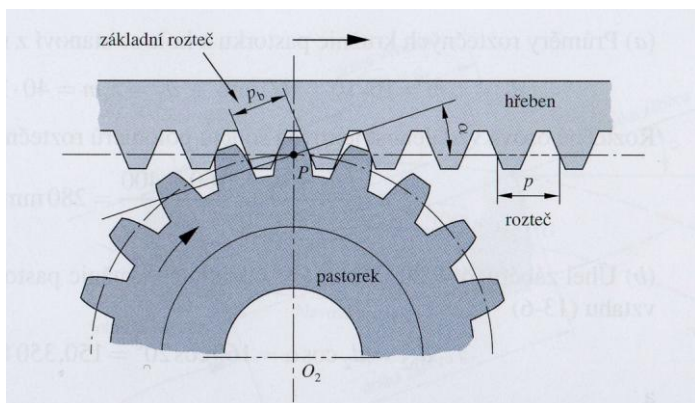
Obr. 2.4 Sestava lichoběžníku řízení

3 PŘEVODKA ŘÍZENÍ

Model lichoběžníku řízení je při demonstraci jeho funkce nutné ovládat. Nejvhodnějším řešením je ovládání pomocí volantu a převodky řízení tak jako u skutečného automobilu. Cílem této části práce je návrh a realizace hřebenové převodky řízení pro model lichoběžníku řízení.

3.1 Výpočet hřebenového převodu

U modelové hřebenové převodky řízení je použit hřebenový převod s přímými zuby: Obr. 3.1. Počet zubů pastorku z a modul ozubení m je zvolen s ohledem na celkové rozměry převodky a vhodný převodový poměr v řízení. Natočení rejdových kol z jednoho plného rejdu do druhého odpovídá u modelu lichoběžníku řízení dvěma otočkám volantu.



Obr. 3.1 Záběr pastorku s ozubeným hřebenem [5]

Pro výpočet ozubení jsou zvoleny hodnoty těchto parametrů:

modul ozubení $m = 1,5$

počet zubů pastorku $z = 12$

počet zubů hřebene $z_2 = 27$

3.1.1 Výpočet pastorku

Pastorek ozubeného hřebenového převodu je navržen jako ozubené kolo s čelním ozubením s dvanácti zuby. Tvar zubů je evolventní a zuby jsou vzhledem k jejich malému počtu podřezané.

Rozměry pastorku jsou vypočteny z následujících rovnic a jejich hodnoty jsou zapsány do tabulky Tab. 3.1

$$D = m \cdot z \quad (3.1)$$

D – průměr roztečné kružnice

m – modul ozubení

z – počet zubů pastorku

$$D_a = D + 2 \cdot h_a = D + 2 \cdot m \quad (3.2)$$

D_a – průměr hlavové kružnice

h_a – výška hlavy zubu

$$D_f = D - 2 \cdot h_f = D - 2 \cdot 1,25 \cdot m \quad (3.3)$$

D_f – průměr patní kružnice

h_f – výška paty zubu

$$p = \pi \cdot m \quad (3.4)$$

p – rozteč zubů

$$s = \frac{p}{2} \quad (3.5)$$

s – tloušťka zubu

$$e = \frac{p}{2} \quad (3.6)$$

e – šířka zubové mezery

Tab. 3.1 Vypočtené rozměry pastorku ozubeného převodu

Geometrická veličina	Vypočtená hodnota [mm]
D	18,00
D_a	21,00
D_f	14,25
p	4,71
s	2,36
e	2,36

3.1.2 Výpočet ozubeného hřebene

Ozubený hřeben je částí ozubeného kola s čelním ozubením o nekonečně velkém průměru roztečné kružnice. Evolventní profil ozubení přechází u ozubeného hřebene v přímku.

Rozměry ozubeného hřebene jsou vypočteny z následujících rovnic a jejich hodnoty jsou zapsány do tabulky Tab. 3.2

