

Univerzita Pardubice
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA
KATEDRA DOPRAVNÍCH PROSTŘEDKŮ A DIAGNOSTIKY

**HYDRAULICKÉ OVLÁDÁNÍ ZMĚNY ZATÍŽENÍ NÁPRAVY
U EXPERIMENTÁLNÍHO VOZIDLA**

JAN KOPÁČ

Bakalářská práce

2020

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Akademický rok: 2019/2020

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE (projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Jan Kopáč**
Osobní číslo: **D16243**
Studijní program: **B3709 Dopravní technologie a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**
Téma práce: **Hydraulické ovládání změny zatížení nápravy u experimentálního vozidla**
Zadávající katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

Zásady pro vypracování

- 1) Úvod
- 2) Teorie zavěšení kol, zatížení náprav
- 3) Návrh systému proměnného zatížení náprav
- 4) Rozbor technologie vybraného systému
- 5) Závěr

Rozsah pracovní zprávy: **30 stran**
Rozsah grafických prací: **podle pokynů vedoucího práce**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] VALA, M., TESAŘ, M.: Teorie a konstrukce silničních vozidel I. Vyd. 1. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003. ISBN 80-719-4503-X.
[2] VLK, F.: Podvozky motorových vozidel. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-x.
[3] JAN, Z., ŽDÁNSKÝ, B., ČUPERA, J.: Automobily. 2., aktualiz. vyd. Brno: Avid, 2009. ISBN 978-80-87143-11-7.
[4] VLK, F.: Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 8023900242.
[5] VLK, F.: Stavba motorových vozidel. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2003. 499 s. ISBN 80-238-8757-2.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Ivo Šefčík, Ph.D.**
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání bakalářské práce: **18. února 2020**
Termín odevzdání bakalářské práce: **18. května 2020**

L.S.

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

Ing. Jakub Vágner, Ph.D.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 18. února 2020

Prohlašuji:

Tuto práci 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.

Tato bakalářská práce byla realizována s využitím technologií Výukového a výzkumného centra v dopravě.

V Pardubicích dne 20. 11. 2020

Jan Kopáč

PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych velmi rád poděkoval vedoucímu mé práce, panu Ing. Ivo Šefčíkovi, Ph.D., za odborný dohled a důležité poznámky při vypracování mé práce. Dále poděkování patří panu Ing. Petrovi Jílkovi, Ph.D., za jeho odborné konzultace a poznatky o dané problematice. V neposlední řadě bych také velmi rád poděkoval celé své rodině a zaměstnavateli za trpělivost a ohleduplnost během celého mého studia.

ANOTACE

Předmětem mé bakalářské práce je zajistit plynulou změnu přítláčné síly na jednotlivá kola experimentálního vozidla pomocí hydraulických válců s přidavnými koly a sledovat změnu adhezni síly mezi kolem experimentálního vozidla a vozovkou.

V teoretické části jsem shrnul problematiku zavěšení kol u osobních automobilů. Jejich druhy, základní výhody či nevýhody a použití.

V hlavní části popisuji svůj návrh systému proměnného zatížení náprav, který jsem porovnal s mechanickým nastavováním přítláčné síly pomocí závitových tyčí.

Cílem této práce je navrhnout systém, který bude plynule měnit velikost radiální reakce na jednotlivá kola experimentálního vozidla pomocí hydrauliky.

KLÍČOVÁ SLOVA

Experimentální vozidlo, vozovka, adheze, ovladatelnost.

TITLE

Hydraulic control of change of axle load of experimental vehicle

ANNOTATION

The subject of my bachelor's thesis is to ensure a smooth change of the pressing force on the individual wheels of the experimental vehicle using hydraulic cylinders with additional wheels and to monitor the change of the adhesive force between the wheel of the experimental vehicle and the road.

In the theoretical part, I summarized the issue of wheel suspension in passenger cars. Their types, basic advantages or disadvantages and uses.

In the main part I describe my design of a system of variable axle load, which I compared with the mechanical adjustment of the pressing force using threaded rods.

The aim of this work is to design a system that will continuously change the magnitude of the radial reaction to the individual wheels of the experimental vehicle using hydraulics.

KEYWORDS

Experimental vehicle, road, adhesion, maneuverability.

OBSAH

Seznam obrázků.....	9
Seznam tabulek	10
Seznam zkratk	10
Použité symboly.....	11
Úvod	13
1. TEORIE ZAVĚŠENÍ KOL, ZATÍŽENÍ NÁPRAV	14
1.1 Základní rozdělení zavěšení kol:	14
1.1.1 Závislé zavěšení kol – tuhá náprava	14
1.1.2 Nezávislé zavěšení kol – výkyvná náprava	16
1.2 Druhy nezávislého zavěšení kol:	17
1.2.1 Lichoběžníková náprava	17
1.2.2 Náprava McPherson.....	19
1.2.3 Kyvadlová (úhlová) náprava.....	21
1.2.4 Kliková náprava.....	23
1.2.4.1 Kliková náprava se spřaženými rameny	24
1.2.5 Víceprvková náprava	25
1.3 Zatížení náprav vozidla – radiální reakce	27
1.3.1 Statické zatížení náprav	27
1.3.2 Radiální reakce v příčném a podélném svahu	28
1.3.2.1.1 Radiální reakce v podélném svahu.....	28
1.3.2.1.2 Radiální reakce v příčném svahu	29
1.4 Těžiště vozidla	29
1.4.1 Podélná a příčná poloha těžiště vozidla	30
1.4.2 Výšková poloha těžiště vozidla	31
1.5 SkidCar	32
2. NÁVRH SYSTÉMU PROMĚNNÉHO ZATÍŽENÍ NÁPRAV	34
2.1 Návrh rámu pro uchycení přidavných kol a přímočarých hydromotorů k rámu experimentálního vozidla.....	34
2.2 Návrh hydraulického systému zapojení agregátu a hydromotorů	36
2.2.1 Návrh hydraulického agregátu.....	36
2.2.2 Návrh hydraulických propojovacích hadic	37
2.2.3 Návrh hydromotoru a hydraulických prvků v systému	37
2.2.3.1 Návrh dvojčinných přímočarých hydromotorů	38

2.2.3.2	Výpočet dodávky hydraulického oleje	39
2.2.3.3	Hydraulické prvky v systému	40
2.2.4	Návrh zapojení hydraulického systému	40
2.3	Návrh elektrického ovládání změny adhezních sil	41
2.3.1	Výpočet adhezních sil na jednotlivá kola	42
3.	ROZBOR TECHNOLOGIE VYBRANÉHO SYSTÉMU	43
3.1	Velikost a způsob odlehčení jednotlivých kol	43
3.2	Porovnání hydraulického a mechanického ovládání změny radiálního zatížení kola experimentálního vozidla.....	45
4.	ZÁVĚR	46
	Použitá literatura	47
	Přílohy	49

Seznam obrázků

Obrázek 1: Závislé zavěšení (vlevo), nezávislé zavěšení (vpravo) [8].....	14
Obrázek 2: Tuhá zadní náprava odpružená pomocí listových per [1]	15
Obrázek 3: Náprava De-Dion [9].....	16
Obrázek 4: Lichoběžníkové zavěšení kola [11].....	17
Obrázek 5: Střed klopení kola P a střed klopení karoserie S u lichoběžníkové nápravy [1].....	18
Obrázek 6: Přední a zadní lichoběžníkové zavěšení kol [11].....	19
Obrázek 7: Princip přední nápravy McPherson [1]	20
Obrázek 8: Zadní nepoháněná náprava McPherson vozidel Lancia Delta [1]	20
Obrázek 9: Kyvadlová úhlová náprava – geometrie (konstrukce středu klopení kola Ro a středu klopení nápravy P) [7]	21
Obrázek 10: Zadní kyvadlová (úhlová) náprava ŠKODA [14]	22
Obrázek 11: Schématické zobrazení klikové nápravy [15]	23
Obrázek 12: Schéma klikové nápravy s propojovacím torzním prvkem – vlečná ramena jsou propojena torzní příčkou [1].....	24
Obrázek 13: Víceprvková náprava vozu Honda Accord [16].....	25
Obrázek 14: Vliv počtu ramen na kinematiku zavěšení [17].....	25
Obrázek 15: Zadní Víceprvková náprava Porsche Cayenne [17].....	26
Obrázek 16: Zadní Víceprvková náprava Škoda Octavia 4x4 [17]	27
Obrázek 17: Schéma vozidla stojícího v podélném svahu [19].....	29
Obrázek 18: Schéma vozidla pro výpočet a) podélné polohy těžiště vozidla, b) příčné polohy těžiště vozidla [21].....	30
Obrázek 19: Metoda naklápění na nápravu – měření výškové polohy těžiště vozidla [21].....	32
Obrázek 20: Systém SkidCar pro osobní automobil [22].....	32
Obrázek 21: Peugeot 106 1.5D po nehodě [Autor]	33
Obrázek 22: Příchytné místo pro uchycení přídatného rámu [Autor].....	34
Obrázek 23: Rám pro uchycení přídatných kol k experimentálnímu vozidlu [Autor]	35
Obrázek 24: Detail přídatného rámu a řez dvojčinným hydromotorem [Autor]	35
Obrázek 25: Umístění hydraulického agregátu za sedadlem řidiče [Autor].....	36

Obrázek 26: Umístění hydraulického agregátu a rozvaděče propojeného s dvojicí hydraulických zámek pomocí hydraulických hadic 3/4'' [23].....	37
Obrázek 27: Nájezdová váha Dini Argeo Dfwkr, vážení experimentálního vozidla [23].....	38
Obrázek 28: Schéma zapojení hydraulického okruhu [23].....	40
Obrázek 29: Ovládací prvek pro celý navržený systém [Autor]	41
Obrázek 30: 3D model experimentálního vozidla včetně přídatných rámců [Autor].....	43
Obrázek 31: Experimentální vozidlo s mechanicky ovládanými přídatnými koly [23].....	45

Seznam tabulek

Tabulka 1. Zatížení jednotlivých kol experimentálního vozidla [23].....	38
Tabulka 2. Součinitele adheze pryže [2].....	42
Tabulka 3. Nastavení radiálních reakcí na jednotlivá kola v závislosti na povrchu vozovky.....	44

Seznam zkratk

M_G – Gyroskopický moment

ABS – Anti-lock Brake System

ASR – Ant-Slip Regulation

ESP – Electronic Stability Program

ISO – International Organization for Standardization

LED – Light Emitting Diode

ČSN – Česká Státní Norma

VVCD – Výukové a výzkumné centrum v dopravě

PČR – Policie České republiky

BESIP – Bezpečnost silničního provozu

SPZ – Státní poznávací značka vozidla

Použité symboly

Rovnice (1-1), (1-2)

Z_1	tíha připadající na přední nápravu	[N]
Z_2	tíha připadající na zadní nápravu	[N]
α	úhel naklonění vozovky	[°]
G	celková tíha automobilu	[N]
l_2	vzdálenost těžiště od zadní nápravy	[m]
h_T	výšková souřadnice těžiště od vozovky	[m]

Rovnice (1-3), (1-4), (1-5), (1-6)

m_C	celková hmotnost vozidla	[kg]
m_{PP}	hmotnost připadající na pravé přední kolo	[kg]
m_{LP}	hmotnost připadající na levé přední kolo	[kg]
m_{PZ}	hmotnost připadající na pravé zadní kolo	[kg]
m_{LZ}	hmotnost připadající na levé zadní kolo	[kg]
l_Z	vzdálenost těžiště od osy zadní nápravy	[m]
$t_{P,Z}$	rozchod kol přední i zadní nápravy	[m]
y'	příčná vzdálenost těžiště od ohniskového středu pneumatik	[m]

Rovnice (2-1), (2-2), (2-3), (2-4), (2-5)

m_i	pohotovostní hmotnost vozidla	[kg]
Z_i	radiální reakce na jednotlivá kola vozidla	[N]
G	celková provozní tíha vozidla	[N]
g	tíhové zrychlení	[m/s ²]
$d_{k\ min}$	minimální průměr pístu	[m]
p_{max}	maximální tlak agregátu	[MPa]

Rovnice (2-6), (2-7)

V_c	objem oleje v hydromotoru při maximálním zdvihu	[L]
z_k	maximální zdvih pístu ve válci	[m]
d_k	průměr pístu	[m]
d_1	vnitřní průměr pláště hydromotoru	[m]
t_{kj}	čas potřebný k vysunutí všech hydromotorů	[s]
l_{ζ}	maximální dodávané množství oleje čerpadlem	[L/min]

Rovnice (2-8)

F_{ad_i}	adhezní síla i-tého kola	[N]
φ_i	součinitel adheze i-tého kola	[-]
Z_{k_i}	zatížení i-tého kola	[N]
n	počet kol přenášejících sílu	[-]

Úvod

V dnešní době je stále větší tlak ze strany zákazníků na vyšší výkon silničních vozidel. Pro představu v roce 1987 nám mladoboleslavská automobilka Škoda Auto představila model ŠKODA FAVORIT, který měl obsah 1,3 ccm a výkon 40 kW. Dnes nám ta samá automobilka nabízí model ŠKODA OCTAVIA IV o objemu 1,5 ccm a výkonu 110 kW. Tento požadavek vede k neustálému vývoji nových bezpečnostních systémů, jako jsou například ABS, ASR, ESP a další. Jedna z problematik, kterou tyto systémy řeší, je ovladatelnost vozidla během zhoršených povětrnostních podmínek při náhlé změně směru a rychlosti vozidla. Ovladatelnost silničního vozidla závisí na mnoha aspektech jako jsou například povrch vozovky, stav pneumatik či zdravotní stav a zkušenosti řidiče. Co se zkušeností řidiče týče, často se stává, že řidič danou situaci špatně vyhodnotí, vozidlo dostane smyk a v krajní situaci může i havarovat. Tuto skutečnost nám udává stále rostoucí statistika nehodovosti v zimním období. Tato práce se zabývá problematikou chování vozidla při změnách adhezní síly mezi kolem vozidla a vozovkou a je rozdělena do dvou částí.

Teoretická část se věnuje možnostem zavěšení kol a zatížení náprav u silničních vozidel včetně jejich použití, výhod a nevýhod. Druhá část práce obsahuje návrh systému proměnného zatížení náprav pomocí hydraulických válců včetně obrázků a porovnání s mechanickým způsobem nastavení zatížení.

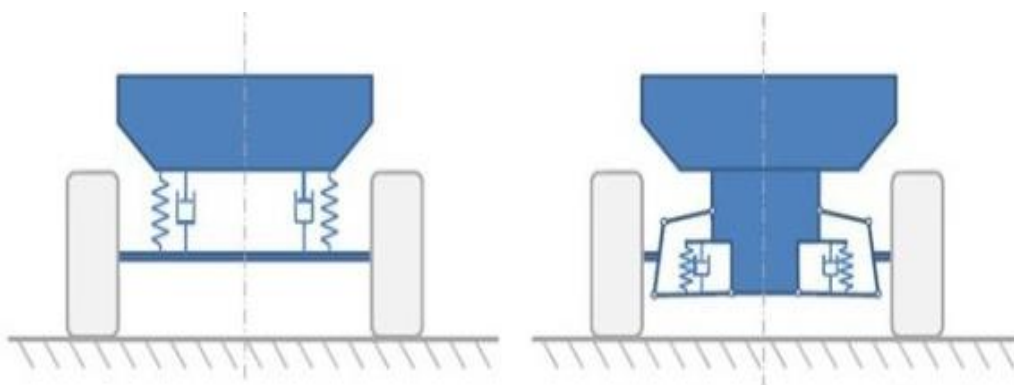
Cílem této práce je navrhnout přídatný rám s kolovými jednotkami a hydraulickým systémem včetně jeho ovládání, který bude schopen plynule měnit velikosti radiálních reakcí na jednotlivá kola experimentálního vozidla během jízdy. Využití by tento systém náhlých změn radiálních reakcí mezi koly vozidla a vozovkou mohl najít například při školení řidičů z povolání, kteří tráví většinu času svého profesního života za volantem automobilu.

