



**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**

---

**FAKULTA DOPRAVNÍ**  
**Ústav dopravních prostředků**

**Zkouška bezpečnosti při převrácení vozidla**

**Roll-over safety testing**

diplomová práce

Studijní program: N 3710

Studijní obor: Dopravní systémy a technika

Vedoucí práce: Ing. Jiří First

**Štěpán Hanke**

---

**Praha 2016**



**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**

**Fakulta dopravní  
d ě k a n**  
Konviktská 20, 110 00 Praha 1

**K616.....Ústav dopravních prostředků**

**ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**  
(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení studenta (včetně titulů):

**Bc. Štěpán Hanke**

Kód studijního programu a studijní obor studenta:

**N 3710 – DS – Dopravní systémy a technika**

Název tématu (česky): **Zkouška bezpečnosti při převrácení vozidla**

Název tématu (anglicky): Roll-over safety testing

**Zásady pro vypracování**

Při zpracování diplomové práce se řiďte osnovou uvedenou v následujících bodech:

- proved'te rešerši Roll-over testu s ohledem na osobní automobily
- zaměřte se na test prováděný jízdní zkouškou pomocí převraccí rampy
- navrhnete technické vybavení k provedení reálného testu
- proved'te dynamický výpočet Roll-over testu
- navrhnete bezpečnostní podmínky testu

Rozsah grafických prací: dle pokynů vedoucího práce

Rozsah průvodní zprávy: minimálně 55 stran textu (včetně obrázků, grafů a tabulek, které jsou součástí průvodní zprávy)

Seznam odborné literatury: Legislativa Roll-over testu

FIRST, Jiří a kol. Zkoušení automobilů a motocyklů: příručka pro konstruktéry. Vyd. 1. Praha: S&T CZ, 2008. 348 s. ISBN 978-80-254-1805-5.

VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František VlK, 2003. 432 s. ISBN 80-239-0024-2.

Vedoucí diplomové práce:

**Ing. Jiří First**

Datum zadání diplomové práce:

**1. června 2015**

(datum prvního zadání této práce, které musí být nejpozději 10 měsíců před datem prvního předpokládaného odevzdání této práce vyplývajícího ze standardní doby studia)

Datum odevzdání diplomové práce:

**1. června 2016**

- a) datum prvního předpokládaného odevzdání práce vyplývající ze standardní doby studia a z doporučeného časového plánu studia  
b) v případě odkladu odevzdání práce následující datum odevzdání práce vyplývající z doporučeného časového plánu studia



doc. Ing. Petr Bouchner, Ph.D.  
vedoucí  
Ústavu dopravních prostředků



prof. Dr. Ing. Miroslav Svítek, dr. h. c.  
děkan fakulty

Potvrzuji převzetí zadání diplomové práce.



Bc. Štěpán Hanke  
jméno a podpis studenta

V Praze dne ..... 1. června 2015



## **Poděkování**

Tímto bych chtěl poděkovat všem, kteří mi poskytli podklady pro vypracování této diplomové práce, zvláště děkuji panu Ing. Jiřímu Firstovi za cenné rady a odborné vedení během studia a při konzultování práce. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Janu Vyčichlovi, Ph.D. z ústavu Mechaniky a materiálů za konzultace týkající se návrhu semi – statického modelu vozidla a pohybových rovnic. V neposlední řadě také děkuji mému kolegovi Alanu Šumeldovi za věcné připomínky týkající se návrhu přístrojového vybavení vozidla a dalším nejmenovaným, kteří mi s prací pomáhali. Obrovský dík ale patří hlavně mé rodině a blízkým za psychickou a materiální podporu během studia. Děkuji.



### **Prohlášení**

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o etické přípravě vysokoškolských závěrečných prací.

V Praze dne 23.5.2016

-----

podpis



## **ABSTRAKT**

Předmětem diplomové práce „Zkouška bezpečnosti při převrácení vozidla“ je návrh technického vybavení pro zkoušku převrácení vozidla a dále stanovení pohybových rovnic reprezentujících moment, kdy se vozidlo nachází na převraccí rampě. Součástí matematického modelu bude stanovení vztahu pro kritickou rychlost, při které se vozidlo za daných podmínek začne převracet.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

stabilita vozidla, těžiště, metodologie, normy, zkoušky pevnosti střechy, převrácení vozidla

## **ABSTRACT**

The topic of my diploma thesis "Roll-over safety testing" is a suggestion for technical equipment for the testing of an roll-over vehicle and the creation of movement equations which represent the moment when the car is located on the roll-over ramp. Integrated into the mathematical model will be a stipulated model for critical velocity, during which the vehicle under certain conditions will start rolling over.

## **KEYWORDS**

stability of the vehicle, centre of mass, methodology, standards, roll-over tests, roll-over



### **Seznam použitých zkratk:**

EHK	Evropská hospodářská komise
GM	firma General Motors
HD	high definition
ISO	international organization for standardization
SUV	sportovní užitkové vozidlo
Euro NCAP	European New Car Assessment Programme



## Obsah

1	Úvod.....	11
2	Typy roll-over nehod.....	12
2.1	Trip-over .....	12
2.2	Bounce-over .....	12
2.3	Flip-over.....	13
2.4	Fall-Over .....	14
2.5	Turn-over .....	14
2.6	End-over-end.....	15
2.7	Zastoupení jednotlivých typů roll-over nehod při dopravních nehodách.....	15
3	Druhy testů karoserie .....	16
3.1	Pevnost karoserie autobusu dle EHK 66.....	16
3.1.1	Zařízení pro zkoušky pevnosti karoserie autobusů.....	17
3.1.2	Metoda zkoušky převrácením kompletního vozidla .....	17
3.1.3	Metoda zkoušky převrácením části (segmentu) karoserie .....	18
3.1.4	Metoda zkoušky kyvadlem .....	18
3.1.5	Kritéria hodnocení.....	18
3.2	Pevnost kabin nákladních vozidel dle EHK 29 .....	19
3.2.1	Zařízení pro zkoušky pevnosti kabin nákladních vozů .....	19
3.2.2	Metoda zkoušky.....	19





3.2.3	Kritéria hodnocení.....	21
3.3	Zkoušky pevnosti karoserie osobních vozidel .....	21
3.3.1	Soil-trip test .....	21
3.3.2	Dolly roll-over test .....	23
3.3.3	Embankment roll-over test.....	24
3.3.4	Ramp roll-over test.....	25
3.3.5	Curb-trip roll-over test .....	28
3.3.6	Statický test pevnosti střechy .....	30
3.4	Počítačové simulace .....	31
3.4.1	Simulace založené na předpokladu tuhého tělesa .....	32
3.4.2	Simulace založené na metodě konečných prvků.....	33
4	Teorie dynamiky jízdy vozidla .....	33
4.1	Souřadnicová soustava.....	33
4.2	Základní měřené veličiny z oblasti dynamiky .....	35
4.3	Výpočet polohy těžiště vozidla.....	36
4.4	Výpočet momentu setrvačnosti vozidla .....	37
4.4.1	Zařízení pro zjišťování momentů setrvačnosti .....	37
5	Dynamický výpočet .....	40
5.1	Pohybová rovnice ve směru osy y.....	40