$$h_a = m \quad (3.7)$$

h_a – výška hlavy zubu

m – modul ozubení

$$h_f = 1,25 \cdot m \quad (3.8)$$

h_f – výška paty zubu

$$c = 0,25 \cdot m \quad (3.9)$$

c – hlavová vůle

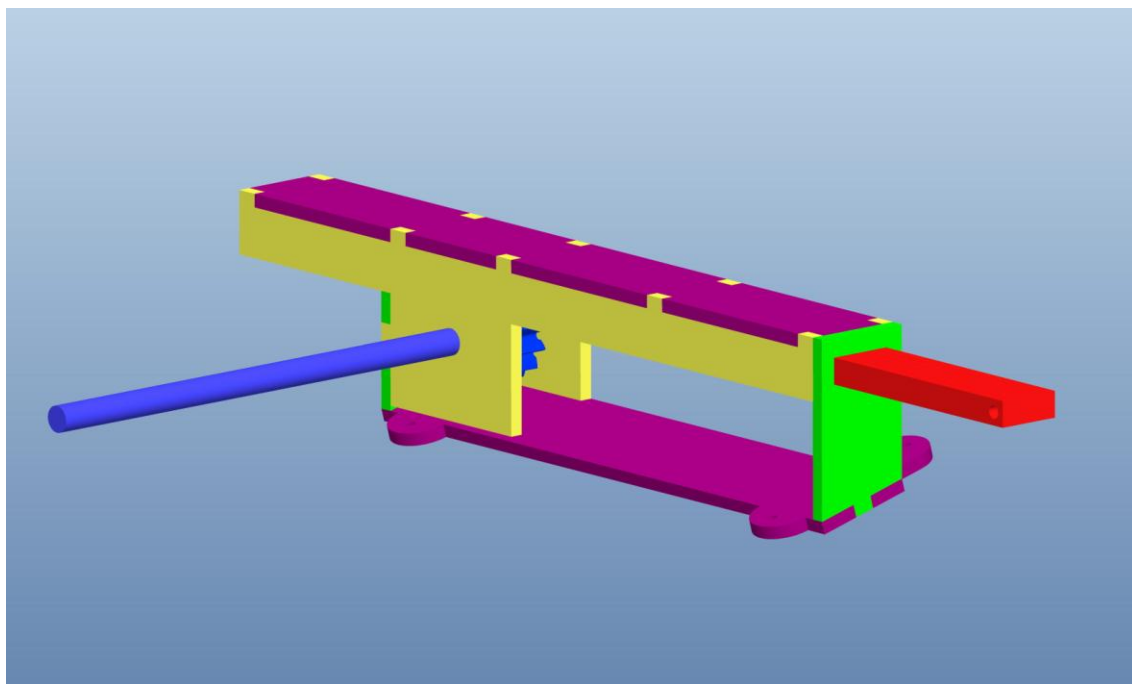
Tab. 3.2 Vypočtené rozměry hřebene ozubeného převodu

Geometrická veličina	Vypočtená hodnota [mm]
h_a	1,50
h_f	1,88
c	0,38
p	4,71
s	2,36
e	2,36

3.2 Konstrukční řešení převodky řízení

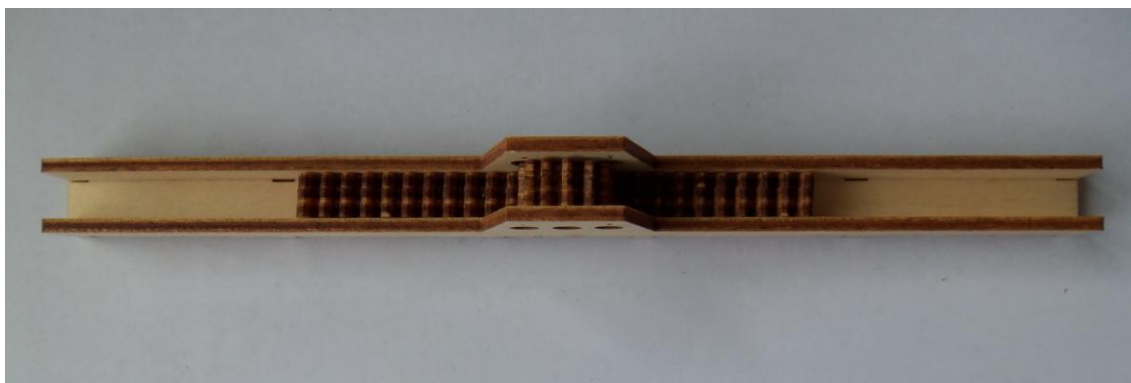
Návrh převodky řízení je proveden obdobně jako předcházející kapitole u návrhu mechanismu řízení. Všechny díly převodky jsou modelovány v programu Pro/ENGINEER: Obr. 3.2.

Základním materiálem je i v případě převodky nábytkářská překližka tloušťky 3mm. V případě pastorku a ozubeného hřebene je vhodné šířky ozubení dosaženo slepením několika 3 mm silných dílů na sebe. Pastorek ozubeného převodu je nasazen přímo na hřídel volantu. Hřídelí volantu je kruhová tyč o průměru 6 mm a délce 240 mm z Al slitiny.