1. TEORIE ZAVĚŠENÍ KOL, ZATÍŽENÍ NÁPRAV

Výrazem **zavěšením kola** rozumíme způsob připojení kola ke karoserii či rámu vozidla, které je pro nás velice důležité z hlediska svých hlavních funkcí. Tyto funkce jsou umožnit kolu svislý relativní pohyb vzhledem k rámu či karoserii vozidla a zajistit vedení kola (odstranit nežádoucí pohyby kola). Další důležitou funkcí je přenos momentů a sil mezi rámem a koly vozidla (svislé síly jsou hmotnost a zatížení vozidla, podélné síly jsou brzdné nebo akcelerační, pod pojmem příčné síly rozumíme odstředivou sílu a momenty podélných sil jsou brzdny a hnací moment). Správně zvolené zavěšení kol má velký vliv na komfort a bezpečnost jízdy daného vozidla. [1]

1.1 Základní rozdělení zavěšení kol:

- se závislým zavěšením kol – tuhé nápravy,
- s nezávislým zavěšením kol – výkyvné nápravy – polonápravy.



Obrázek 1: Závislé zavěšení (vlevo), nezávislé zavěšení (vpravo) [8]

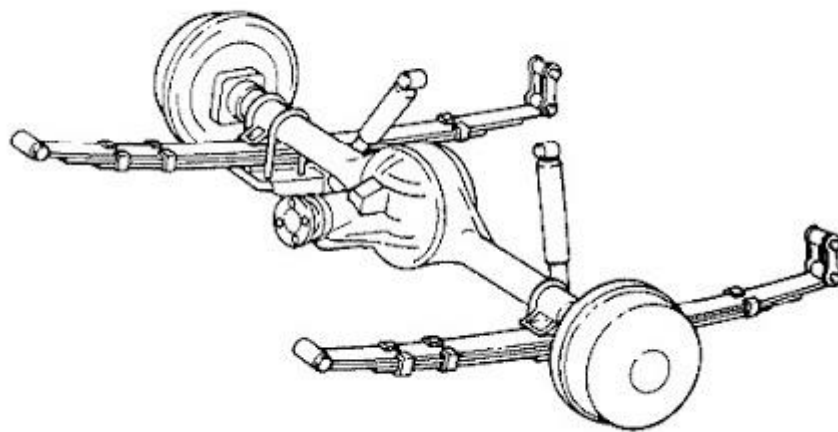
1.1.1 Závislé zavěšení kol – tuhá náprava

Nejstarším typem zavěšení kol je tuhá náprava. Při tomto zavěšení jsou obě kola uložena pevně na společném nosníku (mostu). Díky pevnému spojení mezi oběma koly se nám nezmění rozchod kol ani při pružení nápravy, kola se navzájem ovlivňují. Náprava a karoserie jsou od sebe odpruženy jako dva celky, díky kterým se neodpružené hmoty zvětšují a dochází tak ke zhoršení jízdních vlastností vozidla a komfortu z jízdy. Hlavní výhodou této nápravy z hlediska konstrukce je pevnost a její jednoduchost. S tím jsou spojené nízké výrobní náklady. Další důležitou výhodou je snadná a ekonomická údržba oproti výkyvným nápravám. Za nevýhodu by se dala považovat vyšší hmotnost a s tím spojená delší doba pro obnovení přitlačné síly mezi kolem a vozovkou po odlehčení nápravy. [8]

Tento typ náprav našel své uplatnění u zadních náprav některých osobních automobilů, a především užitkových vozidel. Přední tuhé nepoháněné řídicí nápravy většinou tvoří kovaná či trubková nápravnice. Zadní tuhé vlečné nápravy jsou většinou tvořeny lehkou trubkovou (nápravnicí). Tuhé nápravy jsou většinou odpruženy pomocí listových per, dvojice podélných listových per zajišťuje vedení nápravy v podélném i příčném směru, ale někdy mohou být tyto pružiny ještě doplněny o dvě podélná ramena (suvné tyče), která mají za úkol zmenšit ohýbání listových per při brždění a rozjezdu. Pokud tuhé nápravy nejsou odpruženy pomocí listových per, je nutné zajistit vedení dalšími vodícími prvky. [1]

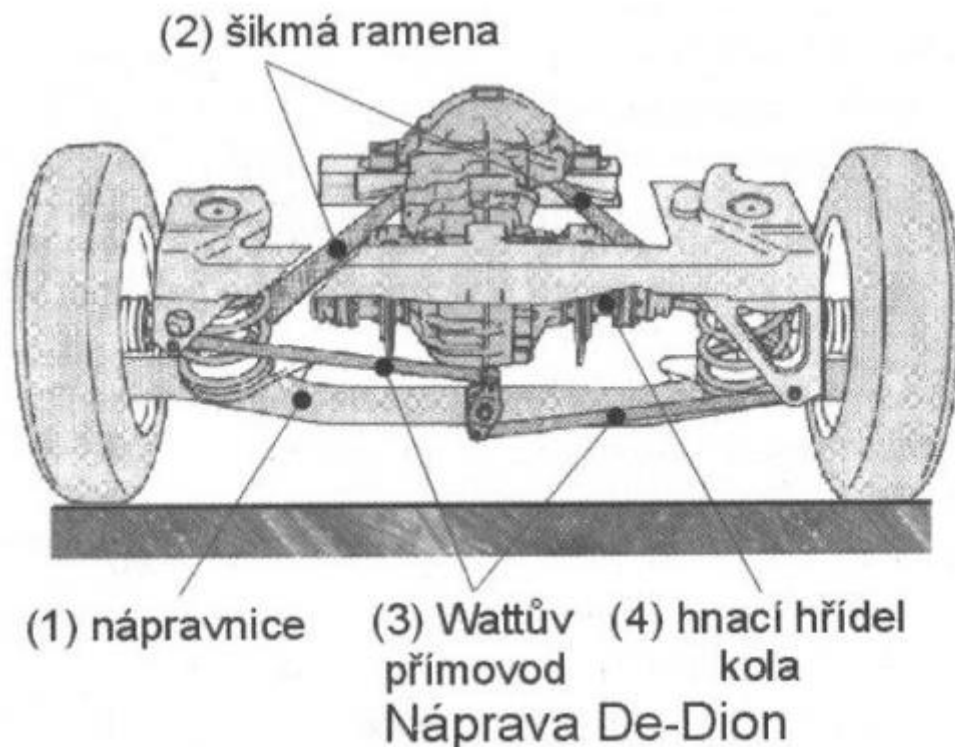
- čtyřmi podélnými rameny a jedním příčným – Panhardskou tyčí,
- podélnými rameny a Wattovým přímovodem,
- ojnicovým vedením doplněno o Wattův přímovod či Panhardskou tyč,
- čtyřmi šikmými rameny.

TUHÁ NÁPRAVA



Obrázek 2: Tuhá zadní náprava odpružená pomocí listových per [1]

Zajímavostí z řad tuhých náprav je náprava s označením **De-Dion**, která je označována jako přechod mezi tuhou a výkyvnou nápravou. Obě kola jsou spojena nápravnicí, rozvodovka je upevněna ke karoserii, ale není součástí nápravy a s koly vozidla je spojena pomocí hřídelí s klouby. Díky tomu má náprava menší hmotnost. Používá se jen jako hnací náprava. Toto řešení je dražší než ostatní způsoby závislého zavěšení kol. [1]



Obrázek 3: Náprava De-Dion [9]

1.1.2 Nezávislé zavěšení kol – výkyvná náprava

Podstatou nezávislého zavěšení kol je, jak již z názvu vyplývá, každé kolo zavěsit na karoserii zvlášť. Díky tomu nedochází k vzájemnému ovlivňování protilehlých kol, jak tomu bylo u tuhých náprav. Toto řešení nám dělá z jedné z největších nevýhod tuhých náprav výhodu výkyvných náprav, jelikož podstatně snížíme hmotnosti neodpružených hmot. U hnaných náprav jsou diferenciál a rozvodovka upevněny na karoserii. [8]

Uplatnění výkyvná náprava našla především u většiny osobních automobilů i jako přední nápravy některých užitkových vozidel. Také tyto nápravy můžeme vidět na všech nákladních automobilech značky TATRA spolu s páteřovým rámem, kde jejich hlavní výhodou je lehčí průchodnost těžkým terénem a nevýhodou je velký odklon kola u nezátíženého vozidla, který je způsobený listovými pery. Tuto nevýhodu se Tatra snaží kompenzovat přidáním pneumatického pérování. [10]

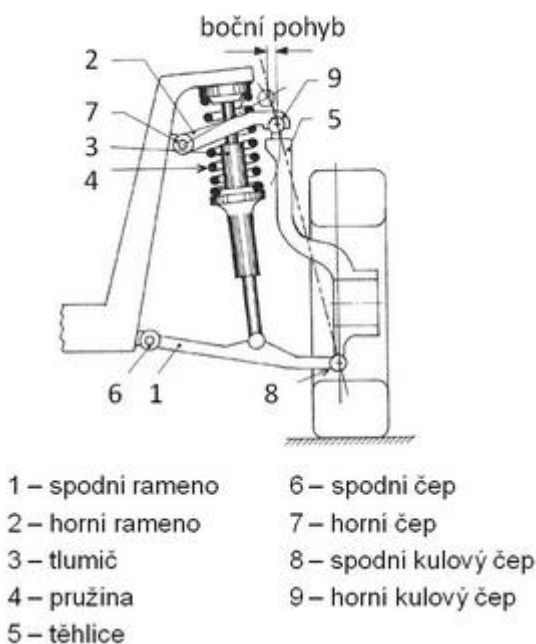
1.2 Druhy nezávislého zavěšení kol:

- lichoběžníková náprava (dvojice příčných trojúhelníkových ramen),
- náprava McPherson (teleskopická vzpěra s rozvidleným spodním příčným ramenem),
- kyvadlová úhlová náprava (trojúhelníková ramena se šikmou osou kývání),
- kliková náprava (podélná ramena s příčnou osou kývání nebo podélná ramena jsou propojena torzním prvkem),
- víceprvková náprava. [1]

Mezi často používané typy zavěšení kol předních náprav u osobních automobilů patří Lichoběžníkové a McPherson. Tyto typy zavěšení se nechají použít i u zadních náprav osobních automobilů, ale jejich použití zpravidla nebývají tak častá. [11]

1.2.1 Lichoběžníková náprava

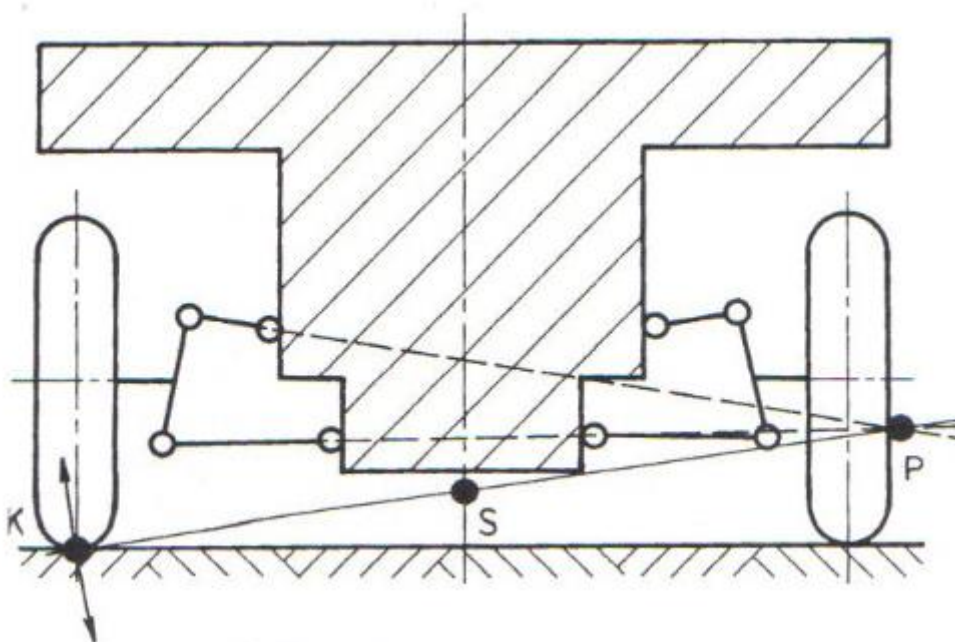
Tato náprava bývá většinou tvořena dvěma trojúhelníkovými příčnými rameny, která jsou umístěna nad sebou, v základní poloze jsou rovnoběžná. Tato ramena zajišťují dostatečnou tuhost a odolnost při brzděném momentu. Každé z těchto ramen je zavěšeno na třech bodech, které tvoří dva vnitřní čepy připevněny ke karoserii vozidla a jeden vnější čep. Díky tomuto uspořádání se může závěs i kolo houpat na čepích relativně vůči karoserii. Při čelním pohledu na rameno s těhlicí, vidíme tvar lichoběžníku, odtud také tento druh nezávislého zavěšení získalo svůj název.[1]



Obrázek 4: Lichoběžníkové zavěšení kola [11]

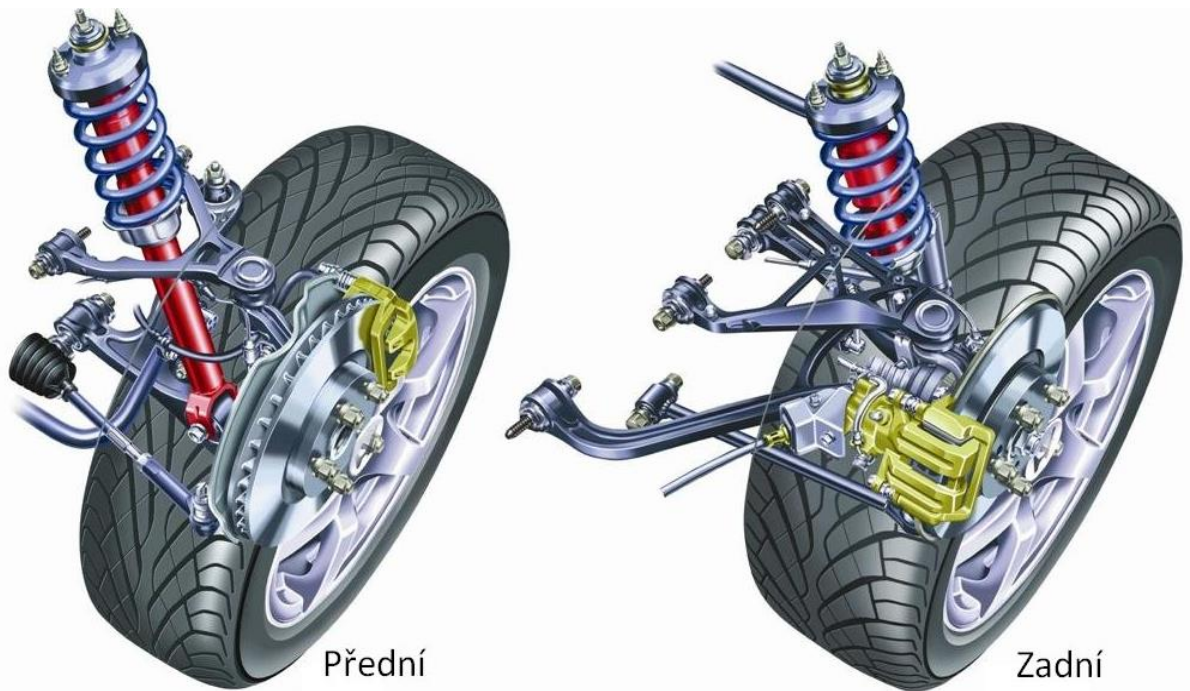
V případě, že u lichoběžníkového zavěšení dojde k propružení, dochází ke změně sbíhavosti, odklonu i změně rozchodu kol. Tyto změny mají vliv na jízdní vlastnosti vozidla a jsou nežádoucí. Lze je eliminovat vhodnou volbou polohy a délky ramen. [12]