5.2	Výpočet kritické rychlosti osobního vozidla .....	43
5.3	Pohybová rovnice ve směru osy x .....	45
5.3.1	Valivý odpor .....	45
5.3.2	Odpor vzduchu.....	46
5.3.3	Odpor stoupání .....	47
5.3.4	Sestavení pohybové rovnice ve směru x .....	48
6	Experiment.....	49
6.1	Metoda zkoušky .....	49
6.2	Přístrojové vybavení a měřené veličiny .....	50
6.2.1	Převraccí rampa .....	50
6.2.2	Systém pro ovládání řízení a pohonu vozidla .....	51
6.2.3	Figuríny .....	55
6.2.4	Akcelerometr .....	57
6.2.5	Kamerový systém .....	58
6.3	Místo konání experimentu.....	59
6.4	Atmosférické podmínky během zkoušky .....	59
6.5	Bezpečnostní podmínky během zkoušky .....	60
6.6	Vyhodnocení .....	60
6.6.1	Vyhodnocení zkoušky z hlediska ochrany cestujících uvnitř vozidla.....	60



6.6.2	Statistické vyhodnocení .....	61
7	Závěr.....	62
8	Zdroje.....	64
9	Seznam obrázků .....	66
10	Seznam tabulek.....	67



## 1 Úvod

S masivnější výrobou dopravních prostředků se začala řešit otázka zajištění co nejvyšší míry bezpečnosti pro cestující. Ta stojí na třech základních pilířích - vozidle, infrastruktuře a lidském faktoru. Z těchto tří pilířů je nejméně spolehlivý člověk a tak v případě jeho selhání je nutné, aby vozidlo dokázalo posádku ochránit.

Tato diplomová práce se bude věnovat problematice nehod, při kterých dochází k převrácení vozidla přes střechu (z anglického roll-over). Tyto nehody nejsou příliš časté, v roce 2013 tvořily zhruba 2% z celkového počtu nehod v USA, takže tento problém se nemusí jevit jako závažný. Ale to jen do chvíle, kdy zjistíme, že více jak 33% usmrčených cestujících zahynulo v důsledku převrácení vozidla. Je to tedy 2. nejzávažnější typ nehody hned po čelním střetu, při kterém zahynulo 38% osob. Proto je nutné se této problematice podrobně věnovat.

Redukovat následky nehod je možno zdokonalováním prvků pasivní bezpečnosti jako jsou předepínače bezpečnostních pásů a hlavové airbagy, které musí být aktivovány před nehodovou událostí. Předepínače bezpečnostních pásů pomáhají udržet cestující v sedadlech a airbagy chrání hlavu před poraněním o různé části interiéru ale i o objekty mimo vozidlo, které se při nehodě mohou dostat dovnitř vozu. Dalším řešením je zpevňování střešní části vozidel a vyvíjení nových stabilizačních asistenčních systémů.

Aby ale bylo možné nové bezpečnostní prvky na vozech testovat, je nutné provádět zkoušky převrácení – z anglického „roll-over test“. Test tohoto typu přináší důležité informace funkčnosti jednotlivých senzorů a čidel a zkoumá, zda aktivace jednotlivých bezpečnostních prvků probíhá v požadovaném čase. Testy jsou také užitečné pro analýzu vniknutí předmětů z exteriéru a samozřejmě pro analýzu poškození konstrukce vozidla.

Zkoušek převrácení je celá řada a tato práce se bude zabývat zkouškou převrácení pomocí rampy, na kterou vozidlo vjede jednou stranou a dojde k jeho převržení. Cílem bude navrhnout technické vybavení pro tuto zkoušku, zahrnující návrh rozměrů převraccí rampy, dále základní matematický model včetně stanovení rychlosti, při které se vozidlo začne převracet a bezpečnostní podmínky průběhu zkoušky. Testy se dělají i pro nákladní vozidla a autobusy. V úvodní rešerši roll-over testů budou uvedeny i metody zkoušek pro



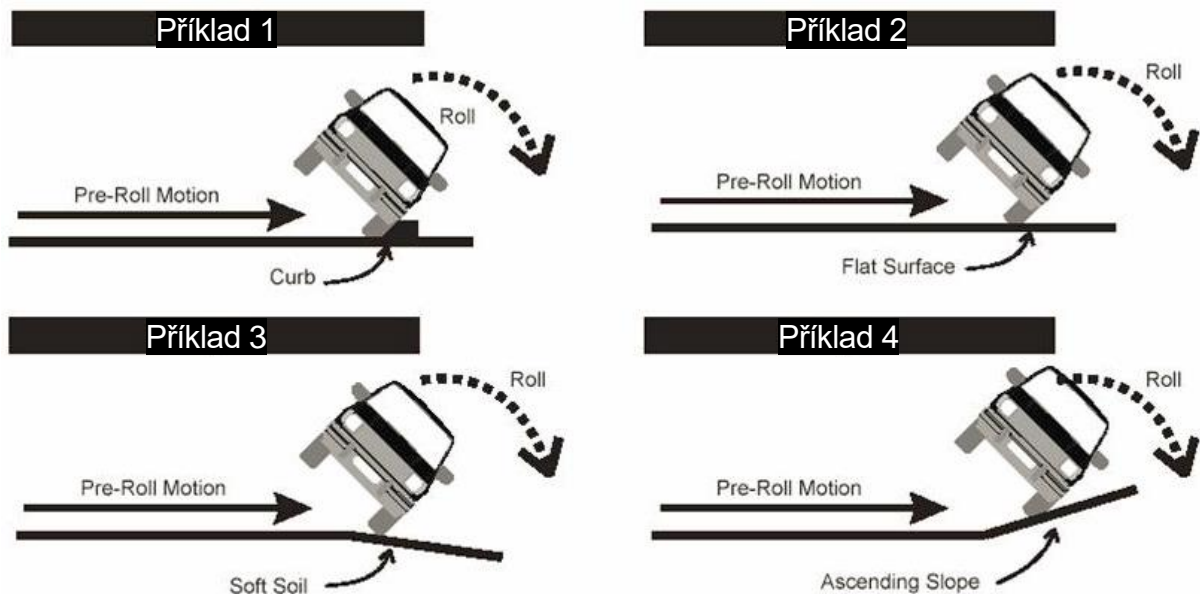
tyto dvě skupiny vozidel, nicméně práce se bude zabývat hlavně vozidly osobními. Řidiči osobních vozidel totiž mají oproti řidičům vozidel nákladních a autobusů méně řidičských zkušeností a proto mezi nimi dochází k nehodám tohoto typu nejčastěji.

## 2 Typy roll-over nehod

Stejně jako dělíme dopravní nehody do několika skupin (čelní, boční, z boku, převrácení přes střechu, atd.), tak i rozlišujeme nehody, kdy dochází k převrácení vozidla přes střechu. Na začátek je tedy vhodné ukázat si nejčastější typy „roll-over“ nehod.