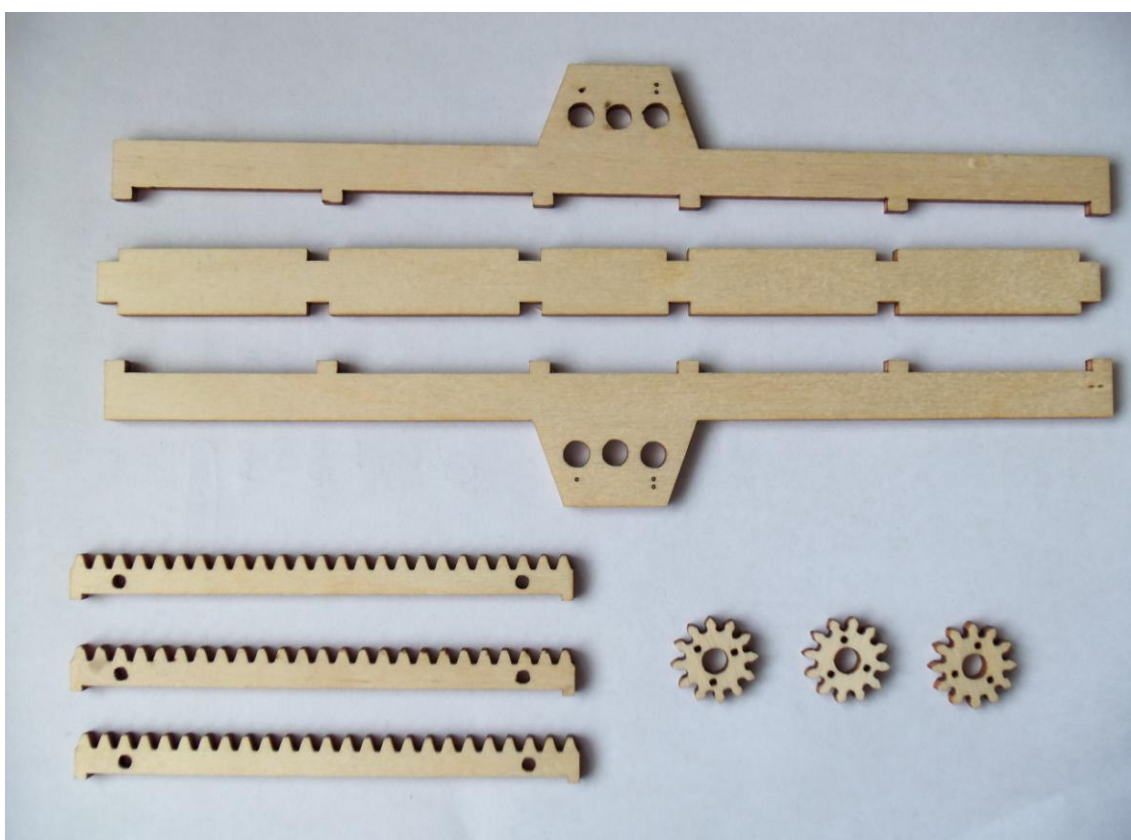


Obr. 3.2 Model hřebenové převodky

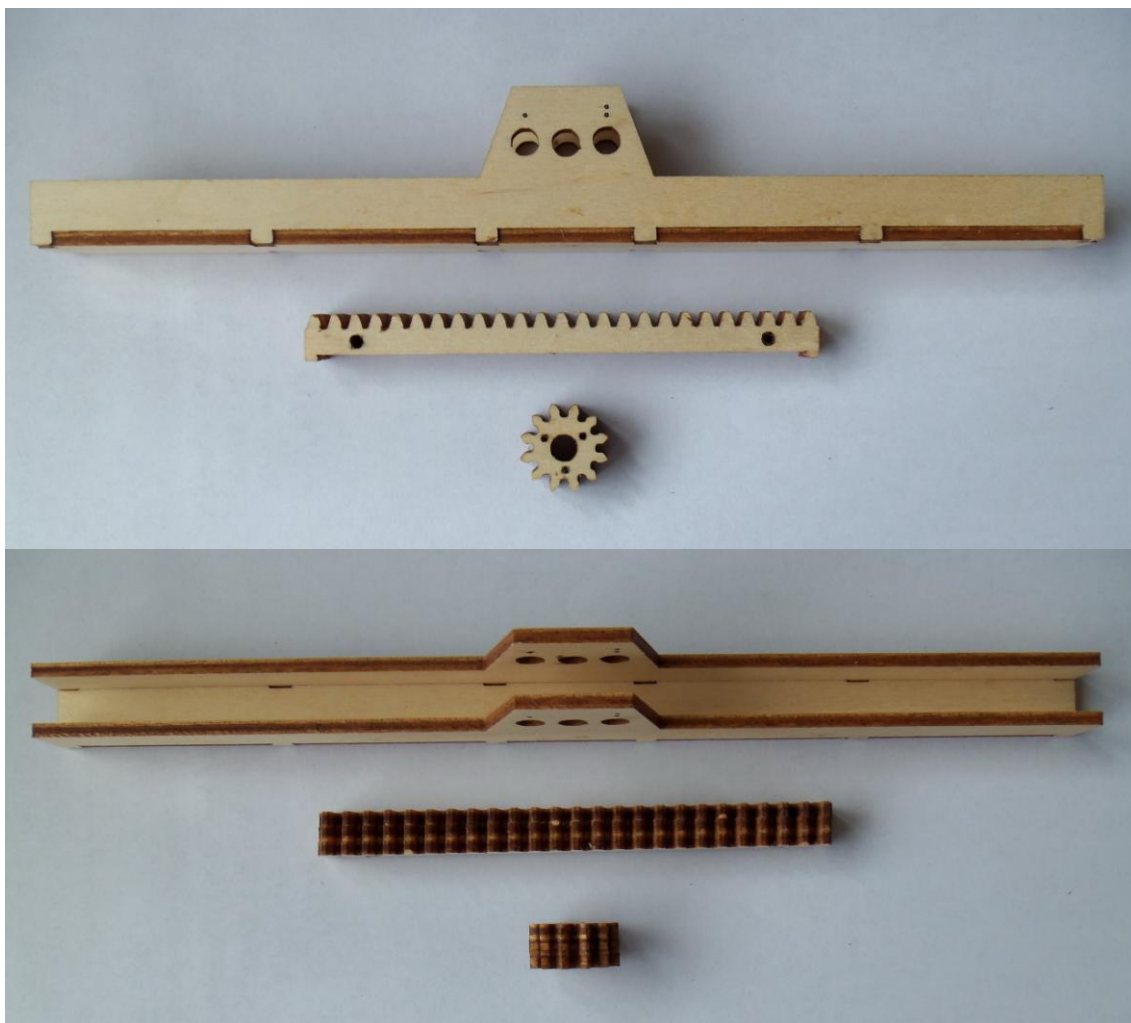
Pro ověření správnosti výpočtů ozubení hřebenového převodu a funkčnosti celé koncepce bylo přistoupeno k výrobě zjednodušeného prototypu: Obr. 3.3. Z obrázků Obr. 3.4 a Obr. 3.5 je patrný potup sestavení hřebenové převodky.