Leží-li okamžitý střed klopení kola **P** daleko od kola, tak vznikají při propružení jen malé změny odklonu a rozchodu kol, což zlepšuje jízdní vlastnosti vozidla. Poloha středu klopení karoserie **S** je dána vzájemným sklonem příčných ramen, jak je znázorněno na (**obr.5**). Pro zvláštní případ rovnoběžných ramen leží střed klopení kola **P** v nekonečnu a střed klopení karoserie **S** leží přímo na vozovce. Při malém propružení kol u nehybné karoserie se odklon vůbec nezmění, změní se pouze nepatrně rozchod kol (platí pouze v případě, že ramena jsou stejně dlouhá). V případě, že příčná ramena nejsou stejně dlouhá, nic z toho při větších výchylkách neplatí, jelikož ramena nejsou rovnoběžná. Naopak při naklonění karoserie musí dojít **vždy** ke změně odklonu kola. [1]



Obrázek 5: Střed klopení kola **P** a střed klopení karoserie **S** u lichoběžníkové nápravy [1]

K zachycení sil, které působí ve stopě vozidla, se užívají trojúhelníková ramena uložena v pryžových pouzdrech. Dolní rameno bývá masivnější z důvodu vyššího zatížení. V případě umístění motoru vozidla vpřed, je požadováno více místa v oblasti horních ramen. Z tohoto důvodu jsou horní ramena podstatně kratší a méně bytelnější než spodní. Pružiny bývají uloženy na spodním ramenu, jelikož je delší a koná při propružení menší úhlové výchylky a pružina tak může být pevně uchycena v rameni. V případě, že bychom chtěli uchytit pružinu do horního ramene, museli bychom ji upevnit přes kloub, aby nedocházelo k velkému vyboulení pružiny při stlačení. Hlavní výhodou lichoběžníkových náprav v porovnání s McPherson je velmi nízká stavba, naopak za nevýhodu se dá považovat její cena, a tak se tento druh náprav využívá především jako přední náprava u automobilů vyšších tříd, neboť zaručuje dobré jízdní vlastnosti vozidla. [12]



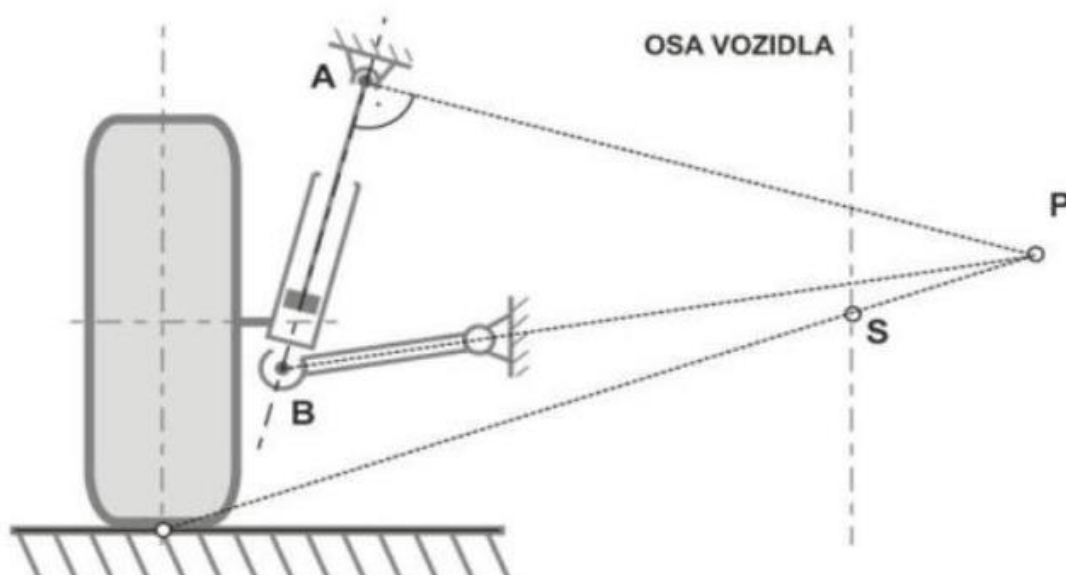
Obrázek 6: Přední a zadní lichoběžníkové zavěšení kol [11]

1.2.2 Náprava McPherson

Zavěšení typu McPherson vychází z lichoběžníkového zavěšení kola, ale na rozdíl od něho, je horní rameno závěsu nahrazeno posuvným vedením. Spodní rameno zůstává stejné. Tento způsob zavěšení nám získá přídavný vnitřní prostor pro agregát či zavazadlový prostor. [13]

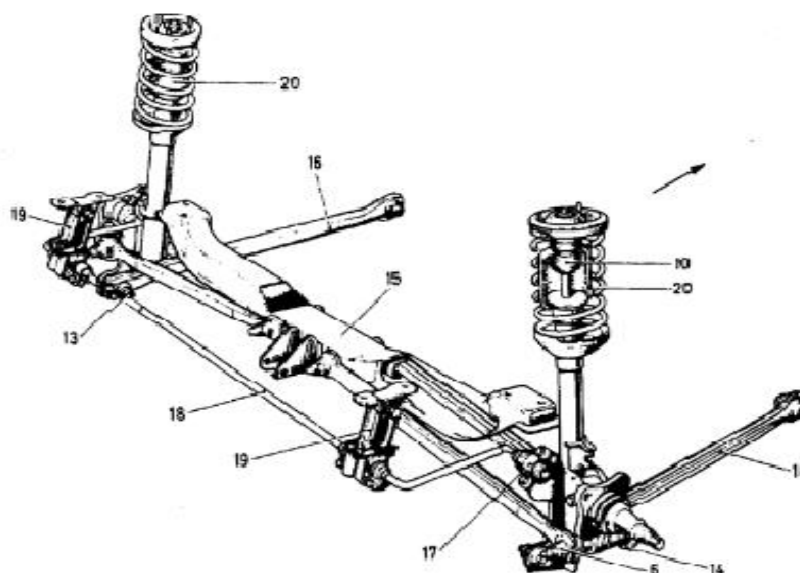
Vedení ve vzpěře McPherson je vždy konstruováno jako hydraulický tlumič, u kterého je pístnice o poznání silnější, než u normálního tlumiče z důvodu příčného zatížení. Vodící trubka tlumiče bývá většinou ovinuta vozidlovou pružinou. Tímto způsobem může být svislé zatížení kola přímo vedeno přes kolo, rejdový čep, vodící trubku a pružinu do karoserie, aniž by došlo k zatížení ložiska. Díky menšímu zatěžování ložiska \Rightarrow menší ložiskové tření, vzniká na kluzných místech válec-píst a vedení-pístnice větší tření, díky příčným silám při akceleraci, zatáčení a brždění. Toto nežádoucí tření nám může způsobit zablokování pohybu teleskopické vzpěry i při malých nerovnostech a pak vozidlo kmitá jen na pneumatikách. K odstranění tohoto nežádoucího tření válec-píst a vedení-pístnice se často vinutá pružina ukládá šikmo nebo bývá horní ložisko uloženo do měkkého pryžového lůžka, které nám umožní relativní pohyb mezi vzpěrou a karoserií. [1]

Použije-li se zavěšení McPherson na přední nápravě, při řídicích pohybech se kolo natáčí kolem obou ložisek teleskopické vzpěry. (**obr.7**) V tomto případě úsečka $|AB|$ tvoří osu řízení. Dále (**obr.7**) zobrazuje středy klopení kola P a karoserie vozidla S , které leží vždy **nad** úrovní vozovky. Jakmile dojde k propružení nápravy a pevné karoserie nebo naklápění karoserie, změní se odklon kola. Toto vede ke kmitání volantu, které je způsobeno gyroskopickým momentem M_G působícím vlivem změn odklonu kol od svislé osy. Kmitání vzniká tehdy, je-li ústrojí buzeno frekvencí jeho vlastní. [13]



Obrázek 7: Princip přední nápravy McPherson [1]

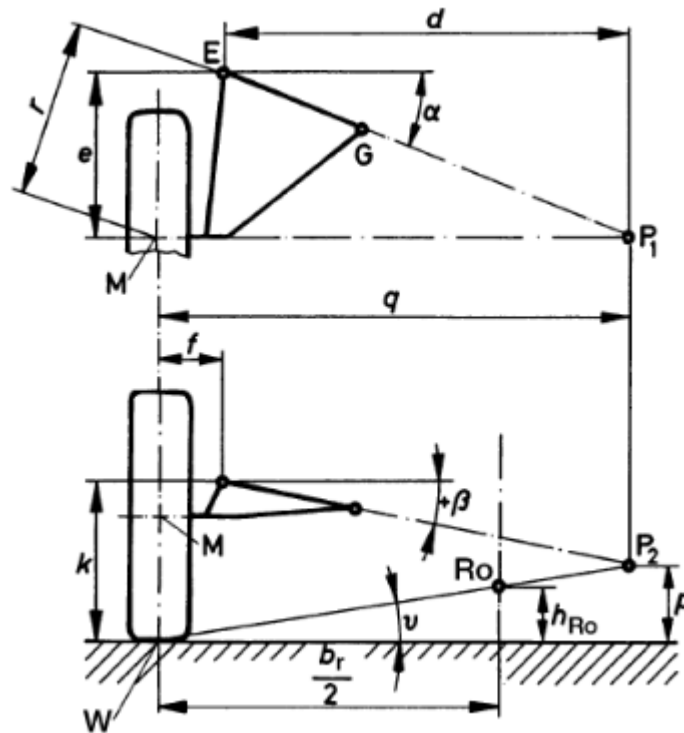
Tento typ zavěšení se používá i jako zavěšení kol zadní nápravy u některých osobních automobilů, kde odpadá horní axiální valivé ložisko (neřízená náprava). Příčná ramena mohou být velmi dlouhá (téměř až k podélné ose vozidla), tímto způsobem je zajištěna menší změna sbíhavosti a odklonu kol. Tento systém může zajistit rozšířený a zároveň snížený zavazadlový prostor. Díky co největší vzdálenosti bodů upevnění příčných tyčí na nosnících kol a tvrdostí pryže (body 6 a 14 na **obr.8**), může být ovlivněno elastické samořízení. [1]



Obrázek 8: Zadní nepoháněná náprava McPherson vozidel Lancia Delta [1]

1.2.3 Kyvadlová (úhlová) náprava

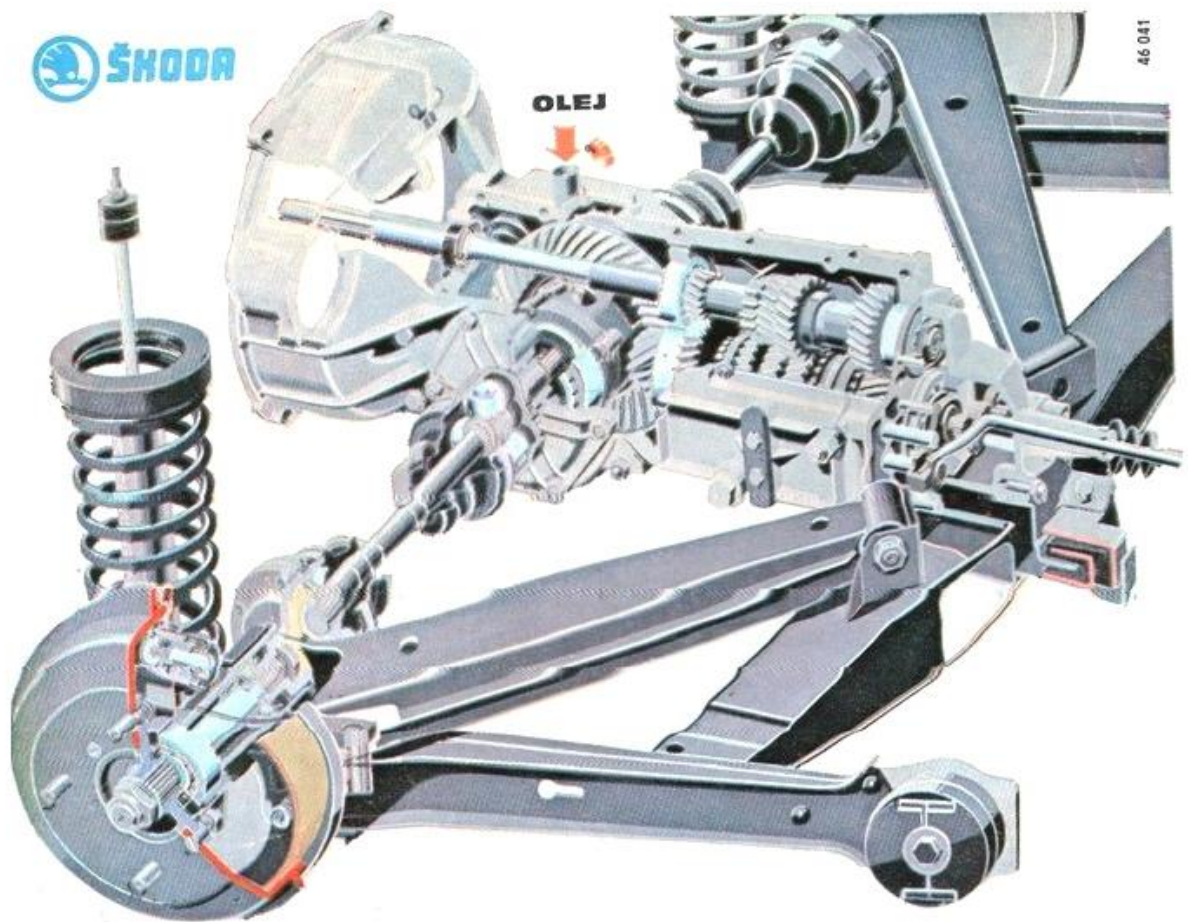
Tento druh nezávislého zavěšení kol se užívá výhradně na zadní neřiditelné hnací či hnané nápravě. Osa kývání je v půdorysném pohledu většinou i v nárysu šikmá a díky tomu se jí také někdy říká šikmý závěs nebo úhlová či šikmo vlečená náprava. Tato náprava má stejný základ s klikovou nápravou, ale liší se od ní šikmou osou kývání obou ramen. Uchycení je zde řešeno pomocí rozvidleného ramene, které je uchyceno pomocí pryžových bloků do rámu či nápravnice. [14]



Obrázek 9: Kyvadlová úhlová náprava – geometrie (konstrukce středu klopení kola R_o a středu klopení nápravy P) [7]

Sevřený úhel v půdorysném pohledu mezi uložením ramena a příčnou osou automobilu je označen jako α . Úhel α se pohybuje v rozmezí $10^\circ - 25^\circ$. V pohledu zezadu úhel sevřený mezi uložením ramene nápravy a rovinou rovnoběžnou s vozovkou je označován jako β a pohybuje se v rozmezí $0^\circ - 5^\circ$. Díky tomuto nastavení dochází při propružení nápravy k tzv. samořízení, které má nedotáčivý účinek na jízdní vlastnosti vozidla. S rostoucími úhly však roste i změna sbíhavosti, odklonu či rozchodu kola vozidla. Při propružení kyvadlové úhlové nápravy vzniká změna odklonu a rozchodu kol, a proto musí být u poháněných náprav zajištěno vyrovnávání délek hnacích hřídelí. Z hlediska elasto-kinematiky mají tyto druhy náprav sklony k přetáčivosti. [7]