### 2.1 Trip-over

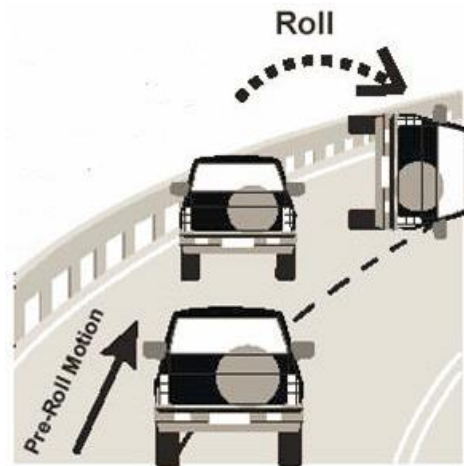
Trip-over nastává, když se vozidlo pohybuje (smýká) bočním směrem a jeho pohyb je náhle zpomalen nějakou překážkou, která má za následek převrácení vozu (viz obr. 1). [1, 2]



Obrázek 1 - animace trip-overů (zdroj: [1])

### 2.2 Bounce-over

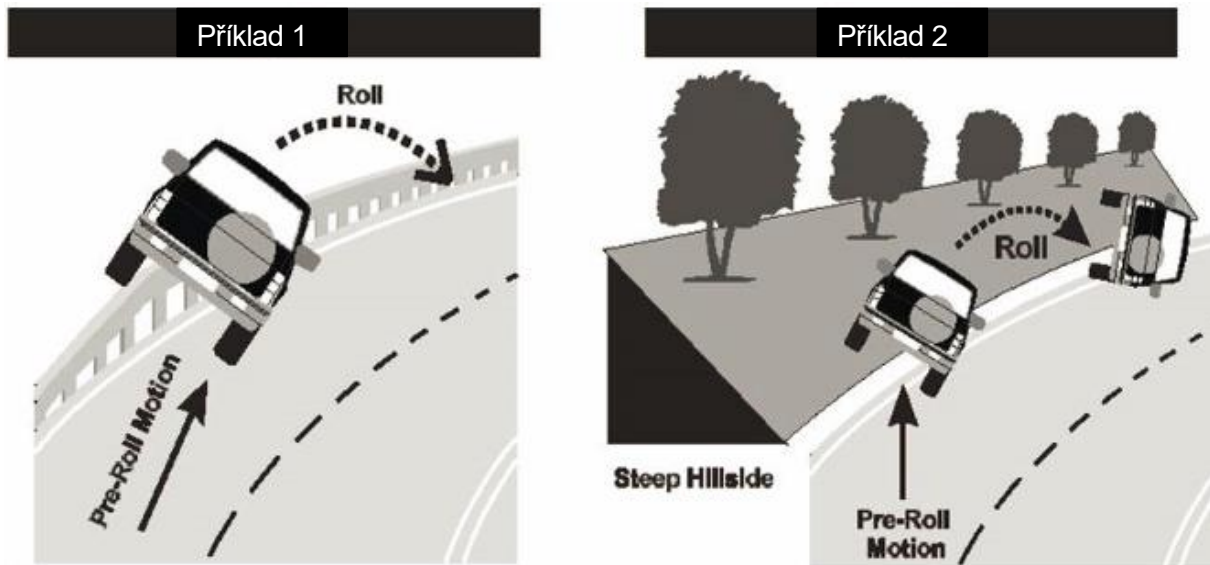
Převržení vozidla je v tomto případě způsobeno nárazem do pevné bariéry (např. do svodidel, stromu, sloupu, apod.) a to tak, že při odrazu vozidla od takové překážky dojde k jeho převržení (viz obr. 2). [1, 2]



Obrázek 2 - animace bounce-overu (zdroj: [1])

### 2.3 Flip-over

K tomuto typu dochází, pokud vozidlo vjede na objekt tvaru podobný rampě a dojde k jeho rotaci kolem jeho podélné osy, což má za následek převržení (viz. obr. 3). Např. na svah, při jízdě v zářezu či na svodidla. [1, 2]

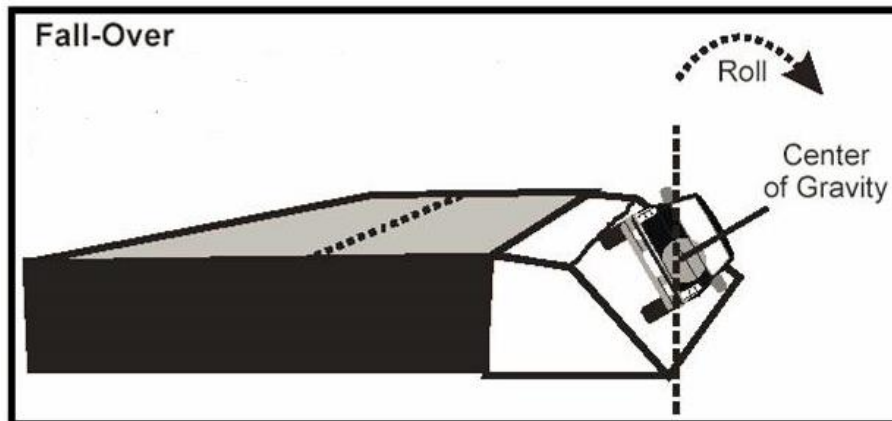


Obrázek 3 - animace flip-overů (zdroj: [1])



## 2.4 Fall-Over

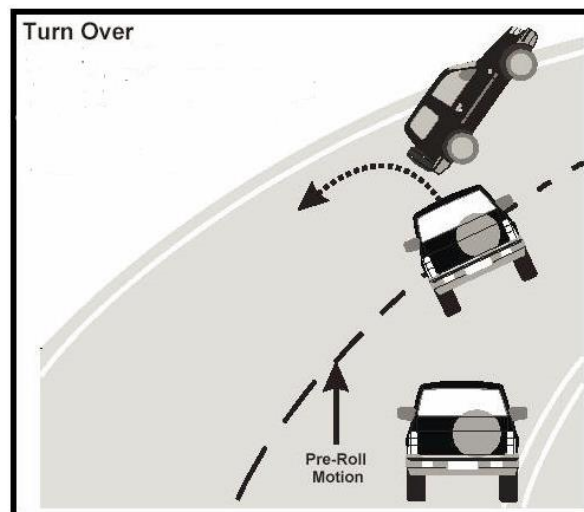
Vozidlo se v tomto případě pohybuje po povrchu v příčném sklonu (např. na svahu náspu). V okamžiku kdy sklon způsobí, že těžiště vozidla je mimo jeho vnější kola dojde k převržení (viz obrázek 4). [1, 2]



Obrázek 4 - animace fall-overu (zdroj: [1])

## 2.5 Turn-over

Je způsoben odstředivou silou, která na vozidlo působí při průjezdu směrového oblouku, kdy vozidlo má ještě dostatek adheze a nedochází ke smyku (viz obrázek 5). Odstředivá síla v tomto případě indukuje převržení. Tento typ se vyskytuje hlavně u vozidel s vysokým těžištěm. [1, 2]



Obrázek 5 - animace turn-overu (zdroj: [1])