Obr. 3.3 Prototyp převodky – sestava



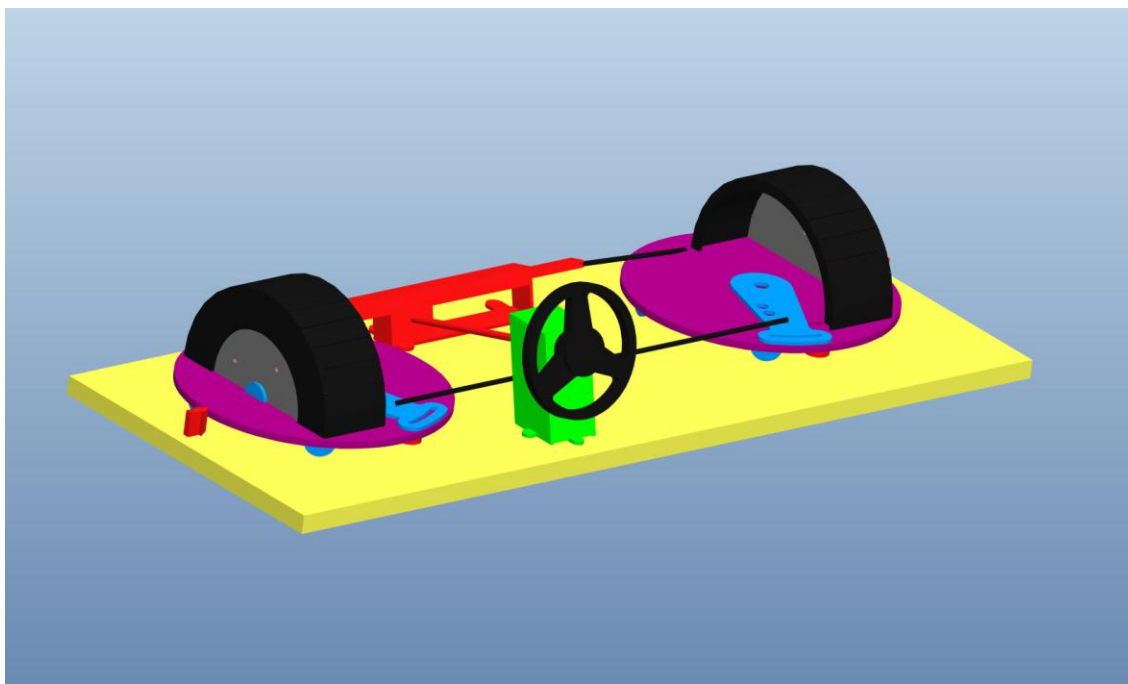
Obr. 3.4 Prototyp převodky – jednotlivé díly



Obr. 3.5 Prototyp převodky – sestavené hlavní díly (rám, hřeben a pastorek)