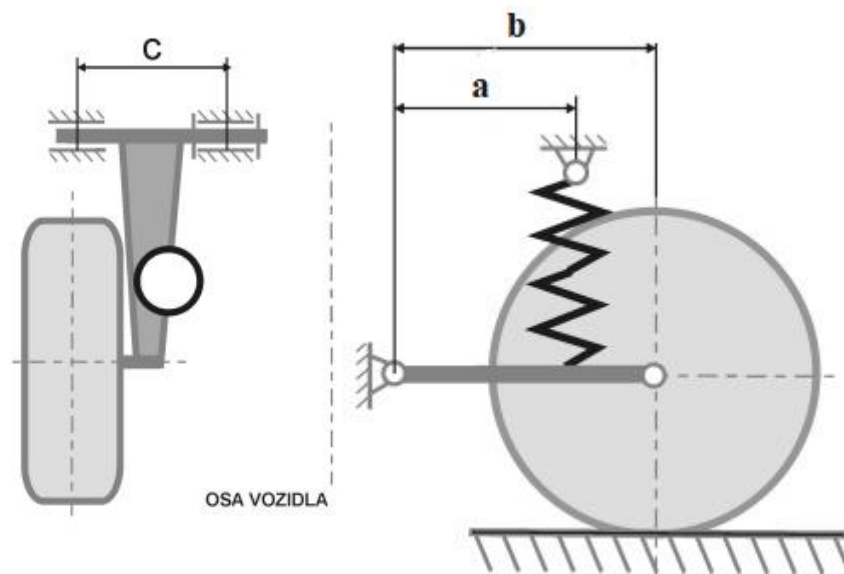
Mladoboleslavská automobilka Škoda Auto využila nezávislého zavěšení zadních kol pomocí hnací kyvadlové (šikmo vlečené) nápravy u vozů typu 100, 120 a 1000 MB. Modely byly však charakteristické svou přetáčivostí způsobenou především výraznou změnou rozchodu i odklonu kol. Díky tomu došlo v roce 1982 ke změnám v konstrukci vozidel, které měly za úkol tuto přetáčivost odstranit. Výsledkem těchto změn byla kyvadlová úhlová náprava, tedy opět „šikmo vlečená“ náprava, ale s menším úhlem kývání. Prvním sériovým vozem s touto upravenou nápravou byl automobil Škoda Garde, tenkrát ještě označován jako úzkorozchodné vozidlo. Úhlová náprava („vlečená“) měla přesnější vedení kola v průběhu celého zdvihu kola, jelikož bylo vedeno přidáním vzpěrným ramenem. Tato úprava měla za důsledek až nedotáčivé jízdní vlastnosti. [14]



Obrázek 10: Zadní kyvadlová (úhlová) náprava ŠKODA [14]

1.2.4 Kliková náprava

Tato náprava bývá také často označována jako polotuhá náprava s vlečnými rameny. Užití tato náprava našla především jako zadní hnaná náprava, nicméně lze ji použít i jako hnací nápravu. Tento typ konstrukce se vyznačuje každým kolem zavěšeným na jednom či dvou podélných ramenech. Ramena klikové nápravy bývají většinou spojena U profilem, který působí jako příčný stabilizátor. Tato náprava má podélná ramena s příčnou osou kývání. Mezi hlavní výhody tohoto zavěšení patří malý zástavbový prostor, konstrukční jednoduchost a nízké výrobní náklady. Díly nápravy nezužují podlahu zadní části vozu, a díky tomu může být podlaha v zavazadlovém prostoru velmi nízko. Toto řešení je vhodné zejména pro automobily typu kombi s velkými pátými dveřmi. [1]

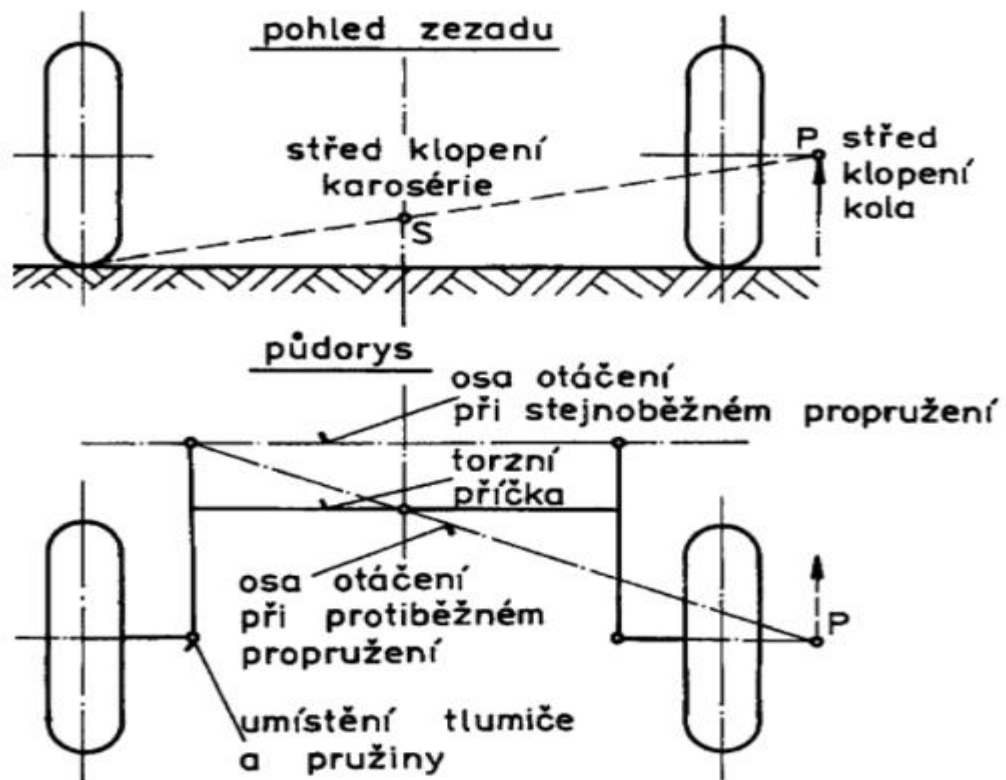


Obrázek 11: Schématické zobrazení klikové nápravy [15]

Uložení ramen většinou bývá realizováno pomocí pryžových ložisek. S ohledem na minimalizaci relativních pohybů ramen vůči karoserii, minimalizaci přenosu hluku a vibrací, je vhodné snížit velikost sil v uložení nápravy vhodnou geometrií ramen. Tzn. vozidlové pružiny by měly být co nejbližší nad stopou pneumatiky, tímto způsobem se snižuje svislé namáhání ložisek ($a=b$). Jestliže uchytneme rameno nápravy dvěma ložisky, je dobré zachovat mezi nimi co největší rozestup ($c=\max$). Vlečná ramena nápravy také můžeme spojit pomocí **torzní** pružiny, která se pak podílí na tvrdosti odpružení. Jak plynul čas, tak se tato torzní pružina proměnila v torzní spojení, vznikla tzv. spřažená náprava s propojenými podélnými rameny. [15]

1.2.4.1 Kliková náprava se spřaženými rameny

Kliková náprava se spřaženými rameny je z kinematického hlediska přechodem mezi závislým a nezávislým odpružením neboli mezi klikovou nápravou a tuhou nápravou. Příčka je na ohyb poněkud tuhá. Spojovacím prvkem bývá většinou otevřený U profil, který se nedeformuje při sousledném propružení. Naopak při nesousledném propružení kol zadní nápravy je příčka torzně namáhaná a vlastně nahrazuje torzní stabilizátor. Při sousledném propružení kol vznikne jen mírná změna odklonu kol, což je podmíněno tuhostí profilu. Jiné je to při nesousledném propružení nápravy, to již dochází k výrazné změně odklonu kol. Pokud se příčka posune do středů kol, budou získány vlastnosti tuhé nápravy. Zvláštností je, že okamžité osy otáčení jsou při sousledném a nesousledném propružení rozdílné. [1]

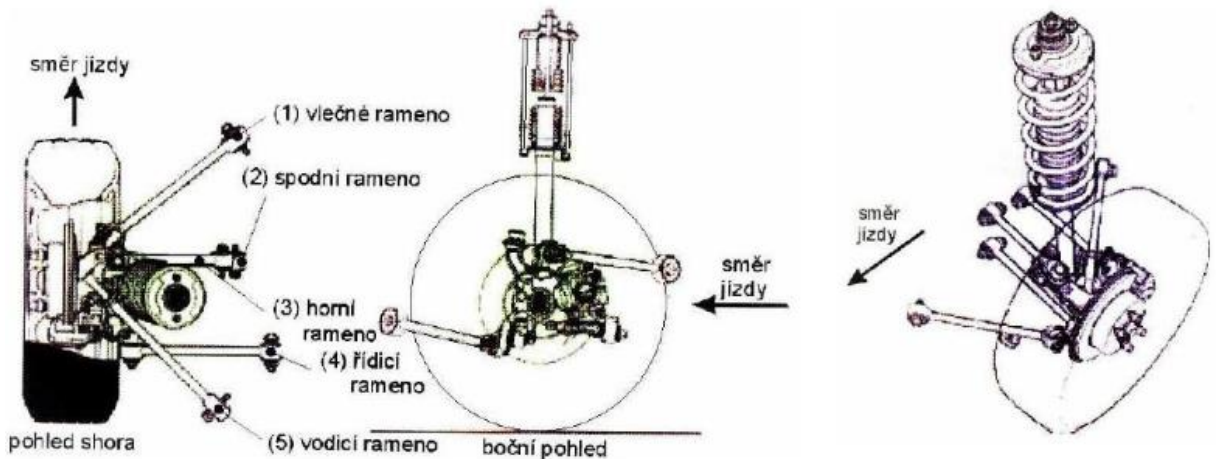


Obrázek 12: Schéma klikové nápravy s propojovacím torzním prvkem – vlečná ramena jsou propojena torzní příčkou [1]

Mezi výhody klikové nápravy se spřaženými rameny patří zejména jednoduchá montáž a demontáž celé nápravy, malý zástavbový prostor, malý počet konstrukčních dílů a snadné uchycení pružící a tlumící soustavy, malá neodpružená hmotnost, malé změny sbíhavosti, rozchodu a odklonu kola. Oproti klasické klikové nápravě „trpí“ spřažená kliková náprava **méně** na samořízení nápravy závislé na zatížení nápravy. Kliková náprava také umožňuje snazší umístění palivové nádrže a rezervního kola, čímž se získá prostor pro zadní sedadla a zavazadlový prostor. Mezi nevýhody spřažené klikové nápravy s vlečnými rameny patří prakticky nemožnost použití nápravy jako poháněné a vysoké namáhání nápravy omezující její nosnost. [15]

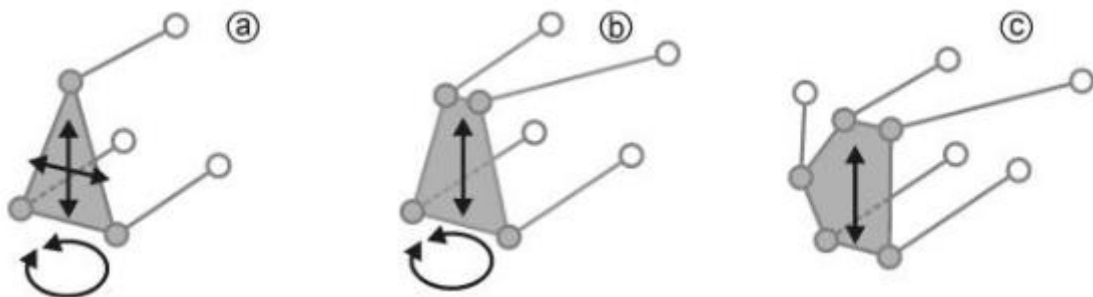
1.2.5 Víceprvková náprava

Jedná se o nejmodernější druh zavěšení kola. U tohoto typu nápravy je každé kolo zavěšeno na 3-5 ramenech. Toto nezávislé zavěšení kola, které je realizováno pomocí několika ramen (tyčí nebo trojúhelníkových ramen), vzniklo úpravou lichoběžníkové nápravy. Víceprvkové zavěšení kola je složitý mechanismus složený z více prvků, kterými zajišťujeme optimální kinematiku nápravy. Tento způsob zavěšení můžeme použít na přední i zadní nápravě a v obou případech může být hnací či hnaná. Víceprvková náprava je považována za nejlepší konstrukční kompromis vedení kola. Bohužel její konstrukce je poměrně složitá, což se nám promítá do náročnosti výroby a s tím i úzce spojené ceny zavěšení. [1]



Obrázek 13: Víceprvková náprava vozu Honda Accord [16]

Jako příklad pro popis tohoto druhu nápravy vezmeme přední pětiprvkovou nápravu (obr.13). Zavěšení kola je realizováno pomocí pěti tyčových ramen. Tlumič s vinutou pružinou přenáší přes nosné rameno síly od vozovky do karoserie. Díky vzájemné nezávislosti všech ramen zavěšení může být dosaženo optimálního kinematického pohybu kola. Počtem ramen a jejich polohou se dá docílit vysoké přesnosti vedení kola viz.(obr.14). [17]



Obrázek 14: Vliv počtu ramen na kinematiku zavěšení [17]

Víceprvkové zavěšení kola je poměrně složitý a výrobně nákladný mechanismus, i přes tuto skutečnost je mnoho sportovních a moderních vozidel převážně vyšších tříd vybaveno tímto typem zavěšení kol. Jedním z hlavních důvodů, proč využít tohoto typu zavěšení, je skutečnost, že konstruktéři moderních automobilů, aby byli konkurence schopni, musí nabídnout co největší prostor uvnitř karoserie vozidla. Malý zástavbový prostor, který je vyčleněn pro zavěšení kola, klade o to větší požadavky na jeho konstrukci. Požadavky jsou hlavně kladeny na dobrou ovladatelnost, nízkou hladinu hluku a komfort vozidla. Správně navržené víceprvkové zavěšení by tyto požadavky mělo splňovat. Na druhou stranu toto řešení je jedno z nejdražších vůbec, a tak není divu, že automobily nižších tříd jsou vybaveny „jen“ konvenčním řešením, jako jsou například již výše uvedená náprava McPherson či sprážená kliková náprava. [1]

Za výhody víceprvkového zavěšení kol se dají považovat:

- vysoká příčná a podélná tuhost,
- nízké neodpružené hmoty,
- rozmanitost v návrhu kinematiky a brzdového systému,
- velké možnosti v nastavení geometrie.

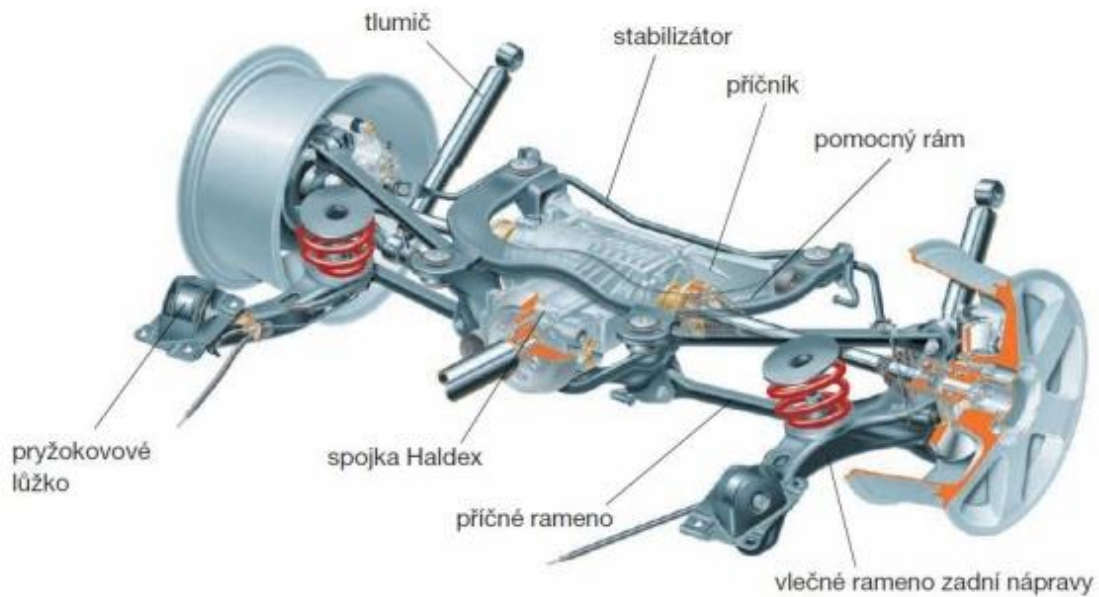
Na druhou stranu za nevýhody můžou být považovány:

- velké množství konstrukčních dílů,
- složitá konstrukce,
- dražší údržba a cena zavěšení,
- spousty možností v nastavení geometrie.