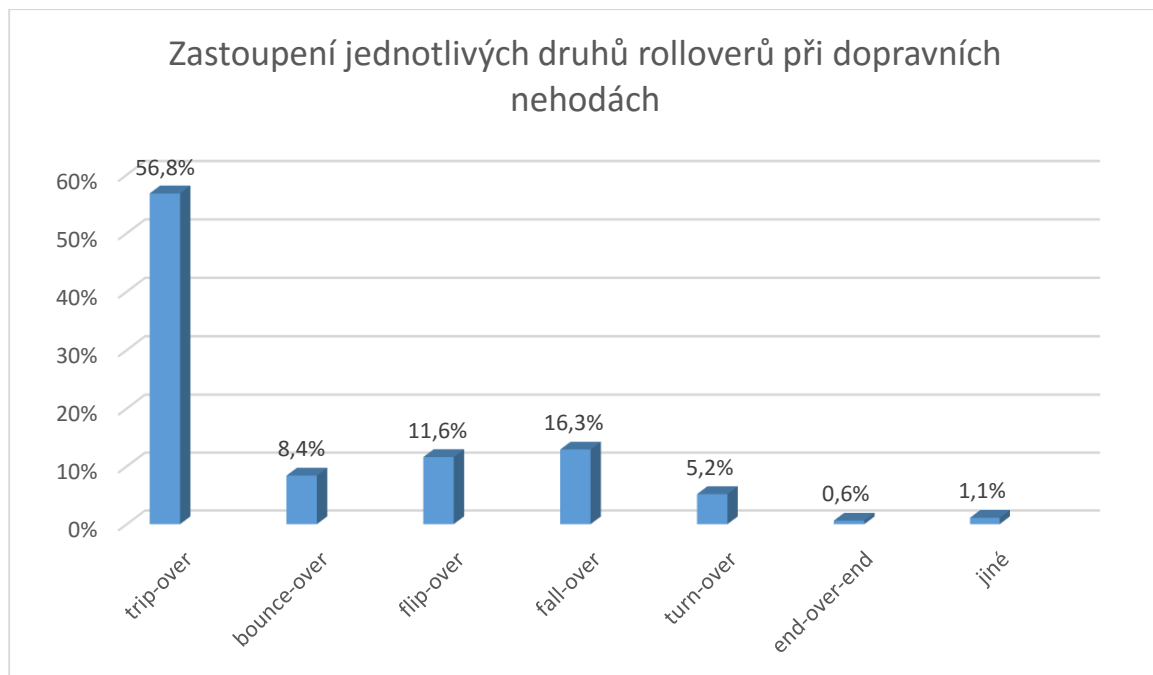


## 2.6 End-over-end

Tento typ se vyskytuje velmi zřídka (méně než 1% případů) a dochází při něm k rotaci a převržení vozidla kolem jeho příčné osy. Dochází k tomuto například, pokud vozidlo vjede ve vysoké rychlosti na oblast s prudkou změnou podélného sklonu a dojde k odlehčení či zvednutí zádě vozu a převržení. [1, 2]

## 2.7 Zastoupení jednotlivých typů roll-over nehod při dopravních nehodách

Následující graf zachycuje procentuální zastoupení jednotlivých typů rolloverů při dopravních nehodách. Data jsou z roku 2014 a byla nasbírána v USA, nicméně je pravděpodobné, že podobné hodnoty získáme měřením po celém světě.



Jak je z grafu patrné, nejčastěji dochází k bočnímu smýkání vozidla a k jeho následnému prudkému zpomalení nějakou nízkou pevnou překážkou (např. obrubník). Následují pak nehody, které vzniknou tak, že se vozidlo dostane mimo vozovku do místa s velkým příčným sklonem (například na násep) a odstředivou silou se vozidlo převrhne. Třetím nejčastějším typem je situace, kdy vozidlo najede na do prostoru, kde dochází k prudkému





zvýšení podélného sklonu (například náběh svodidel). Dalším typem, který je čtvrtý nejčastější je Bounce-over, kdy vozidlo naráží do pevné překážky a v důsledku nárazu dojde k převržení. Zbylé typy mají již minimální podíl. [1]

### **3 Druhy testů karoserie**

Základní členění zkoušek pevnosti karoserie je podle testovaného dopravního prostředku.

Tři základní skupiny testů jsou:

- Zkoušky pevnosti karoserie autobusů
- Zkoušky pevnosti karoserie nákladních vozidel
- Zkoušky pevnosti karoserie osobních vozidel

Dále tyto zkoušky dělíme na:

- Zkoušky kompletního vozidla
- Zkoušky segmentu vozidla
- Počítačové simulace

Pro získání základního povědomí o těchto testech si zde ukážeme testy všech tří skupin dopravních prostředků, nicméně největší pozornost budeme věnovat osobním automobilům.

#### **3.1 Pevnost karoserie autobusu dle EHK 66**

Autobus (kategorie M<sub>2</sub> a M<sub>3</sub>) je specifický prostředek hromadné dopravy. Vyznačuje se více vlastnostmi, které ovlivňují jeho bezpečnost. Prostor pro cestující je rozsáhlý a jeho konstrukční pevnost tomu musí být přizpůsobena.

Dopravní nehody autobusů se vyznačují těžkými následky pro více cestujících, zejména v důsledku deformace přepravního prostoru následkem převrácení. Zkoušky pevnosti karoserie jsou přizpůsobeny těmto okolnostem. Pevnost karoserie autobusu je dle [4] hodnocena a schvalována na základě výsledků jedné z následujících zkoušek:

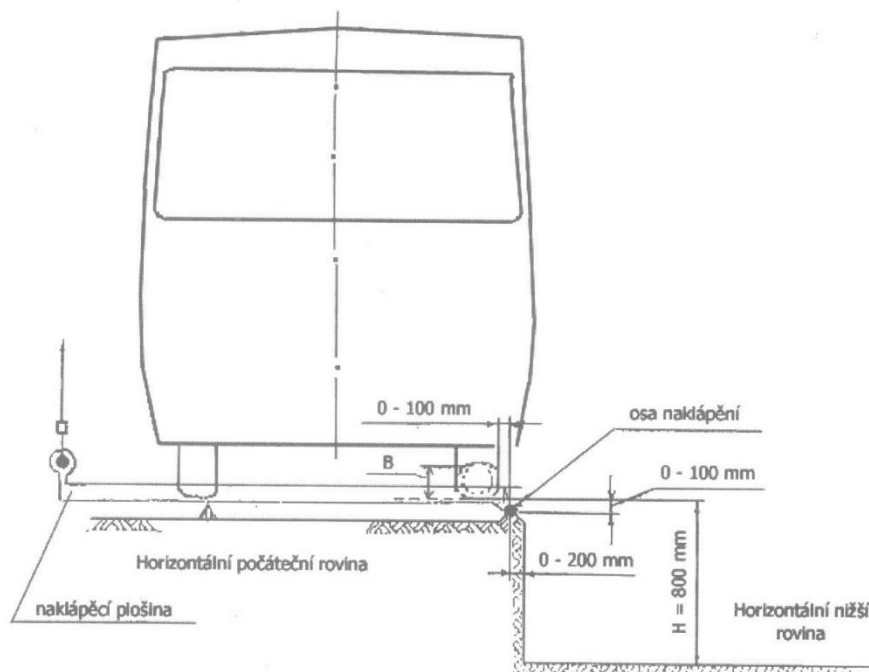
- Zkouška převrácením kompletního vozidla
- Zkouška převrácení části (segmentu) karoserie