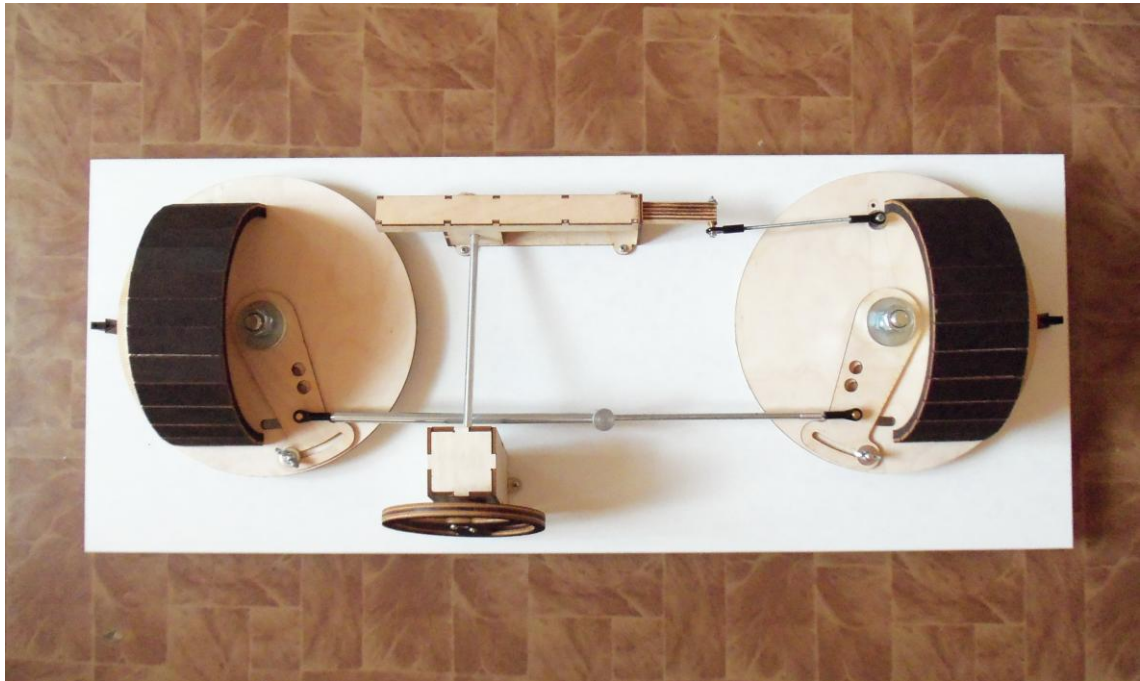
4 SESTAVENÍ MODELU

Velmi důležitým bodem realizace navrženého výukového modelu řízení je jeho finální zkompletování. Sestavení spočívalo v instalaci převodky řízení na základní desku tak, aby nedocházelo při natáčení řízení ke kolizi převodky s díly lichoběžníku řízení. Kontrola, zda nedochází při pohybu mechanismu ke kolizím, je provedena v programu Pro/ENGINEER natáčením jednotlivých dílů do krajních poloh: Obr. 4.1. K upevnění převodky řízení k modelu slouží čtveřice vrtů. V dalším kroku jsou určeny rozměry řídicí páky a řídicí tyče. Stanovení těchto rozměrů je provedeno odhadem s ohledem na rovnoměrné využití celého posunu ozubeného hřebene převodky řízení.



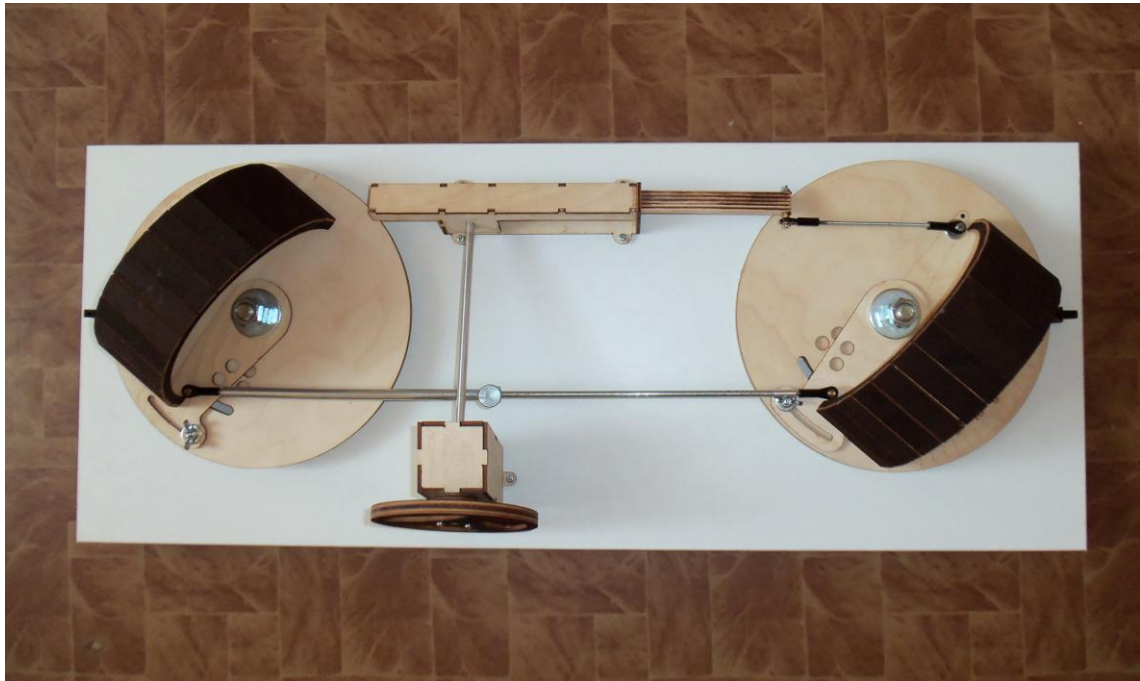
Obr. 4.1 Sestava výukového modelu

Řídicí páka je součástí otočného portálu pravého kola a je pouze graficky znázorněna. Jako řídicí tyč slouží táhlo vyrobené ze závitové tyče M3 na koncích opatřené kulovými klouby, shodnými s klouby spojovací tyče. Obdobným postupem jako v případě instalace hřebenové převodky je model doplněn třiramenným volantem s upevňovací konzolou: Obr. 4.2. Na závěr je na hotový výukový model mechanismu řízení doplněn štítek s názvem modelu a jménem autora.