Obrázek 15: Zadní Víceprvková náprava Porsche Cayenne [17]

Tato víceprvková náprava (**obr.15**) složena z podélných a příčných ramen, uložena v tuhé nápravnici, usnadňuje montáž nápravy do vozidla a zároveň zvyšuje tuhost zavěšení.



Obrázek 16: Zadní Víceprvková náprava Škoda Octavia 4x4 [17]

Na (obr.16) je zadní náprava Škody Octavia 4×4. Kola jsou uchycena pomocí dvou vlečných ramen a čtyř příčných ramen. Toto řešení umožňuje oddělení podélných a příčných sil, přenášených od kol do karoserie. Zavěšení je v příčném směru velmi tuhé, což zlepšuje stabilitu jízdy v zatáčkách, ale poměrně poddajné v podélném směru, což přispívá k vyššímu cestovnímu komfortu. Svislé síly jsou zachyceny pružinou a tlumičem, které mohou být uloženy blízko kolům a neomezují velikost zavazadlového prostoru. Víceprvková zadní náprava bývá obvykle (stejně jako přední) vybavena torzním stabilizátorem, který omezuje naklánění karoserie v zatáčkách. [17]

1.3 Zatížení náprav vozidla – radiální reakce

V důsledku působení tíhové síly vyvolané hmotností vozidla, vznikají radiální reakce na nápravu. Radiální reakce mají své působíště v bodě styku kola s vozovkou. Zatížení náprav ovlivňuje mnoho okolností, a tak jej můžeme posuzovat z různých hledisek.

1.3.1 Statické zatížení náprav

V případě statického zatížení, kdy vozidlo stojí v klidu na vozovce a působí na něj pouze tíhová síla vozidla ve svém působíšti, se nazývá těžiště vozidla. V případech statického zatížení lze předpokládat, že těžiště leží v podélné ose souměrnosti vozidla a z toho vyplývá rovnoměrné rozdělení zatížení mezi levé a pravé kolo téže nápravy. Za tohoto předpokladu můžeme působící síly a momenty řešit pomocí tří rovnic rovnováhy, jak známe ze statiky.

$$\sum_{i=1}^n F_{iX} = 0, \sum_{i=1}^n F_{iY} = 0, \sum_{i=1}^m M_i = 0.$$

Na vozidlo osazené dvěma nápravami, které stojí na rovné vozovce, působí pouze svislé síly. V tomto případě nám pro výpočet radiálních reakcí stačí pouze jedna rovnice rovnováhy v daném směru a jedna momentová rovnice k bodu dotyku kola s vozovkou. Díky těmto rovnicím jsme schopni vyjádřit velikosti reakčních sil, které působí na přední a zadní nápravu. U vozidel osazených více nápravami, vyjadřujeme velikosti reakčních sil podobným způsobem. Na zásadní rozdíl narazíme až u tzv. dvojitého závěsu náprav, se kterým se nejčastěji setkáme na třínápravových a čtyřnápravových nákladních vozidlech. Rozklad radiálních reakcí v případě závěsu záleží z pravidla na jeho konstrukci. U kyvadlových náprav za použití pouze listových per jako symetrického zavěšení, dochází k rozložení sil, které působí na jednotlivé nápravy rovnoměrně. V případě, kdy jsou v konstrukci použity další prvky (podélné vzpěry), už nemluvíme o rovnoměrném rozložení sil, ale na každou nápravu působí síla různých hodnot. V tomto případě je vhodnější využít grafického řešení, jelikož početní bývá složité.

1.3.2 Radiální reakce v příčném a podélném svahu

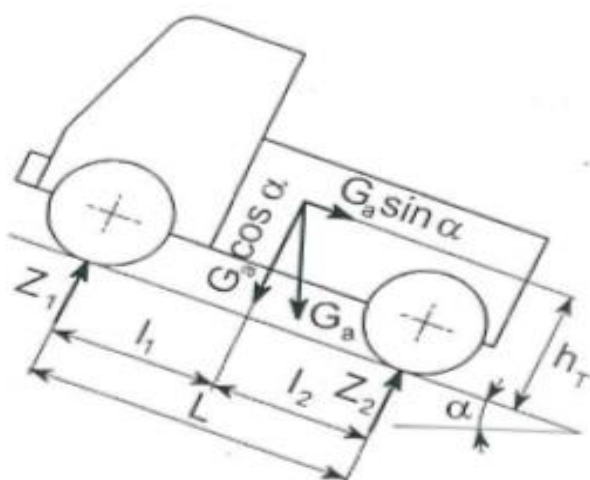
Se změnou sklonu vozovky se změní i velikost radiálních reakcí. Pokud stojí vozidlo na rovné vozovce, směr tíhové síly, která působí v těžišti vozidla, je kolmo dolů a vzdálenost těžiště od vozovky nemá na velikost radiální reakce žádný vliv. Vzdálenost těžiště od vozovky se nám projeví na velikosti radiální reakce v případě umístění vozidla do svahu. V tomto případě, mohou nastat dvě situace, lišící se polohou vozidla vůči svahu.

1.3.2.1.1 Radiální reakce v podélném svahu

V případě, že je vozidlo umístěno podélně oproti svahu, tíhová síla se rozkládá vlivem sklonu na sinovou a kosinovou složku. Jedna je rovnoběžná se sklonem vozovky a druhá směřuje kolmo na vozovku. Sinusová složka tíhové síly (**obr.17**) vytváří na rameni h_T klopný moment, který zvětšuje radiální reakci na zadní nápravě, a naopak přední nápravu odlehčuje a snižuje velikost radiální reakce. To znamená, že u vozidel jedoucích do svahu, je odlehčována přední náprava, a naopak zatěžována ta zadní. Při jízdě směrem ze svahu je tomu naopak. Pro výpočet využijeme rovnováhy sil a momentů, přičemž momentovou rovnicí počítáme k bodu dotyku zadního kola s vozovkou.

$$(1-1) \quad \sum_{i=1}^n F_{iY} = 0; \Rightarrow Z_1 + Z_2 - G * \cos\alpha = 0$$

$$(1-2) \quad \sum_{i=1}^n M_i = 0; \Rightarrow Z_1 * L + G * \sin\alpha * h_T - G * \cos\alpha * l_2 = 0$$



Obrázek 17: Schéma vozidla stojícího v podélném svahu [19]

1.3.2.1.2 Radiální reakce v příčném svahu

V případě, že je vozidlo umístěno příčně oproti svahu, nastává podobná situace jako v předešlém případě, jen s tou změnou, že nedochází k zatěžování a odlehčování přední a zadní nápravy, nýbrž levých a pravých kol vozidla.

1.4 Těžiště vozidla

Na každý bod tělesa působí jeho tíhová síla v tíhovém poli. Výslednice sil mají vždy působiště v jednom bodě nazvaným těžiště tělesa. V případě, že je zaveden pojem těžiště tělesa, můžeme celé těleso nahradit jedním bodem. Poté pohyb celého tělesa řešíme jako pohyb bodu (těžiště). Poloha těžiště nám do značné míry ovlivní vlastnosti vozidla, jelikož ovlivňuje velikosti reakcí vzniklých v bodě dotyku kola s vozovkou. Poloha těžiště v příčném a podélném směru vozidla má vliv především na nesouměrné rozložení hmotnosti na jednotlivá kola či nápravy vozidla. Výsledkem nesouměrného zatížení kol je zvýšená přetáčivost či naopak nedotáčivost vozidla při jízdě zatáčkou nebo při brzdění vozidla. Výšková poloha těžiště vozidla má především vliv na stabilitu vzhledem k překlopení při průjezdu zatáčkou či převrácení u speciálních vozidel při jízdě ze svahu nebo do svahu. Vysoká poloha těžiště vozidla v kombinaci s nevhodnou podélnou polohou těžiště má při intenzivním brzdění vliv na rozložení brzdících sil na jednotlivá kola a nápravy. Důsledkem nevhodně rozložených brzdících sil při přímé jízdě může být přebrzdění zadní nápravy. Zablokovaná kola zadní nápravy mohou vést k přetáčivému pohybu vozidla. Znalost polohy těžiště je tedy velmi důležité pro výpočty týkající se dynamiky vozidla, především v případech boční stability při průjezdu zatáčkou a podélné stability při zrychlení a zpomalení vozidla. [21]

1.4.1 Podélná a příčná poloha těžiště vozidla

Pro určení polohy těžiště v podélném a příčném směru se pomocí vah určí hmotnost připadající na jednotlivá kola vozidla a změří se základní rozměry, jako jsou rozvor náprav a rozchod kol. Výsledná hmotnost na přední a zadní nápravě je součet hmotností pod levým a pravým kolem téže nápravy. Součet naměřených hodnot pod jednotlivými koly vozidla se musí rovnat hmotnosti vozidla viz. vzorec (1-3).

(1-3)

$$m_C = m_{PP} + m_{LP} + m_{PZ} + m_{LZ}$$

Kde:

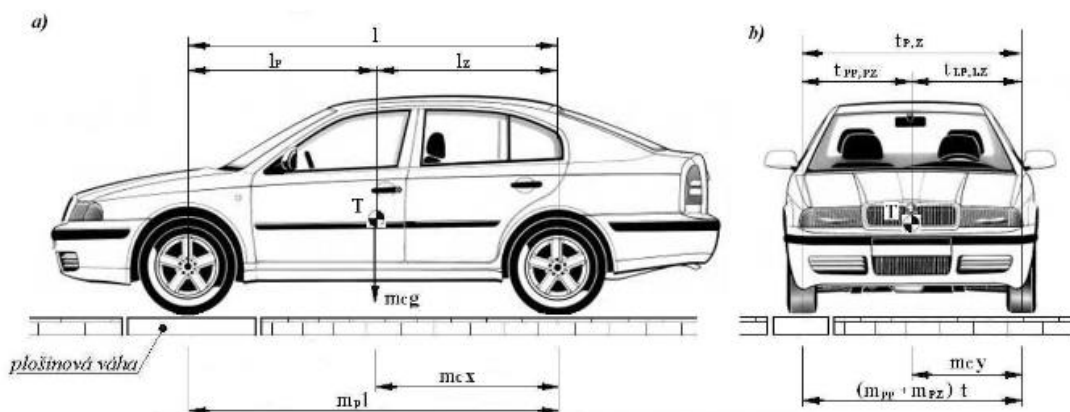
m_C je celková hmotnost vozidla

m_{PP} je hmotnost připadající na pravé přední kolo

m_{LP} je hmotnost připadající na levé přední kolo

m_{PZ} je hmotnost připadající na pravé zadní kolo

m_{LZ} je hmotnost připadající na levé zadní kolo



Obrázek 18: Schéma vozidla pro výpočet a) podélné polohy těžiště vozidla, b) příčné polohy těžiště vozidla [21]

Pro názornější představu výpočtu podélné polohy těžiště vozidla (**obr.18a**) můžeme stanovit podélnou polohu těžiště z momentu vztaženému k ose zadní nápravy za předpokladu, že známe rozvor náprav l a hmotnosti připadající na přední nápravu vozidla m_p . [21]

(1-4)

$$m_p = m_{PP} + m_{LP}$$

Obř.18 znázorňuje vzdálenost podélné polohy těžiště l_Z od osy zadní nápravy získané pomocí rovnováhy statických momentů působících na zadní nápravu. Po dosazení lze vypočítat podélnou polohu těžiště dle rovnice (1-5).

(1-5)

$$x = l_Z = \frac{m_P l}{m_C}$$

V případě, že hodnota x vyjde kladná, je těžiště posunuto o absolutní hodnotu $|x|$ od zadní osy nápravy směrem k přední.

V případě, že vozidlo má stejný rozchod kol na přední i zadní nápravě, který známe a současně je dáno zatížení připadající na pravou stranu vozidla, tj. hmotnost naměřená pod pravou přední a zadní pneumatikou, lze podobným způsobem, jako tomu bylo u podélné polohy těžiště vozidla, spočítat i příčnou polohu těžiště. Příčnou polohu těžiště vztáhneme k ose rovnoběžné s podélnou osou vozidla procházející ohniskem středů pneumatik na levé straně vozidla. Potom příčná vzdálenost těžiště vozidla od této osy je dána vzorcem (1-6). [21]

(1-6)

$$y' = \frac{m_{PP} + m_{PZ}}{m_C} t_{P,Z}$$

Kde: y' je příčná vzdálenost těžiště vozidla od ohniskového středu pneumatik levé strany vozidla za předpokladu stejného rozchodu kol na obou nápravách.

$t_{P,Z}$ je rozchod kol

Příčná poloha těžiště se obvykle udává ve vzdálenosti od podélné osy vozidla. Tuto vzdálenost získáme přepočtem dle vzorce (1-7).

(1-7)

$$y = y' - \frac{t_{P,Z}}{2}$$

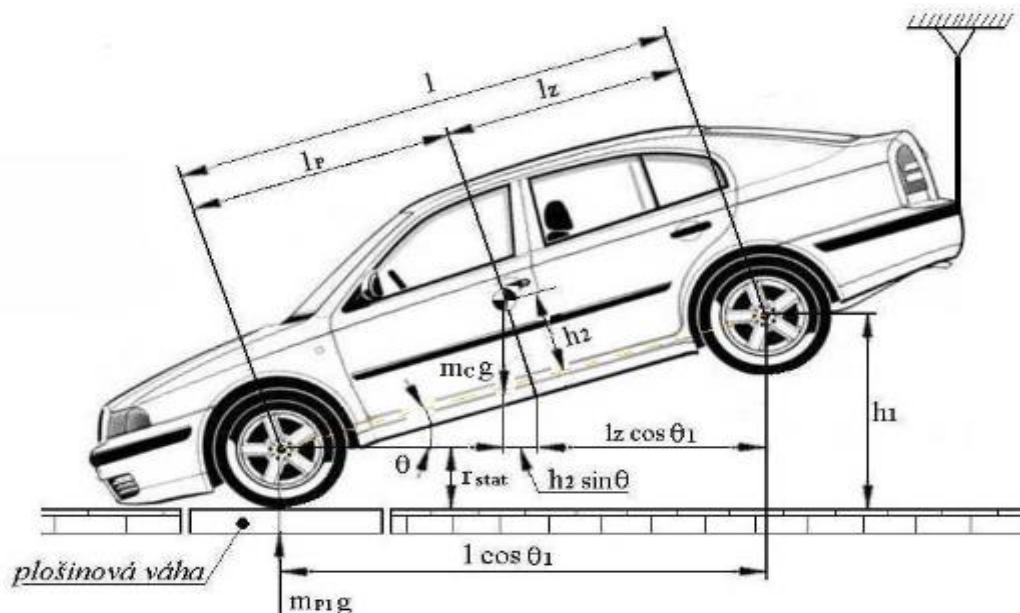
Pokud hodnota y vyjde kladná, těžiště vozidla je posunuto o absolutní hodnotu $|y|$ doprava od podélné osy vozidla [21].

1.4.2 Výšková poloha těžiště vozidla

Určení výškové polohy těžiště vozidla je složitější, než tomu je u podélné a příčné polohy těžiště. Metod k nalezení přesné výškové polohy těžiště je několik. Tyto metody jsou spojeny s různým nakláněním, naklápěním vozidla, je třeba vzít v potaz především přesun provozních kapalin vozidla, nelineární působení pružin a tlumičů podvozku vozidla, nesouměrná deformace pneumatik atd. Všechny tyto procesy mohou zkreslit výsledky měření. Proto je důležité tyto potenciální vlivy před začátkem měření odstranit nebo jinak zamezit jejich projevu. Před měřením se pružiny vozidla stahují a tlumiče nahrazují např. pevnou tyčí nebo se vozidla vybavují přípravky, které zamezí vzájemnému posuvu karoserie vozidla vůči podvozku. [21]

Metody k zjištění výškové polohy těžiště vozidla:

- zavěšení vozidla,
- zjištění úhlu překlopení vozidla,
- vážení vozidla při naklápění na bok,
- vážení vozidla při naklápění na nápravu.