- Zkouška nárazem kyvadla do části karoserie

### 3.1.1 Zařízení pro zkoušky pevnosti karoserie autobusů

Měřícím místem může být laboratoř nebo jiný prostor, vybavený rampou o výšce 800 mm (viz obrázek 6). Horní plocha je rovná a dostatečně velká pro postavení autobusu nebo části karoserie. Je vybavena zvedacím zařízením na straně vzdálené od hrany rampy tak, aby strana autobusu, která je dále od rampy, šla vodorovně zvedat až do překlopení. Spodní vodorovná plocha má betonový povrch. [3, 4]



Obrázek 6 – zařízení pro zkoušky pevnosti karoserie autobusů (zdroj: [3])

### 3.1.2 Metoda zkoušky převrácením kompletního vozidla

Vozidlo v pohotovostní hmotnosti vybavené sedadly je umístěno na rampě, jeho podélná osa je rovnoběžná s hranou rampy. Pneumatiky jsou nahuštěny podle technických podmínek, pokud je systém pružení závislý na energii dodávané motorem, musí být energie dodána. Motor je v klidu, hořlavé kapaliny a kyseliny nahrazeny. Dveře a okna jsou



uzavřená, nezamčená. Strana vozidla odlehlá od hrany rampy je zvedána rovnoměrně, až dojde k převrácení vozidla. Rychlost převrácení kolem osy klopení nesmí překročit  $+5^{\circ}\text{s}^{-1}$ .

Osa otáčení je:

- Rovnoběžná s podélnou osou vozidla,
- 0 – 200 mm vzdálená od hrany rampy
- 0 – 100 mm vzdálená od boku pneumatiky u nejširší nápravy
- 0 – 100 mm pod úrovní roviny, na které stojí vozidlo

Výškový rozdíl roviny dopadu a roviny polohy vozidla před převrácením je 800 mm. Při převrácení musí být zabráněno skluzu pneumatik a podélnému pohybu vozidla. [3, 4]

### **3.1.3 Metoda zkoušky převrácením části (segmentu) karoserie**

Část karoserie se získá dvěma příčnými řezy karoserie. Výrobce specifikuje hmotnost části karoserie v procentech pohotovostní hmotnosti kompletního vozidla. Část karoserie musí zahrnovat prostor mezi sloupky, odpovídající normální konstrukci. K překlopení části karoserie dojde za podmínek shodných se zkouškou převrácení kompletního vozidla. Energie absorbovaná částí karoserie musí odpovídat (nesmí být menší) procentuálně energii absorbované kompletním vozidlem. [3, 4]

### **3.1.4 Metoda zkoušky kyvadlem**

Část karoserie (segment získaný dvěma příčnými řezy) se upevní do přípravku tak, aby upevněním nebyla ovlivněna tuhost karoserie. Kyvadlo narazí do části karoserie pod úhlem  $25^{\circ}$  k střední podélné vertikální rovině. Rychlost nárazu je  $3 - 8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Energie nárazu odpovídá podílu celkové absorbované energie připadající na zkoušenou část. Energie se stanoví výpočtem. [3, 4]

### **3.1.5 Kritéria hodnocení**

Pevnost karoserie autobusu je považována za vyhovující, pokud:

- Žádná část deformovaných částí vozidla nepronikne do zůstatkového prostoru
- Žádná část zůstatkového prostoru nevyčnívá mimo deformovanou karoserii



## **3.2 Pevnost kabin nákladních vozidel dle EHK 29**

Při převrácení nákladního vozidla hraje klíčovou roli pevnost kabiny. Ta musí být konstruována a upevněna taky, aby riziko zranění cestujících při dopravní nehodě bylo omezeno na minimum.

Pevnost kabiny je dle [5] ověřována třemi druhy zkoušek:

- Zkouška typu A: test čelním nárazem kyvadla
- Zkouška typu B: test pevnosti střechy
- Zkouška typu C: test pevnosti zadní strany

### **3.2.1 Zařízení pro zkoušky pevnosti kabin nákladních vozů**

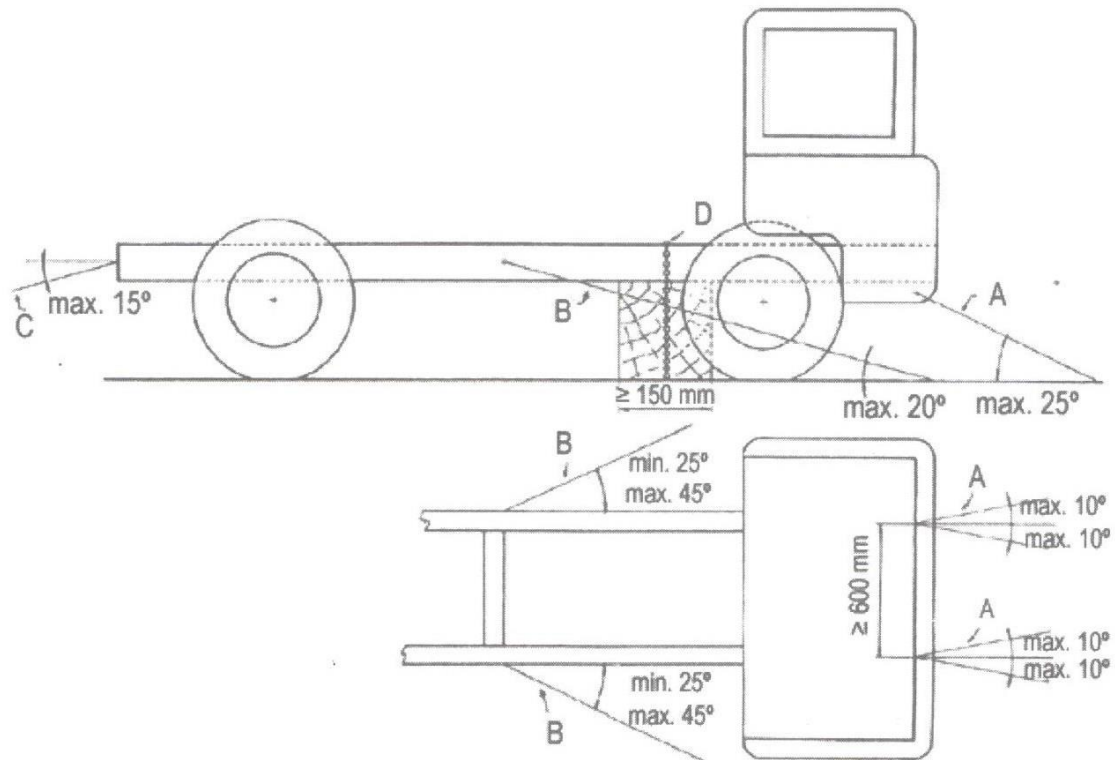
Měřícím místem může být laboratoř nebo jiný prostor, umožňující umístění vozidla (rámu vozidla nebo části rámu s kabinou) a dostatečně hmotná kotvící místa, zaručující, že zkoušené celky nebo komponenty se nárazem neposunou.

Ocelové nárazové kyvadlo s homogenní hmotností  $1500 \pm 250$  kg. Nárazová plocha je obdélníková, šířka 2500 mm a výška 800 mm. Hrany mají poloměr zaoblení nejméně 15 mm. Kyvadlo je zavěšeno dvěma táhly pevně spojenými s kyvadlem, vzdálenými od sebe 1000 mm a dlouhými 800 mm. [3, 5]

### **3.2.2 Metoda zkoušky**

#### **3.2.2.1 Zkouška typu A – náraz kyvadlem zepředu**

Kabina je umístěna na vozidle ve stavu odpovídajícím realitě. Dveře a okna jsou uzavřeny, nezamčeny. Vozidlo stojí na rovné ploše a je upevněno lany proti posunu (viz obrázek 7).