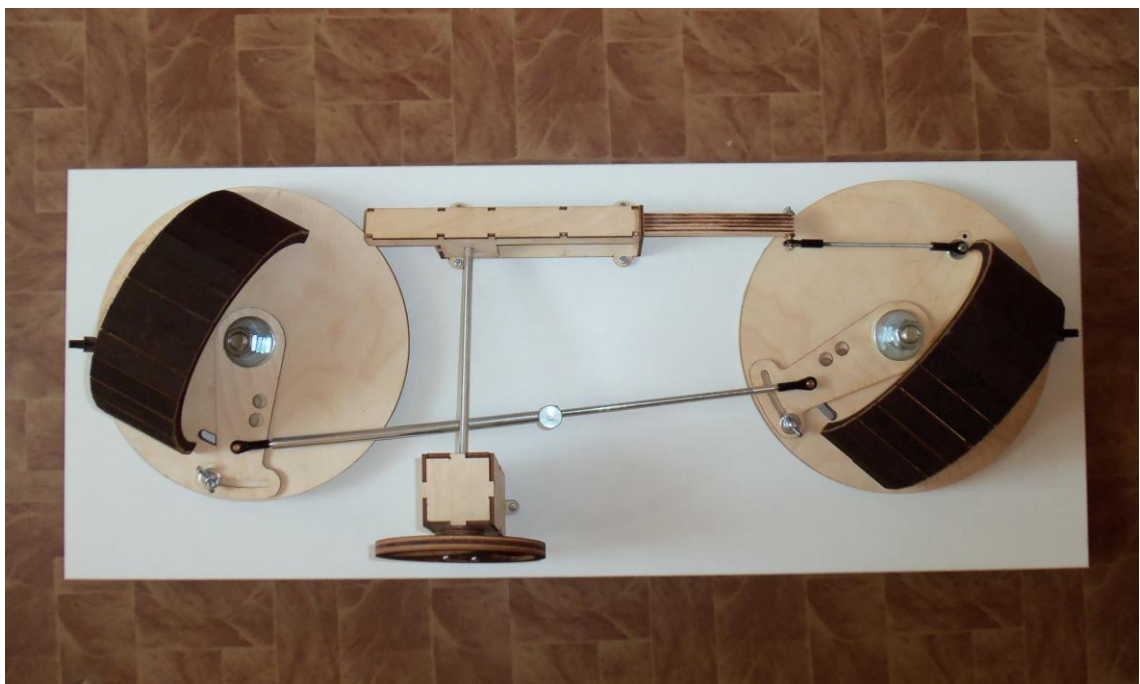


Obr. 4.2 Model mechanismu řízení

Na následujících obrázcích je zachycena demonstrace vlivu různých poměrů v lichoběžníku na natočení vnitřního a vnějšího kola. Na Obr. 4.3 je prostřednictvím výukového modelu zobrazeno shodné natočení obou rejdových kol dosažené rovnoběžným uspořádáním pák spojovací tyče. Na druhém snímku jsou nastaveny úhly pák spojovací tyče na hodnotu 23° . V tomto případě dochází k rozdílnému natáčení rejdových kol: Obr. 4.4. Na modelu byly při plném rejdu naměřeny úhly natočení kol 40° u vnitřního a 28° u vnějšího.



Obr. 4.3 Shodné natočení rejdových kol



Obr. 4.4 Rozdílné natočení vnitřního a vnějšího kola

ZÁVĚR

V své bakalářské práci jsem se zabýval problematikou geometrie řízených kol a mechanismu řízení silničního vozidla. Řízení patří mezi nejdůležitější prvky v konstrukci každého automobilu a jeho správné nastavení má zásadní vliv na bezpečnost jízdy, ovladatelnost vozidla a často i životnost pneumatik.

První část práce se věnuje charakteristice a vysvětlení jednotlivých prvků geometrie řízených kol a prvků mechanismu řízení. Pozornost jsem v této kapitole věnoval hlavně bodům, o které se následně opírám v praktické části práce. Jedná se o Ackermannovu podmínku řízení, uspořádání mechanismu řízení a postupy návrhu geometrie lichoběžníku řízení.

V praktické části bakalářské práce jsem se zaměřil na návrh a realizaci výukového modelu mechanismu řízení určeného pro studenty technických oborů, především oborů s automobilovým zaměřením. Výsledkem mé bakalářské práce je funkční model hřebenového řízení automobilu, na kterém je možné snadno, rychle a názorně demonstrovat splnění Ackermannovy podmínky řízení. Díky jednoduše stavitelným geometrickým poměrům v modelovém lichoběžníku řízení je možné na této pomůcce zajímavou formou ukázat studentům závislost různého natočení levého a pravého řízeného kola na úhlu pák spojovací tyče. Při návrhu této učební pomůcky jsem pracoval v souladu se zásadami na její zpracování, které jsem si stanovil v úvodu práce.