Obrázek 19: Metoda naklápění na nápravu – měření výškové polohy těžiště vozidla [21]

1.5 SkidCar

Téma mé bakalářské práce mě zaujalo na základě reportáže o nových možnostech školení řidičů. Tato reportáž měla za úkol lidi seznámit s novým systémem simulace jízdy nazvaným SkidCar, který je základem celé mé práce.



Obrázek 20: Systém SkidCar pro osobní automobil [22]

Tento systém se věnuje možnostem náhlé změny adhezních sil mezi koly vozidla a vozovkou. Díky tomuto systému je možné jet vozidlem po suché asfaltové vozovce a ve zlomku vteřiny dostat smyk, jako bychom jeli po zledovatělé vozovce. Jedním z důvodů, proč mě SkidCar zaujal, je má dopravní nehoda v zimním období před několika lety, kdy mé vozidlo dostalo smyk na zledovatělé vozovce. Automobil se téměř okamžitě stal neovladatelným a skončilo to třemi přeraženými stromy v lese a ekologickou likvidací vozidla (**obr.21**). Dlouhou dobu po uplynutí této nešťastné události, mě napadala myšlenka, zdali se dalo dělat něco jinak, aby se automobil stal opět ovladatelným a k této nehodě vůbec nedošlo. Systém SkidCar toto umožňuje, ve formě jízdy speciálně upraveným automobilem (**obr.20**) a simulací adhezních sil, jako jsou při jízdě po náledí. Bohužel cena systému SkidCar se pohybuje v řádech milionu korun. Z toho vyplývá, že pokud by nás podobná jízda, jaká zastihla mě zaujala a chtěli bychom ji zažít znovu, ale v bezpečnějším duchu a s minimálními škodami na majetku, tak nezbude nic jiného, než si navrhnout podobný systém na našem univerzitním experimentálním vozidle.



Obrázek 21: Peugeot 106 1.5D po nehodě [Autor]

2. NÁVRH SYSTÉMU PROMĚNNÉHO ZATÍŽENÍ NÁPRAV

Návrh samotného konstrukčního řešení se bude skládat z několika celků.

- návrh rámu pro uchycení přídatných kol a přímočarých hydromotorů k rámu experimentálního vozidla,
- návrh hydraulického systému zapojení agregátu a hydromotorů,
- návrh elektronického ovládání změny adhezních sil.
-

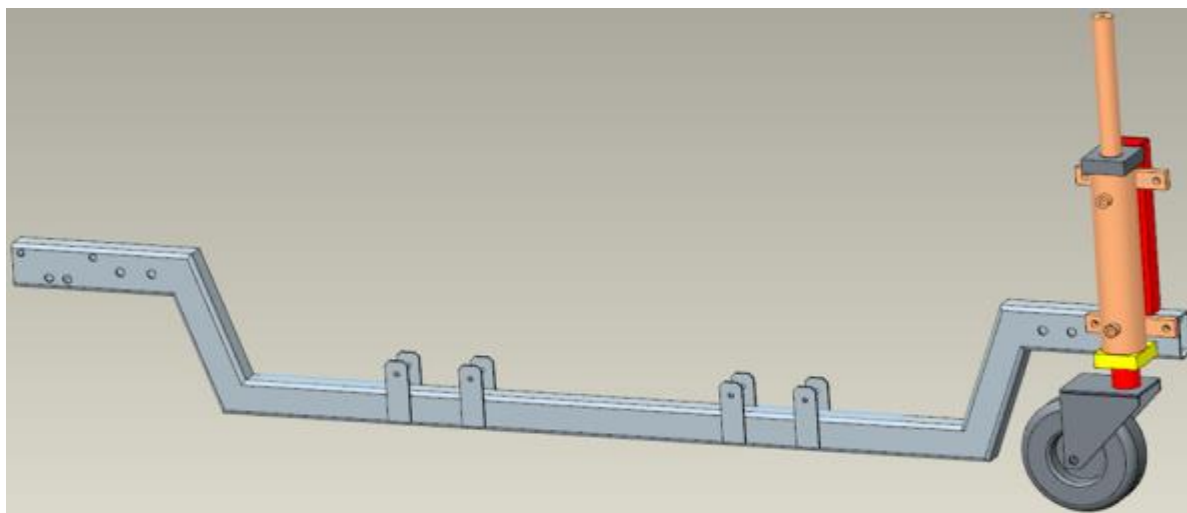
2.1 Návrh rámu pro uchycení přídatných kol a přímočarých hydromotorů k rámu experimentálního vozidla

Před zahájením samotného návrhu přídatného rámu bylo nutné navrhnout způsob uchycení rámu k experimentálnímu vozidlu. K tomuto účelu posloužily 400 mm dlouhé díly z jeklu 60x60x4 mm, které byly umístěny na levé a pravé straně za přední a před zadní nápravou experimentálního vozidla. Tyto díly (**obr.22**) v sobě měly po dvou dírách a byly pevně přivařeny k rámu vozidla, a tak splňovaly podmínky návrhu.



Obrázek 22: Přichytné místo pro uchycení přídatného rámu [Autor]

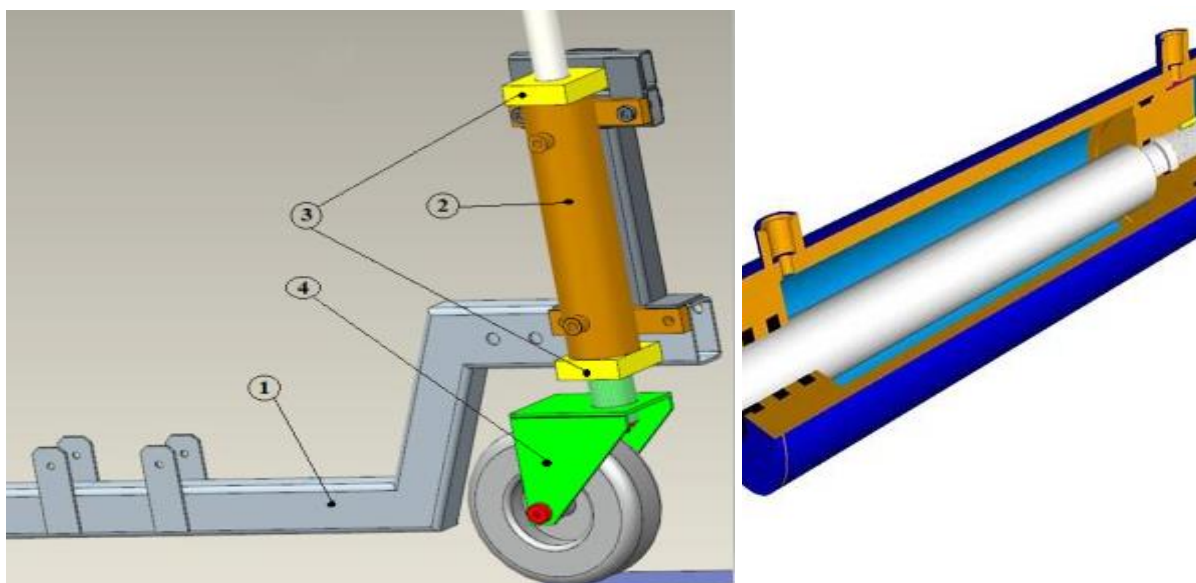
Místo pro uchycení bylo vyřešeno, a tak bylo možné přistoupit k samotnému návrhu konstrukčního řešení rámu. Na základě parametrů ze strojírenských tabulek byl zvolen jekl 80x60x5 mm, který vyhovuje k výrobě přídatného rámu. Tento rozměr profilu pro zatížení jednotlivých náprav experimentálního vozidla je několikanásobně předimenzován. Počítání nosníku na dvou podporách, zatíženým spojitým zatížením, nebylo cílem mé práce. Za pomoci 3 D CADu vznikl rám viz. (**obr.23**), který měl za úkol s pomocí přídatných kolových jednotek a hydromotoru měnit velikosti radiálních reakcí mezi kolem vozidla a vozovkou.



Obrázek 23: Rám pro uchycení přídavných kol k experimentálnímu vozidlu [Autor]

Na (obr.24) je znázorněno pod pozicí:

- 1) **Svařenec** – tvořen jekly 80x60x5 mm včetně otvorů pro přichycení hydromotoru. Součástí jsou také přivařené úchyty z ploché oceli pro připevnění k rámu experimentálního vozidla, do již zmíněných 400 mm dlouhých jeklů 60x60x4 mm.
- 2) **Dvojitý, přímočarý hydromotor** – v pravé části obrázku můžeme vidět v řezu. Tento díl, ve spolupráci s hydraulickým agregátem, by nám měl zajistit, plynulou změnu radiálních reakcí mezi kolem vozidla a vozovkou, dle požadavků posádky.
- 3) **Ložiskové domky** – ukrývají kluzná ložiska. V těchto ložiscích by se měla pohybovat pístní tyč a domky ve spolupráci s ložisky, by měly eliminovat axiální síly působící na přídavné kolové jednotky a zajistit tak pouze radiální zatížení těchto jednotek.
- 4) **Plechový rám** – slouží k uchycení kola k pístnici hydromotoru. Pro zjednodušení výpočtu uvažujeme, že přídavné kolo je dokonale tuhé (nepodléhá deformaci).
Rozměrovou dokumentaci k celému rámu naleznete v příloze č.1.



Obrázek 24: Detail přídavného rámu a řez dvojitým hydromotorem [Autor]

2.2 Návrh hydraulického systému zapojení agregátu a hydromotorů

Hlavním úkolem navrhovaného systému je zajistit plynulou změnu radiální reakce na kolo experimentálního vozidla v co nejkratším čase. Z tohoto důvodu je návrh hydraulického systému rozdělen do několika bloků.

- hydraulický agregát,
- hydraulické hadice,
- hydromotory a hydraulické prvky v systému,
- zapojení systému.

2.2.1 Návrh hydraulického agregátu

Nejdůležitějším faktorem hydraulického systému je vhodně zvolit parametry hydraulického agregátu. Hydraulický agregát s označením FESTO TN 152962, který byl zvolen, není přímo určen pro použití u osobních automobilů, nicméně vzhledem k parametrům, které udává výrobce agregátu, byl zvolen jako nejvhodnější. Součástí agregátu je pojistný ventil, který může regulovat tlak v rozmezí 0-6 MPa. Při tlaku 6 MPa je schopen dodávat 2 l/min oleje. Dále je opatřen zásobníkem na olej s kapacitou 5 l. Agregát bez náplně váží bezmála 19 kg a jeho rozměry jsou 580x300x180 mm. [24]

Díky těmto rozměrům bylo nutné zvolit jeho vhodné umístění ve vozidle. Pod sedadla nebo přední či zadní kapotu to nebylo možné, z důvodu jiných komponent experimentálního vozidla. Jediné místo, které přicházelo v úvahu, byl prostor za sedadlem řidiče (**obr.25**). Tento prostor se nabízel i svou vzdáleností od napěťového měniče, který již byl součástí vozidla z důvodu napájení elektromotorů pro natáčení zadních kol. Nyní bude napájet 230 V elektromotor agregátu s výkonem 650 W. [23]



Obrázek 25: Umístění hydraulického agregátu za sedadlem řidiče [Autor]

2.2.2 Návrh hydraulických propojovacích hadic

Hydraulické hadice se standardně vyrábí v několika průměrech, v závislosti na potřebách dopravovaného množství oleje. V našem případě, budou dopravovat olej ze zásobníku přes hydraulické čerpadlo do dvojčinných přímočarých hydromotorů a zpět do nádoby. V návaznosti na parametry čerpadla, které uvádějí max. dopravované množství oleje 2 l/min postačí nejmenší standardní průřez hadice, což je 3/4'' neboli 19 mm.



Obrázek 26: Umístění hydraulického agregátu a rozvaděče propojeného s dvojicí hydraulických zámek pomocí hydraulických hadic 3/4'' [23]

2.2.3 Návrh hydromotoru a hydraulických prvků v systému

Druhou nejdůležitější součástí navrhovaného hydraulického systému jsou bezesporu dvojčinné, přímočaré hydromotory. Tyto hydromotory ve spolupráci s celým systémem, budou mít za úkol, během jízdy odlehčovat zatížení na jednotlivá kola experimentálního vozidla, a tak měnit velikosti radiálních reakcí, které můžou být v každém okamžiku na každém kole jiné, dle požadavků posádky vozidla.

Pro výpočet parametrů hydromotoru, bylo nutné zjistit některé parametry experimentálního vozidla (**tab.1**). Tyto parametry vycházejí z rovnice (2-1). Ke zjištění hmotnosti byly použity nájezdové váhy s označením Dini Argeo Dfwkr (**obr.27**), které jsou k dispozici na VVCD. Měření probíhalo bez posádky neboli v pohotovostním režimu, ani u jiných výpočtů této práce nejsou zahrnuty parametry posádky, jelikož se s nimi nepočítalo. Tělesné parametry posádky, jsou proměnný faktor, který nemá zásadní vliv na cíle této práce.

$$G = m_i * g = \sum Z_i \quad (2-1)$$

kde:

m_i – hmotnost vozidla (pohotovostní)

Z_i – radiální reakce na jednotlivá kola u vozidla (s pohotovostní hmotností)

Tabulka 1. Zatížení jednotlivých kol experimentálního vozidla [23]

	HMOTNOST [KG]	RADIÁLNÍ REAKCE [N]
LEVÉ PŘEDNÍ	$m_1 = 234$	$Z_1 = 2300$
PRAVÉ PŘEDNÍ	$m_2 = 244$	$Z_2 = 2390$
LEVÉ ZADNÍ	$m_3 = 264$	$Z_3 = 2590$
PRAVÉ ZADNÍ	$m_4 = 270$	$Z_4 = 2650$
PŘEDNÍ NÁPRAVA	$m_{12} = 478$	$G_{12} = 4690$
ZADNÍ NÁPRAVA	$m_{34} = 534$	$G_{34} = 5240$
Σ	$m = 1012$	$G = 9930$

Výsledné hodnoty radiální reakce zaokrouhleny na desítky newtonů.