Obrázek 7 - schéma upevnění vozidla při zkoušce nárazu kyvadlem (zdroj: [3])

Místa pro cestující jsou neobsazena. Kyvadlo se umístí tak, aby ve svislé poloze:

- Jeho nárazová plocha se dotýkala nejpřednější části kabiny
- Jeho těžiště leželo ve střední svislé podélné rovině kabiny
- Jeho těžiště leží 150 mm pod bodem ukotvení lana B, nikoliv výš než 1400 mm nad plochou, na které stojí vozidlo [3, 5]

Kyvadlo je spuštěno tak, aby energie při nárazu byla:

- 3000 Nm pro vozidla do celkové hmotnosti 7000 kg
- 4500 Nm pro vozidla s celkovou hmotností přesahující 7000 kg [3, 5]

### 3.2.2.2 Zkouška typu B – pevnost střechy

Kabina může být umístěna na vozidle, nebo v speciálním rámu. Pokud je na vozidle, je toto zabrzděno ruční brzdou a zařazen rychlostní stupeň. Pérování je blokováno. Pokud je



kabina umístěna v rámu, nesmí se v průběhu zkoušky posouvat. Dveře a okna jsou uzavřeny, nezamčeny. Střecha kabiny se zatíží statickým tlakem, odpovídajícím nejvyššímu přípustnému zatížení přední nápravy (nebo více náprav), ne však přesahujícím 10 000 kg. Podmínka rozložení zatížení není definována, předpokládá se zatížení rovnoměrné. [3, 5]

### **3.2.2.3 Zkouška typu C – pevnost zadní strany**

Kabina je umístěna za podmínek shodných s odst. b), na zadní stěnu kabiny je působeno statickou zátěží 200 kg na každou tunu užitečného zatížení. Zatížení působí prostřednictvím tuhé desky kolmé na střední podélnou svislou rovinu a překrývající celou zadní plochu kabiny. [3, 5]

### **3.2.3 Kritéria hodnocení**

Pevnost kabiny nákladního automobilu je považována za vyhovující, pokud po zkouškách typu A, B, C provedených na jedné, dvou nebo třech kabinách, je uvnitř kabiny zachován takový zůstatkový prostor pro přežití, aby do něj mohla být umístěna testovací figurína, aniž by byla dotčena některými tuhými částmi karoserie. [3, 5]

## **3.3 Zkoušky pevnosti karoserie osobních vozidel**

Testů, kdy je simulováno převrácení osobního vozidla existuje celá řada a všechny mají své výhody i nevýhody. Problém je ten, že neexistuje mnoho norem, které by přesně specifikovali podobu jednotlivých zkoušek, a tak si jednotlivé společnosti zabývající se nárazovými testy často upravují test dle vlastních zkušeností a uvážení. Níže bude uveden seznam základních zkoušek, které se provádějí nejčastěji.

### **3.3.1 Soil-trip test**

Tento způsob převrácení vozidla patří k nejstarším. První test tohoto typu provedla firma GM již v roce 1930. Urychlovací mechanismus navede vozidlo bočně do prostoru, jehož povrch tvoří písek či hlína. Automobil díky urychlovacímu zařízení vjede bočně rychlostí cca 48 km/h do zmiňovaného prostoru s pískem, což má za následek prudkou deceleraci. Setrvačnost pak způsobí převrácení vozidla (viz obrázek 8 a 9). Dopadový prostor s hlínou či pískem musí být minimálně 12 m dlouhý a 6 m široký.



Vzniká zde požadavek na včasnou aktivaci záchytných prvků a airbagů z důvodu velké změny bočního zrychlení ve vozidle. [1]

Podmínky testu jsou závislé na typu vozidla, rychlosti a použité hlíně či písku.



**Obrázek 8 – soil-trip test (zdroj: [3])**



**Obrázek 9 - soil-trip test (zdroj: [3])**



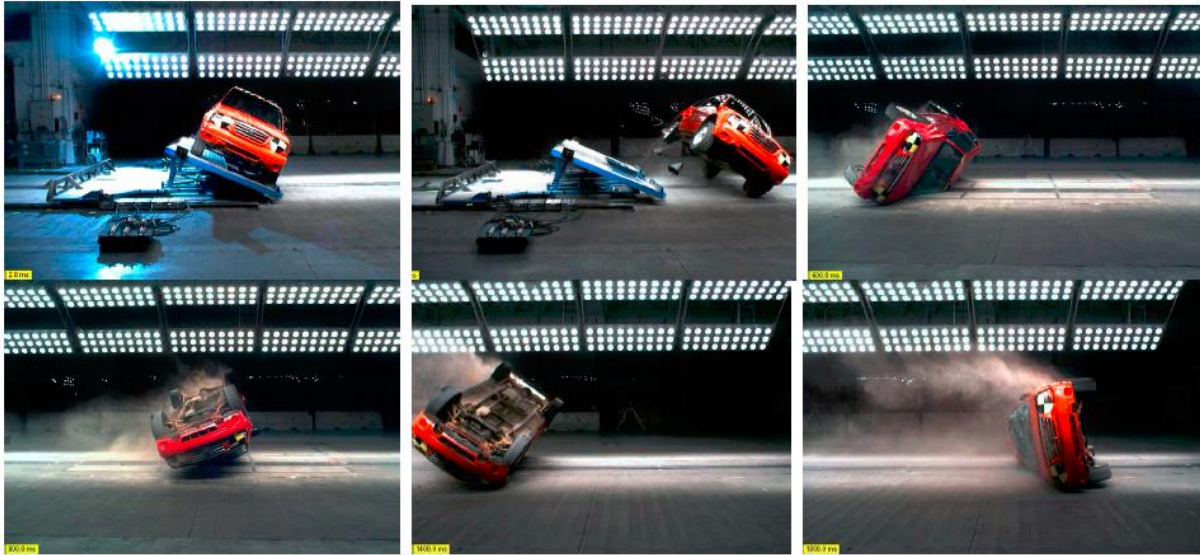
### 3.3.2 Dolly roll-over test

Tato metoda je dnes nejpoužívanější. Testovací vozidlo je opět bočně umístěno na urychlovacím zařízení, které v tomto případě tvoří pohyblivý vozík s plošinou (viz obrázek 10). Plošina je oproti vodorovné rovině pootočená o  $23^\circ$  a boční kola vozidla v přední části vozíku jsou zajištěna cca 10 cm vysokými přírubami, aby nedošlo k uvolnění vozidla z vozíku ještě před simulovaným převrácením. Níže položená strana vozidla je ve výšce 23 cm nad zemí. Vozidlo je prostřednictvím vozíku uvedeno na rychlost 48 km/h a pak je vozík zastaven na vzdálenosti 0,9 m. Částečná fixace předních bočních kol způsobí rotaci testovacího vozidla, tedy vozidlo se převrhne hned několikrát (viz obr. 11). [6]