LITERATURA

- [1] VALA, Miroslav a Miroslav TESAŘ. *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*. Vyd. 1. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003, 229 s. ISBN 80-719-4503-X.
- [2] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. přeprac., rozš., aktualiz. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc, 2006, 464 s. ISBN 80-239-6464-X.
- [3] ČSN 30 0034. Směrová dynamika vozidel: Definice základních pojmů. Praha: Vydavatelství ÚNM, 1981.
- [4] POKORNÝ, Jan. *Požadavky na řízení, geometrie řízených kol, mechanismus řízení*. (přednáška) Pardubice: Univerzita Pardubice, 15.4.2010
- [5] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

a	Přední vzdálenost ráfků
b	Zadní vzdálenost ráfků
B_0	Vzdálenost rejdových čepů
c	Hlavová vůle
D	Průměr roztečné kružnice
D_a	Průměr hlavové kružnice
D_f	Průměr patní kružnice
d_r	Průměr okraje ráfku
e	Šířka zubové mezery
h_a	Výška hlavy zubu
h_f	Výška paty zubu
i_p	Převodový poměr převodky řízení
L	Rozvor vozidla
m	Modul ozubení
p	Rozteč zubů ozubeného kola
r	Délka páky spojovací tyče
R	Poloměr zatačení
r_0	Poloměr rejdu
s	Tloušťka zubu ozubeného kola
z	Počet zubů ozubeného kola
α	Úhel natočení vnitřního kola
β	Úhel natočení vnějšího kola
β_p	Úhel natočení řízených kol
β_v	Úhel natočení volantu
γ	Úhel odklonu kola
δ_0	Úhel sbíhavosti
σ	Příklon rejdové osy
τ	Záklon rejdové osy
φ	Úhel svíraný pákou spojovací tyče s podélnou osou vozidla
ψ	Úhel páky spojovací tyče se spojovací tyčí při maximálním natočení kol

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.1 Úhel sbíhavosti kol δ_o	4
Obr. 1.2 Sbíhavost (a) a rozbíhavost (b) kol.....	5
Obr. 1.3 Úhel odklonu kola	6
Obr. 1.4 Příklon rejdové osy: a) tuhá náprava; b) lichoběžníková náprava; c) náprava McPherson	7
Obr. 1.5 Poloměr rejdu: a) kladný; b) nulový; c) záporný.....	8
Obr. 1.6 Záklon rejdové osy	9
Obr. 1.7 Ackermannova podmínka řízení.....	11
Obr. 1.8 Lichoběžník řízení: a) zadní lichoběžník; b) přední lichoběžník	12
Obr. 1.9 Křivka chyb	13
Obr. 1.10 Řízení motorového vozidla s otočnou převodkou řízení: a) vozidlo s tuhou nápravou; b) vozidlo s nezávislým zavěšením kol	14
Obr. 1.11 Řízení motorového vozidla s hřebenovou převodkou řízení: a) řídicí tyče připojené na středu hřebene; b) řídicí tyče připojené na okrajích hřebene ..	14
Obr. 1.12 Causantova konstrukce	16
Obr. 1.13 Diagramy lichoběžníku řízení pro maximální úhel natočení kol 33° a 40° [4]	17
Obr. 1.14 Převodky řízení s otočným pohybem: a) převod šroubem a maticí; b) převod šroubem a maticí s oběžnými kuličkami; c) převod šnekem a segmentem; d) převod šnekem a kolíkem; e) převod šnekem a dvěma kolíky; f) převod šnekem a kladkou [2]	19
Obr. 2.1 Schematické znázornění modelu lichoběžníku řízení	22
Obr. 2.2 Model výukového mechanismu řízení	24
Obr. 2.3 Otočný portál modelu lichoběžníku řízení	25

Obr. 2.4 Sestava lichoběžníku řízení	26
Obr. 3.1 Záběr pastorku s ozubeným hřebenem [5]	27
Obr. 3.2 Model hřebenové převodky	31
Obr. 3.3 Prototyp převodky – sestava.....	32
Obr. 3.4 Prototyp převodky – jednotlivé díly	32
Obr. 3.5 Prototyp převodky – sestavené hlavní díly (rám, hřeben a pastorek).....	33
Obr. 4.1 Sestava výukového modelu	34
Obr. 4.2 Model mechanismu řízení	35
Obr. 4.3 Shodné natočení rejdových kol.....	36
Obr. 4.4 Rozdílné natočení vnitřního a vnějšího kola	36

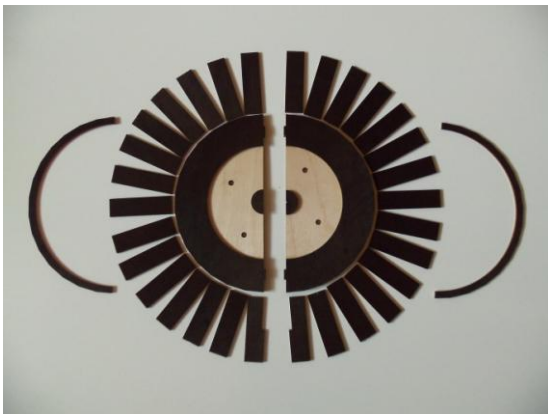
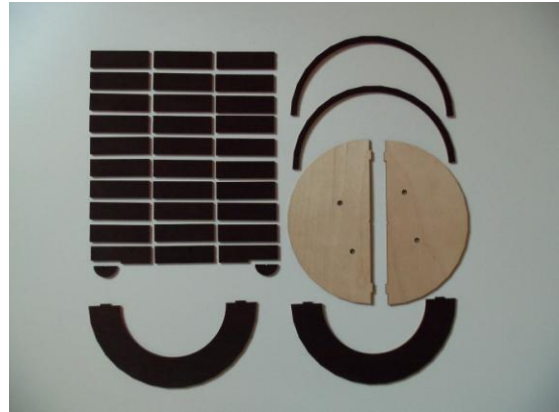
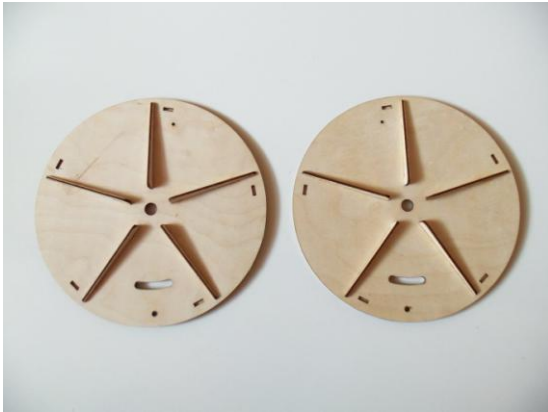
SEZNAM TABULEK