Obrázek 27: Nájezdová váha Dini Argeo Dfwkr, vážení experimentálního vozidla [23]

2.2.3.1 Návrh dvojčinných přímočarých hydromotorů

Nejdůležitějším parametrem pro správné navržení hydromotoru, je velikost maximální radiální reakce, kterou by měl hydromotor přenést. Na základě experimentálního měření, došlo na mezi překlopení vozidla k naměření maximální hodnoty zatížení na pravém zadním kole $Z_4 = 7308 \text{ N}$. Dle předpokladu, že se vozidlo bude pohybovat po kvalitním povrchu, je zvolen koeficient bezpečnosti $k = 1,2$. Z toho vyplývá velikost maximální radiální reakce dle následující rovnice. [23]

(2-2)

$$Z_{4max} = k * Z_4 = 8\,770 \text{ N}$$

Známe-li hodnotu maximální radiální reakci, kterou potřebujeme přenést a maximální tlak použitého hydraulického agregátu $p_{max} = 6 \text{ MPa}$, vypočteme minimální průměr potřebného pístu dle následující rovnice.

$$(2-3) \quad d_{k \min} = 2 * \sqrt{\frac{Z_{4max}}{p_{max} * \pi}} = 43 \text{ mm}$$

Dle nabídky výrobce volíme $d_k = 45 \text{ mm}$, pro který platí:

$$(2-4) \quad Z'_{4 \max} = p * S = p * \frac{\pi * d^2}{4} = 9 \, 543 \text{ N}$$

Na základě zvolení většího pístu, zjistíme dle rovnice (2-5), že není potřeba, aby agregát dodával do systému maximální možný tlak, jelikož postačí provozní tlak oleje $p = 5,5 \text{ MPa}$.

$$(2-5) \quad p = \frac{Z_{4 \max}}{S} = 5,5 \text{ MPa}$$

2.2.3.2 Výpočet dodávky hydraulického oleje

Dle (**tab.3**) bylo zjištěno, že je potřeba maximální zdvih kola vozidla $z_k = 40 \text{ mm}$. Tento zdvih je zapotřebí při simulaci jízdy pravého zadního kola po náledí. Dle (**obr.24**), kde je znázorněn hydromotor v řezu, je patrné, že objem hydraulického oleje uvnitř hydromotoru, nebudeme počítat jako objem válce, ale jako plocha mezikruží krát maximální zdvih kola. U hydromotoru, který byl zvolen, výrobce udává průměr vnitřního pístu $d_k = 45 \text{ mm}$ a vnitřní průměr pláště $d_1 = 80 \text{ mm}$. Těmto rozměrům odpovídá i 3D model viz. (**obr.30**). Při výpočtu je nutné brát zřetel na to, že uvedený hydraulický systém obsahuje 4 hydromotory.

$$(2-6) \quad V_c = 4 * z_k * \frac{\pi * (d_1^2 - d_k^2)}{4} = 0,55 \text{ l}$$

Jestliže je znám objem oleje ve všech čtyřech hydromotorech při maximálním vysunutí a zároveň množství dodávaného oleje od agregátu, můžeme dle rovnice (2-7) vypočítat čas, za který proběhne plné vysunutí přídatných kolových jednotek a zároveň odlehčení jízdních kol experimentálního vozidla.

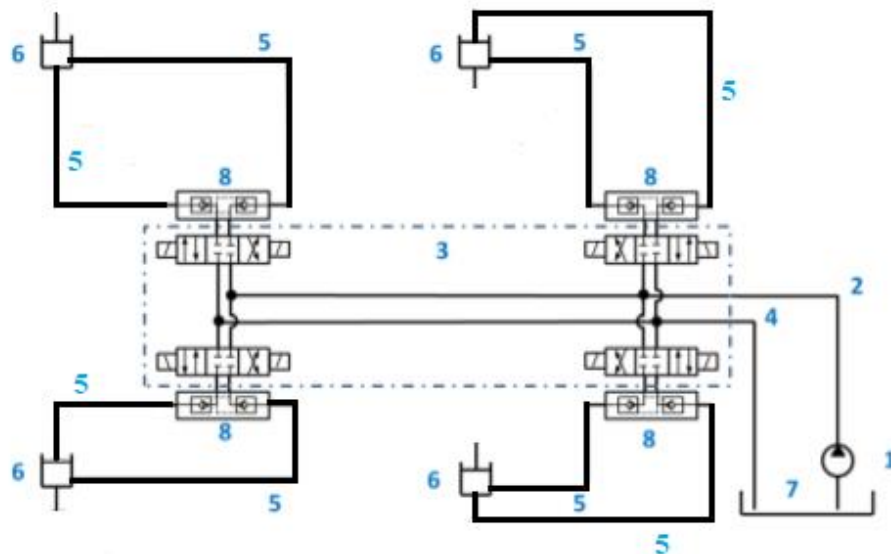
$$(2-7) \quad t_{kj} = \frac{V_c}{l_{\xi}} = 16,5 \text{ s}$$

Tento čas uvádí, že pokud vozidlo pojede rychlostí 50 km/h v módu **sucho** pro všechny 4 kola vozidla a poté je na ovladači zmačknut mód **náledí**, taktéž pro všechny 4 kola, vozidlo ujede dráhu 300 m, což pro představu odpovídá třem fotbalovým hřištím v řadě za sebou, než dojde k úplnému odlehčení experimentálního vozidla na požadované radiální reakce na všech kolech vozidla. Tato informace je důležitá pro zpětnou vazbu k volbě hydraulického agregátu, kde je patrné, že jsou jeho parametry nedostatečné. Pro zajímavost, pokud by bylo zvoleno čerpadlo, které by dodávalo 10 l/min oleje, čas přenastavení $t_{kj} = 3,3$ s a dráha při 50 km/h by byla 46 m.

2.2.3.3 Hydraulické prvky v systému

Dalším důležitým prvkem hydraulického systému je hydraulický rozvaděč. Tento rozvaděč, musí umět ovládat čtyři sekce nezávisle na sobě a musí být plně elektricky ovladatelný. Na základě nabídky, je zvolen elektricky ovládaný hydraulický rozvaděč s tlakově zatížitelným výstupem, katalogového označení BADESTNOST 4/50 12 V DC. Tento rozvaděč je umístěn pod sedadlem řidiče, jak je patrné z (obr.26). Dále jsou součástí hydraulického systému hydraulické zámky, které jsou umístěny pod podlahou vozidla viz. (obr.26).

2.2.4 Návrh zapojení hydraulického systému



1 – hydraulické čerpadlo, 2 – plnicí hydraulické potrubí, 3 – šoupátkový rozvaděč, 4 – vratné potrubí, 5 – plnicí a odlehčovací větve kolové jednotky, 6 – hydraulický válec kolové jednotky, 7 – zásobník oleje,

Obrázek 28: Schéma zapojení hydraulického okruhu [23]

Hydraulické čerpadlo je zdrojem tlaku hydraulického oleje (1). Olej je rozveden hydraulickými hadicemi (2) přes čtyřsekční hydraulický rozvaděč (3). Rozvaděč má za úkol přepustit hydraulický olej ke dvojčinným přímočarým hydromotorům (6) u přídatných kolových jednotek. Hydraulický rozvaděč je ovládán elektromagneticky skrze ovladač pro nastavení adhezních sil. Dále se v každé sekci nachází hydraulický zámek (8), který má za úkol udržet tlak v sekci s hydromotorem, v případě, že by došlo k poklesu tlaku, díky netěsnosti uvnitř rozvaděče. Z tohoto důvodu sousedí hydraulický zámek s rozvaděčem. Dvojčinné přímočaré hydromotory se plní a odlehčují pomocí větví (5). Plnicí potrubí (2) spojuje čerpadlo s hydraulickým rozvaděčem přes zámky a vratné potrubí (4) zpět do zásobníku oleje (7).

2.3 Návrh elektrického ovládání změny adhezních sil

Jedna z podstatných částí této práce, „Hydraulické **ovládání** změny zatížení nápravy u experimentálního vozidla“ bylo **ovládání** celého systému. Způsob ovládání byla jedna z podstatných částí celé mé práce. Aby ovládání změn adhezních sil bylo co možná nejsnazší, bylo nutné propojit hydraulický agregát s řídicí jednotkou, která plnila požadavky posádky. Za tímto účelem bylo navrženo ovládací zařízení viz. (**obr.29**), které sloužilo jako hlavní ovladač celého navrhovaného systému. Tento ovladač byl propojen s hydraulickým agregátem, skrze řídicí jednotku pomocí propojovacích kabelů.



Obrázek 29: Ovládací prvek pro celý navržený systém [Autor]

Ovladač během jízdy ovládá spolujezdec, který díky němu simuluje požadované módy adhezních sil viz. (**tab.3**). Tyto módy jsou rozděleny na jednotlivá kola nezávisle na sobě, z čehož vyplývá, že je možné na každém kole experimentálního vozidla mít jinou radiální reakci a s ní úzce spojenou adhezní sílu. Například pomocí tohoto systému můžeme sledovat chování vozidla při průjezdu levotočivou zatáčkou. V případě, že pravé přední kolo nebo obě pravá kola najedou na náledí. Kombinací simulace různých adhezních sil na různá kola experimentálního vozidla se nabízí mnoho. V případě, kdy během jízdy osobní automobil najede na náledí a dostane smyk, se jeho chování specificky změní z důvodu změny adhezních sil mezi koly vozidla a vozovkou. Cílem této práce bylo dosáhnout právě tohoto specifického chování, a to při jakýchkoliv povětrnostních podmínkách, s co nejmenšími možnými riziky škod na zdraví člověka či majetku. Dalším důvodem, co mě k této práci vedlo, je možnost si tuto situaci vyzkoušet tzv. nanečisto a poté lépe zareagovat při skutečném smyku vozidla.

2.3.1 Výpočet adhezních sil na jednotlivá kola

Pro výpočet adhezních sil je třeba znát parametry experimentálního vozidla viz. (tab.1) a součinitel adhezní přilnavosti viz. (tab.2).

Tabulka 2. Součinitele adheze pryže [2]

OZNAČENÍ NA OVLADAČI	DRUH POVRCHU	SOUČINITEĽ ADHEZE φ [-]
SUCHO	SUCHÝ ASFALT	0,8
MOKRO	MOKRÝ ASFALT	0,4
SNÍH	UJEŽDĚNÝ SNÍH	0,15
NÁLEDI	NÁLEDÍ	0,1

Hodnoty znázorněné v (tab.2) nám udávají hodnotu adhezního součinitele mezi kolem a vozovkou neboli mezi pryží a asfaltem. Vždy byla zvolena střední hodnota z tabulky.

Adhezní síly na jednotlivá kola byla počítána dle následující rovnice. [23]

(2-8)

$$F_{ad} = \sum_{i=1}^n F_{ad_i} = \sum_{i=1}^n Z_{k_i} * \varphi_i$$

kde:

F_{ad_i} – adhezní síla i-tého kola [N], φ_i – součinitel adheze i-tého kola [-],

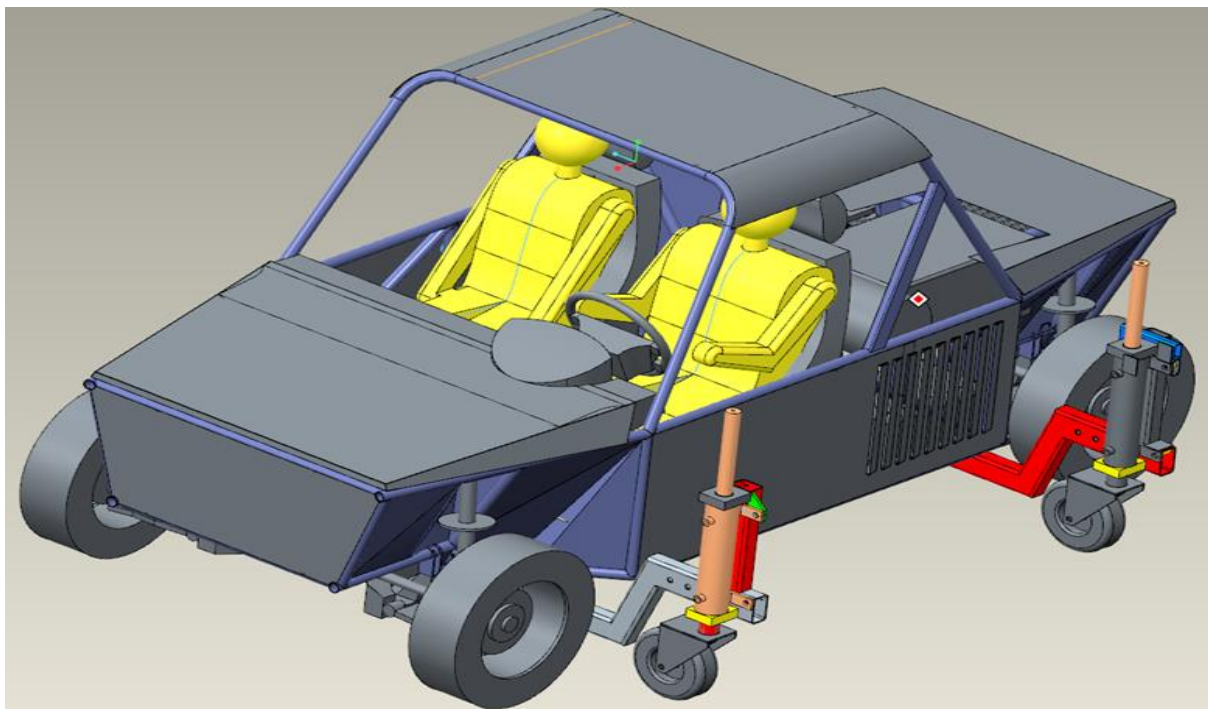
Z_{k_i} – zatížení i-tého kola [N], n – počet kol přenášejících sílu [-].

Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v (tab.3).

3. ROZBOR TECHNOLOGIE VYBRANÉHO SYSTÉMU

Tato kapitola byla věnována.

- velikosti a způsobu odlehčení jednotlivých kol experimentálního vozidla,
- porovnání hydraulického a mechanického ovládání.



Obrázek 30: 3D model experimentálního vozidla včetně přídavných rámu [Autor]

Model experimentálního vozidla vytvořený v konstrukčním prostředí solidworks. Tento model obsahuje přídavný rám spolu se zavěšením hydromotorů a přídavných kolových jednotek. Pomocí této sestavy bude docházet k nastavení radiálních reakcí na jednotlivá kola experimentálního vozidla. Na modelu není zobrazen ovladač (**obr.29**), který v reálné situaci drží spolujezdec v ruce a propojení hydromotorů s agregátem pomocí hydraulických hadic z důvodu přesnosti kreslení v tomto softwaru.

3.1 Velikost a způsob odlehčení jednotlivých kol

V následující (**tab.3**) bylo vycházeno z hodnot uvedených v (**tab.1 a tab.2**), které udávají parametry experimentálního vozidla s vypočítanými radiálními reakcemi na jednotlivá kola a součinitele smykového tření mezi pryží a daným povrchem vozovky.

Tabulka 3. Nastavení radiálních reakcí na jednotlivá kola v závislosti na povrchu vozovky.

	LEVÉ PŘEDNÍ	PRAVÉ PŘEDNÍ	LEVÉ ZADNÍ	PRAVÉ ZADNÍ
RADIÁLNÍ REAKCE [N]	$Z_1 = 2300$	$Z_2 = 2390$	$Z_3 = 2590$	$Z_4 = 2650$
ADHEZNÍ SÍLA SUCHO [N]	1840	1912	2072	2120
ADHEZNÍ SÍLA MOKRO [N]	920	956	1036	1060
PŘÍZDVIH MOKRO [mm]	20	21	22	22
ADHEZNÍ SÍLA SNÍH [N]	345	358,5	388,5	397,5
PŘÍZDVIH SNÍH [mm]	32	33	36	37
ADHEZNÍ SÍLA NÁLEDÍ [N]	230	239	259	265
PŘÍZDVIH NÁLEDÍ [mm]	35	36	39	40

Adhezní síly působící na jednotlivá kola experimentálního vozidla na konkrétních vozovkách v (**tab.3**), jsou vypočítány pomocí rovnice (**2-8**). Důležitým ukazatelem této tabulky, jsou naměřené hodnoty zdvihů jednotlivých kol vozidla, které nám udávají hodnotu v [mm], o kterou je nutné vysunout danou přídatnou kolovou jednotku, aby na dané kolo působila požadovaná radiální reakce. K tomuto měření byly použity nájezdové váhy viz. (**obr.27**), které jsem uvedl v kapitole **2.2.3**. Měření probíhalo tak, že s vozidlem je najeto na nájezdové váhy a za pomoci přídatných hydraulicky ovládaných kolových jednotek, byla jednotlivá kola vozidla zvedána, dokud se na displeji nájezdové váhy nezobrazila hodnota požadovaného zatížení pro danou radiální reakci, následně za pomoci digitálního hloubkoměru byla změřena hodnota vysunutí hydromotoru a zaznamenána do tabulky. S ohledem na přesnost měření byly tyto hodnoty zaokrouhleny na celé milimetry. Z této tabulky je patrné, že hodnota maximálního vysunutí 40 mm, je potřeba při simulaci jízdy pravého zadního kola po náledí, naopak nejmenší zdvih potřebuje levé přední kolo experimentálního vozidla při simulaci jízdy po mokré asfaltové vozovce. Z popisu měřicí metody vyplývá, že měření probíhalo, když vozidlo bylo v klidu, a tak na něj působilo pouze statické zatížení. Další možnost by byla, provést podobné měření během jízdy, při které by na vozidlo působily i další síly.