Obrázek 10 - plošina s testovacím vozidlem při dolly roll-over testu (zdroj: [6])





Obrázek 11 - průběh dolly roll-over testu (zdroj: [6])

### 3.3.3 Embankment roll-over test

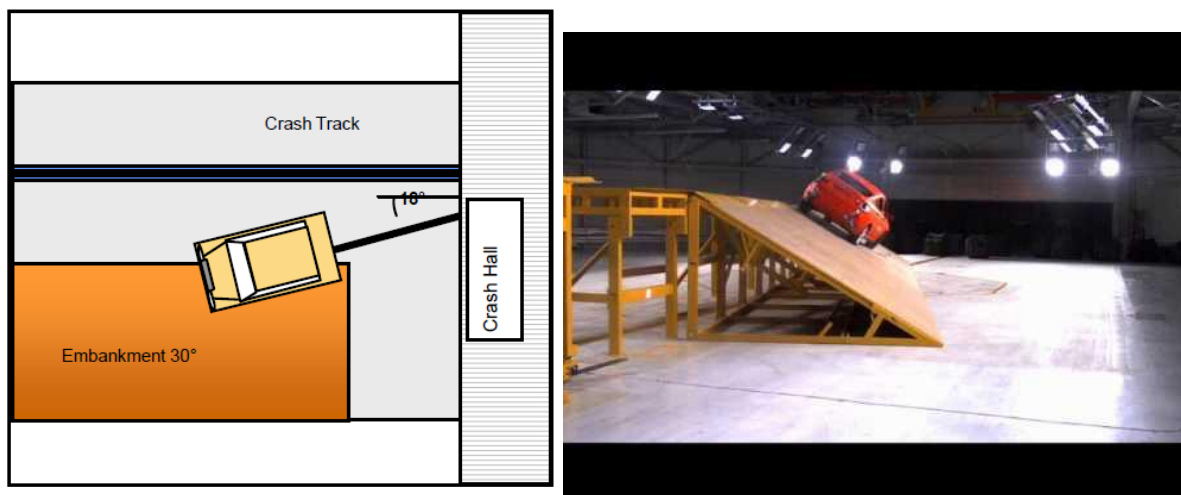
Při této zkoušce se vozidlo pohybuje na náspu. V první fázi se pohybuje směrem z náspu, kde terén klesá. V druhé fázi se vozidlo začne stáčet zpět směrem k ploše v rovině a může i nemusí dojít k převrácení. [6]

Ve 30. letech 20. století firma GM prováděla tento test pro vyhodnocování pevnosti skříní buldozerů (viz obrázek 12). V 80. letech začala tento test využívat společnost DEKRA pro vyhodnocování nehod, kdy vozidlo opustí zpevněnou komunikaci a začne sjíždět ze svahu (viz obrázek 13). Test může mít mnoho variací, jeho podmínky závisí na rychlosti, úhlu sklonu a poloměru oblouku, který vozidlo opisuje. [1]



Obrázek 12 - embankment roll-over test v exteriéru (zdroj: [1])

V dnešní době již používá tento test mnoho automobilek a to hlavně z důvodu ověření, že se testovací vozidlo při testu nepřevrátí. Viz obrázek 13 z testování vozidla BMW X6.



Obrázek 13 - embankment roll-over test v interiéru  
(zdroj: <https://i.ytimg.com/vi/20e3XfR9hSY/hqdefault.jpg>)

### 3.3.4 Ramp roll-over test

Tomuto testu se bude práce v dalších kapitolách věnovat nejvíce. Bude se z něj vycházet při návrhu převracecí rampy a technického vybavení pro test. Dále bude následovat sestavení základních pohybových rovnic vozidla. [1]

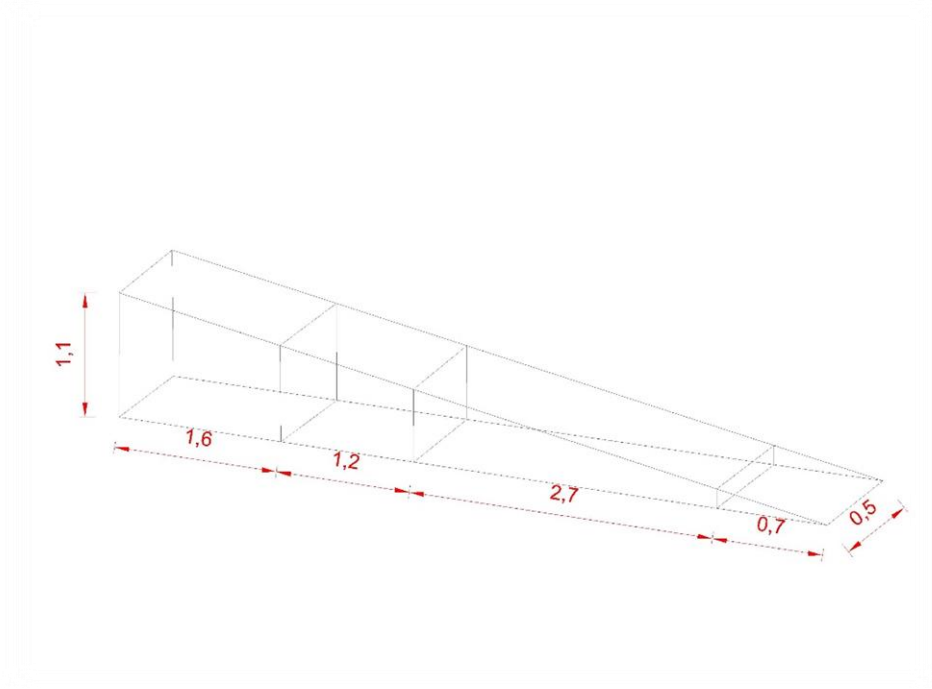


Zkouška probíhá na testovací dráze, kdy automobil vjede svou jednou stranou na vyvýšenou rampu a na rozdíl od ostatních testů zde může ale i nemusí dojít k jeho převržení (v našem případě však bude nutné, aby se vozidlo při testu převrátilo). V Evropě se tento test dělí na 2 základní typy a to na test s plochým povrchem rampy a na test se zakřiveným či spirálovitým povrchem rampy. Více druhů ramp se používá například kvůli tomu, zda je požadavek vozidlo převrhnout či jen otestovat jeho stabilitu.

Podmínky testu jsou ze všech druhů nejvariabilnější, neboť se zde mohou měnit rozměry rampy, druh použité rampy a rychlost vozidla.