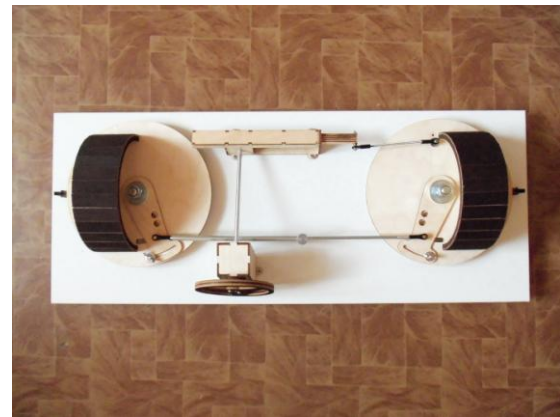
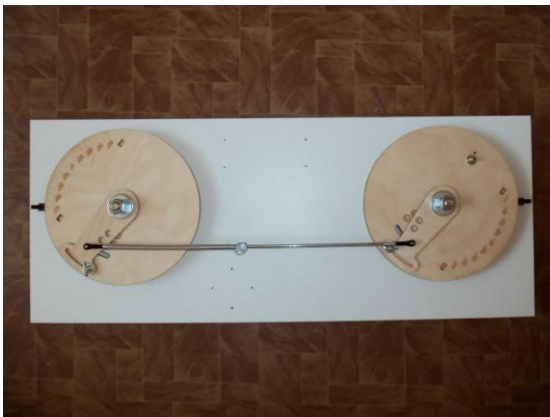
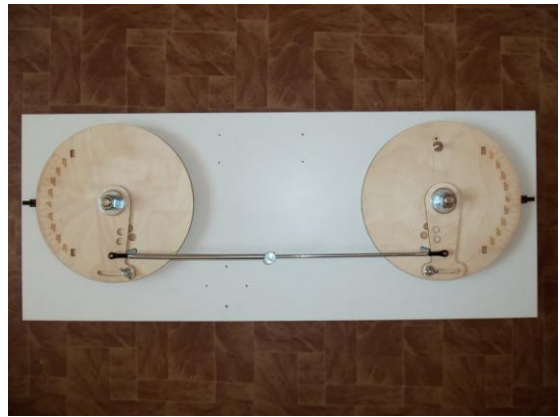
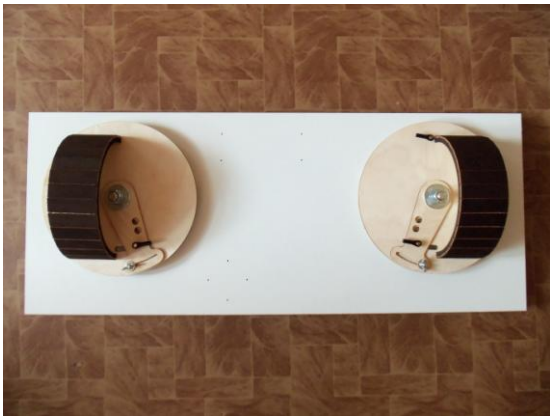
Tab. 2.1 Přehled úhlů φ , které svírají páky spojovací tyče s podélnou osou vozidla.....	23
Tab. 3.1 Vypočtené rozměry pastorku ozubeného převodu	29
Tab. 3.2 Vypočtené rozměry hřebene ozubeného převodu	30

SEZNAM PŘÍLOH

A	Fotografie výukového modelu	44
B	Seznam spojovacího materialu	46

A FOTOGRAFIE VÝUKOVÉHO MODELU





B SEZNAM SPOJOVACÍHO MATERIÁLU

Název a rozměr	Norma DIN	Počet kusů
Šroub M12x70	931	2
Šroub M5x20	931	2
Šroub M5x15	931	4
Šroub M3x30	84	1
Šroub M3x25	84	1
Podložka 12	125	6
Podložka 5	125	6
Podložka 3	125	5
Matice M12	934	4
Matice M5	934	6
Matice M3	934	4
Matice M5	315	2
Vrut 3,2x20	7995	16
Vrut 3,2x30	7995	4
Vrut 3,2x15	7997	4