3.2 Porovnání hydraulického a mechanického ovládní změny radiálního zatížení kola experimentálního vozidla



Obrázek 31: Experimentální vozidlo s mechanicky ovládanými přídavnými koly [23]

(Obr.31) znázorňuje postup nastavování radiální reakce na jednotlivá kola experimentálního vozidla pomocí nájezdových vah a přídavných mechanicky ovládaných kolových jednotek. Tyto kolové jednotky jsou tvořeny trapézovou závitovou tyčí uvnitř pláště, která je opatřena z jedné strany kolečkem, a z druhé strany madlem pro uchycení obsluhy. Při otáčení tohoto madla ve směru, či proti směru hodinových ručiček, se kolečko na druhé straně vysouvá, či zasouvá. Nevýhodou těchto kolových jednotek, je možnost stejného vysunutí bez použití měřidel. V běžné praxi je možné tyto kolečka nalézt například u přívěsných vozíků za osobní automobil, kde slouží jako parkovací kolečko. Z obrázku je patrné nastavení různých radiálních reakcí na jednotlivá kola experimentálního vozidla, v tom to podání není vůbec jednoduchý proces. Při každé změně nastavení radiální reakce je zapotřebí využít nájezdových vah, s vozidlem na tyto váhy najet a přídavné kolové jednotky podložit podložkami, aby se kompenzovala výška nájezdových vah. Toto nastavení je sice zdlouhavé, ale na druhou stranu není potřeba žádného hydraulického systému (agregát, hydromotory, rozvaděč,). Tento mechanicky ovládaný způsob nastavení se stává daleko ekonomicky výhodnějším řešením, než navrhovaný hydraulicky ovládaný systém nastavení změny zatížení nápravy u experimentálního vozidla. Na druhou stranu hydraulický systém nabízí nastavení změny radiálních reakcí v řádech několika málo sekund a oproti mechanickému systému, je možné tuto změnu provádět během jízdy vozidla za pomoci zmáčknutí tlačítka na ovladači viz. (obr.29). Pro simulaci jízdy experimentálního vozidla po náledí splní svou funkci i levnější varianta v podání mechanicky ovládaných přídavných kolových jednotek. Tato možnost, však není možná pro komerční využití, například při školení řidičů či dnes stále oblíbenějším darování zážitků. Pro tento účel by systém hydraulicky ovládaných změn zatížení náprav vozidel mohl nalézt své uplatnění.

4. ZÁVĚR

Cílem této práce bylo navrhnout hydraulický systém, který by umožnil během jízdy plynule měnit velikosti radiálních reakcí působících na jednotlivá kola experimentálního vozidla, včetně ovládání celého systému. V praxi by tento systém mohl nalézt uplatnění při školení řidičů, kteří by si díky němu, mohli vyzkoušet ovládání vozidla při jízdě po náledí či sněhu. Z mého pohledu, by to bylo obrovským přínosem, díky stále rostoucí statistice nehodovosti osobních automobilů v zimním období. Tyto nehody bývají často způsobeny nedostatečnými zkušenostmi řidičů či řidiček osobních automobilů. Tato simulace jízdy po náledí by jim mohla pomoci bezpečně získat potřebné zkušenosti na zvládnutí těchto situací.

Práce byla rozdělena do dvou částí. První teoretická část je zaměřena na druhy zavěšení kol a způsoby zatížení jednotlivých náprav vozidla. V této části jsem se snažil získat informace o možnostech spojení jednotlivých kol s karoserií vozidla. Důležité pro mě byly výhody a nevýhody jednotlivých způsobů zavěšení a zatížení náprav vozidla. Cílem této teoretické části, bylo najít nejvhodnější systém uchycení přídatného rámu k vozidlu, aby neovlivňoval další funkce vozidla.

Druhá část práce se věnuje samotnému návrhu celého systému. Nejprve jsem se zaměřil na návrh přídatného rámu, včetně jeho uchycení k experimentálnímu vozidlu. Součástí tohoto rámu byly i hydromotory s přídatnými kolovými jednotkami. Návrhu těchto hydromotorů je věnována další kapitola společně s celým hydraulickým systémem včetně agregátu, rozvaděče, hydraulických zámků a propojovacích hadic. Tento navržený hydraulický systém byl zapojen podle navrženého schématu. Jako poslední bylo navrženo ovládání celého systému změny radiálních reakcí na jednotlivá kola experimentálního vozidla, včetně ovladače v kabině vozidla.

Při výpočtech se objevila skutečnost, že doba změny při nejvyšším vysunutí přídatných koleček bude trvat 16,5 s. Z toho vyplývá, pojedje-li experimentální vozidlo rychlostí 50 km/h, urazí za tuto dobu dráhu 300 m, což odpovídá vzdálenosti třech fotbalových hřišť v návaznosti za sebou. Tento dlouhý čas změny, je způsoben nepříliš vhodně zvoleným hydraulickým agregátem, který je schopen dodávat do systému pouze 2 l/min oleje. Zde je prostor na inovaci celého systému. V případě výměny hydraulického agregátu, který by byl schopen dodávat 10 l/min oleje, by výše uvedená dráha při stejných parametrech byla 46 m.

Měření radiálních reakcí bylo prováděno, když vozidlo bylo v klidu a působilo na něj pouze statické zatížení. Další možností by bylo toto měření provádět za provozu vozidla, kde by na vozidlo působily i ostatní síly, jako jsou například odporové. Na tento experiment již nebyly prostředky, ale bylo by to dobrým tématem pro další odbornou práci.

Použitá literatura

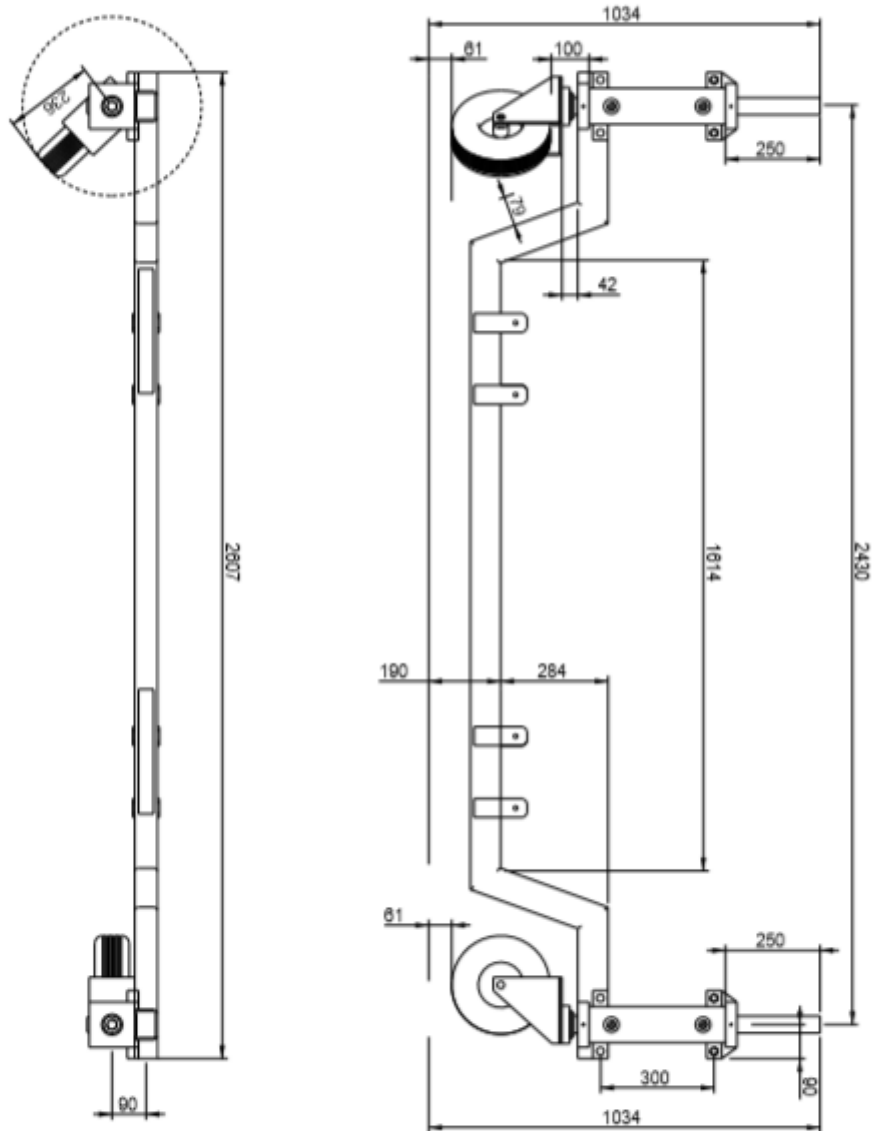
- [1] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN isbn80-239-6464-x.
- [2] VALA, Miroslav a Miroslav TESAŘ. *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003. ISBN isbn80-719-4503-x.
- [3] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. *Automobily*. 2., aktualiz. vyd. Brno: Avid, 2009. ISBN isbn978-80-8714311-7.
- [4] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN isbn8023900242.
- [5] VLK, František. *Stavba motorových vozidel: [osobní automobily, autobusy, nákladní automobily, jízdní soupravy, ergonómika, biomechanika, struktura, kolize, materiály]*. Brno: František Vlk, 2003. ISBN isbn80-238-8757-2.
- [6] FIRST, Jiří. *Zkoušení automobilů a motocyklů: příručka pro konstruktéry*. Praha: S&T CZ, 2008. ISBN isbn978-80-254-1850-5.
- [7] REIMPELL, J. *Fahrwerk technik 2*. Germany: Vogel-Verlag Wurzburg, 1973. 390 s. ISBN 3-8023-0513-2.
- [8] Zavěšení kol. Cs.autolexicon.net[online]. 2020 [cit. 2020-11-02]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/zaveseni-kol/>
- [9] Náprava De-Dion Cs.webnode.cz [online]. 2020 [cit. 2020-11-02]. Dostupné z: http://files.po-07.webnode.cz/200000873-733a174343/po2-to-06-02_napravy_vykyvne__napravy.pdf
- [10] Tatrovácká konc. <https://www.tatra.cz/> [online]. 2020 [cit. 2020-11-03]. Dostupné z: <https://www.tatra.cz/proc-tatru/technicka-koncepce-tatra/tatrovacka-koncepce/>
- [11] Nezávislé zavěšení. <http://www.autoznanosti.cz> [online]. 2020 [cit. 2020-11-03]. Dostupné z: <http://www.autoznanosti.cz/index.php/podvozek-a-kola/42-nazavisle-zaveseni-kol.html>
- [12] Lichoběžníková náprava. Cs.autolexicon.net[online]. 2020 [cit. 2020-11-03]. Dostupné z: <http://cs.autolexicon.net/articles/lichobeznikova-naprava/>
- [13] Náprava McPherson. Cs.autolexicon.net [online]. 2020[cit.2020-11-04]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/naprava-macpherson-mcpherson/>
- [14] Kyvadlová (úhlová) náprava. Cs.autolexicon.net [online]. 2020[cit.2020-11-04]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/kyvadlova-uhlova-naprava/>
- [15] Kliková náprava. Cs.autolexicon.net [online]. 2020[cit.2020-11-05]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/klikova-naprava/>

- [16] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Aleš VÉMOLA. *Automobily*. Brno: CERM, 2003. ISBN isbn80-7204-262-9.
- [17] Víceprvková náprava. Cs.autolexicon.net[online]. 2020 [cit. 2020-11-05]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/viceprvkova-naprava/>
- [18] VLK, František. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel. Nakladatelství a zasílatelství Vlk, Brno, 2001. ISBN 80-238-6573-0
- [19] TESAŘ, Miroslav a Miroslav VALA. *Silniční vozidla: mechanika silničních vozidel*. 1. vyd. Holice: Střední průmyslová škola automobilní Holice, 2001.
- [20] FLORIÁN, Z., PELLANT, HÁNEK, M., TECHNIK., *Mechanika i statika*, vydavatel: Vysoké učení technické v Brně, 2004.
- [21] FEDRA, T., Měření výškové polohy těžiště vozidla. Brno, VUT-FSI. [on-line]. 2020 [cit.2020-11-06]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=29233
- [22] Systém SKIDCAR [online] ©2020 [cit. 2020-11-7]. Dostupné z: <https://www.skidcar.com/>
- [23] JÍLEK, Petr. *VÝVOJ SYSTÉMU PRO OVĚŘOVÁNÍ JÍZDNÍ STABILITY SILNIČNÍHO VOZIDLA VE VZTAHU K ADHEZNÍM PODMÍNKÁM*. Pardubice, 2018. Disertační práce. Univerzita Pardubice Dopravní Fakulta Jana Pernera.
- [24] ITÁLIE. Festo-didactic ©2020 [cit. 2020-11-10] Dostupné z: <http://www.festodidactic.com/ov3/media/customers/1100/00250497001075223492.pdf>.

Přílohy

Příloha 1. Rozměry přidavného rámu	50
Příloha 2. Tabulka 1. Zatížení jednotlivých kol exp. vozidla [23].....	51
Příloha 3. Tabulka 2. Součinitele adheze pryže [2]	51
Příloha 4. Tabulka 3. Nastavení radiálních reakcí na jednotlivá kola v závislosti na povrchu vozovky.....	52

Příloha 1. Rozměry přidavného rámu



Příloha 2. Tabulka 1. Zatížení jednotlivých kol exp. vozidla [23]

	HMOTNOST [KG]	RADIÁLNÍ REAKCE [N]
LEVÉ PŘEDNÍ	$m_1 = 234$	$Z_1 = 2300$
PRAVÉ PŘEDNÍ	$m_2 = 244$	$Z_2 = 2390$
LEVÉ ZADNÍ	$m_3 = 264$	$Z_3 = 2590$
PRAVÉ ZADNÍ	$m_4 = 270$	$Z_4 = 2650$
PŘEDNÍ NÁPRAVA	$m_{12} = 478$	$G_{12} = 4690$
ZADNÍ NÁPRAVA	$m_{34} = 534$	$G_{34} = 5240$
Σ	$m = 1012$	$G = 9930$

Výsledné hodnoty radiální reakce zaokrouhleny na desítky newtonů.

Příloha 3. Tabulka 2. Součinitele adheze pryže [2]

OZNAČENÍ NA OVLADAČI	DRUH POVRCHU	SOUČINITEL ADHEZE φ [-]
SUCHO	SUCHÝ ASFALT	0,8
MOKRO	MOKRÝ ASFALT	0,4
SNÍH	UJEŽDĚNÝ SNÍH	0,15
NÁLEDI	NÁLEDÍ	0,1

Hodnoty znázorněné v (tab.2) nám udávají hodnotu adhezního součinitele mezi kolem a vozovkou neboli mezi pryží a asfaltem. Vždy jsem volil střední hodnotu z tabulky.

Příloha 4. Tabulka 3. Nastavení radiálních reakcí na jednotlivá kola v závislosti na povrchu vozovky.

	LEVÉ PŘEDNÍ	PRAVÉ PŘEDNÍ	LEVÉ ZADNÍ	PRAVÉ ZADNÍ
RADIÁLNÍ REAKCE [N]	$Z_1 = 2300$	$Z_2 = 2390$	$Z_3 = 2590$	$Z_4 = 2650$
ADHEZNÍ SÍLA SUCHO [N]	1840	1912	2072	2120
ADHEZNÍ SÍLA MOKRO [N]	920	956	1036	1060
PŘÍZDVIH MOKRO [mm]	20	21	22	22
ADHEZNÍ SÍLA SNÍH [N]	345	358,5	388,5	397,5
PŘÍZDVIH SNÍH [mm]	32	33	36	37
ADHEZNÍ SÍLA NÁLEDÍ [N]	230	239	259	265
PŘÍZDVIH NÁLEDÍ [mm]	35	36	39	40