#### **3.3.4.1 Test s rampou s lineárním stoupáním**

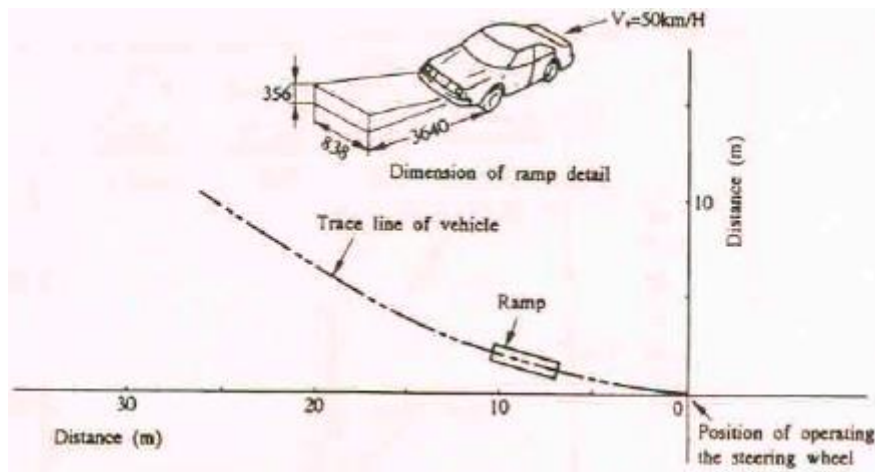
Rampa je navržena tak, aby spodní část vozidla (mimo pneumatik) nepřišla do kontaktu s okrajem rampy. V opačném případě toto může být zdrojem nepřesností v testu. Tento problém velmi spolehlivě řeší spirálovitá rampa, o které bude další kapitola. Příklad takové rampy, která se používá pro testování vozidel je na obrázku 14. Tato rampa se dá použít pro testování jak menších vozidel, tak i pro dodávky či SUV.



Obrázek 14 - rampa s lineárním stoupáním – rozměry v metrech (zdroj: [1])



Pro jednodušší převržení vozidla se může použít metoda, kdy testovací vozidlo opisuje kruhovou dráhu o určitém poloměru, což má za následek větší hodnoty odstředivého zrychlení než přímý pohyb. Na této kruhové dráze je umístěna rampa (viz obrázek 15) a ve chvíli, kdy vozidlo vjede na rampu, dojde ke krátkému, ale razantnímu impulsovému natočení kol dovnitř oblouku, díky čemuž dojde k převržení vozidla.



Obrázek 15 – test s lineární rampou a kruhovou trajektorií (zdroj: [1])

Během testu tedy vozidlo při určité rychlosti v podélném směru najede na rampu. Na jejím počátku se jedna strana vozidla dotýká země a druhá rampy. Jak vozidlo pokračuje, dochází k velké asymetrii ve zrychlení v ose z u obou stran vozidla. Což má za následek rotaci vozidla podél své podélné osy. Když vozidlo opouští rampu, pokračuje v rotaci, dokud nedojde k jeho kontaktu se zemí. [1]

### 3.3.4.2 Test s rampou se zakřiveným povrchem

Tomuto typu se také říká „Corkscrew test“. Používá se zakřivená či spirálovitá rampa, která mění s délkou svůj sklon. Obrázek 16 zachycuje rampu pro test prováděný společností DEKRA. [1]



Obrázek 16 - rampa se zakřiveným povrchem (zdroj: [1])

### **3.3.5 Curb-trip roll-over test**

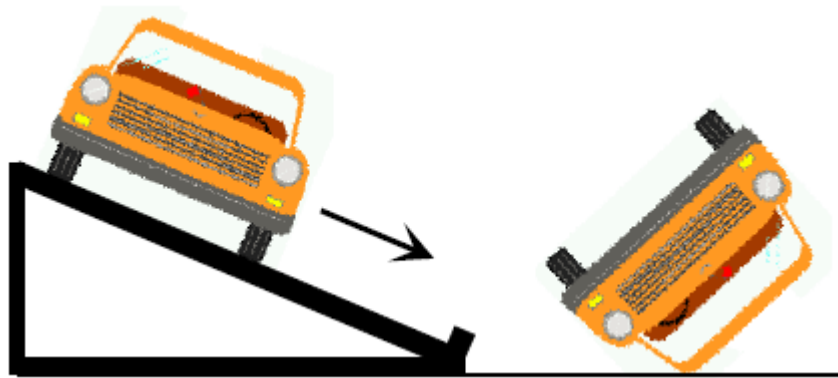
Tento test se provádí ve třech variacích, které jsou popsány v nadcházejících podkapitolách. Princip je u všech třech stejný. Vozidlo je bočně navedeno proti podélné překážce ve tvaru obrubníku. Výška obrubníku je závislá na velikosti kol testovaného vozidla. Prudká decelerace má za následek převržení vozidla. [1]

#### **3.3.5.1 Boční pohyb ze svahu**

Tato variace testu je znázorněna na obrázku č. 17. Jedná se o kvazi-statickou zkoušku a je poměrně jednoduchá na provedení. Testovací vozidlo je umístěno na vrcholu rampy, jejíž úhel je menší než úhel, kdy by se vozidlo převrátilo samo. Kola vozidla jsou umístěna



na speciální ploše, kde nepřekonávají tření a tudíž se vozidlo smýká po rampě a je bočně navedeno na obrubu ve spodní části rampy. Ve chvíli, kdy dojde ke kontaktu kol a obruby, se vozidlo díky setrvačnosti převrhne. [1]



Obrázek 17 - curb-trip test - boční pohyb ze svahu (zdroj: [1])

### 3.3.5.2 Boční pohyb na rovině

V tomto případě vozidlo stejně jako v předchozím nemá žádnou podélnou rychlost, pouze boční. Vozidlo je umístěno na pohyblivém podkladu a je navedeno na těleso připomínající obrubník o výšce cca 15 cm (viz obrázek 18 a 19). Výška obrubníku je závislá na rozměru kol testovacího vozidla. Pohyblivá plošina je urychlena na požadovanou rychlost, aby vozidlo při nárazu překonávalo boční zrychlení 7 – 12 g. Hlavními veličinami, které ovlivňují průběh testu, tedy jsou boční rychlost a výška obrubníku. Při těchto testech se často testují hlavové airbagy, neboť hlavně v tomto případě se ověří včasná reakce ochranných prvků vozidla. [1]



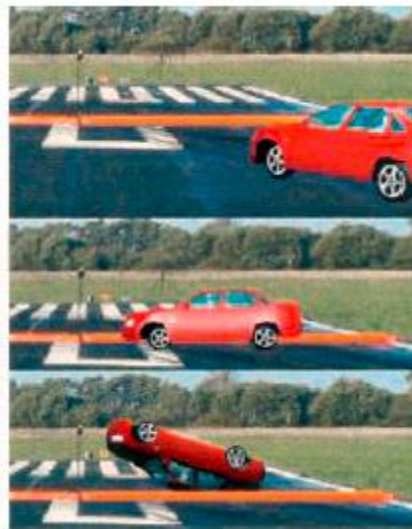
Obrázek 18 - curb-trip test - boční pohyb na rovině (zdroj: [1])



Obrázek 19 - curb-trip test - boční pohyb na rovině (zdroj: [1])

### 3.3.5.3 Šikmý pohyb na rovině

Curb test může probíhat i v šikmém uspořádání viz obrázek 20. Tentokrát má vozidlo i podélnou rychlost a může i nemusí mít úhlovou rychlost. Do obrubníku naráží v předem daném úhlu. Výhodou testu je větší věrohodnost reálné situaci, varianta testu, kdy se jedná čistě jen o boční pohyb vozidla, je považována za věrohodnou vzhledem k reálným podmínkám provozu. Test tedy ovlivňuje výška obrubníku, podélná a boční rychlost a úhel svírající vozidlo z rovinou překážky. [1]



Obrázek 20 - curb-trip test - šikmý pohyb na rovině (zdroj: [1])

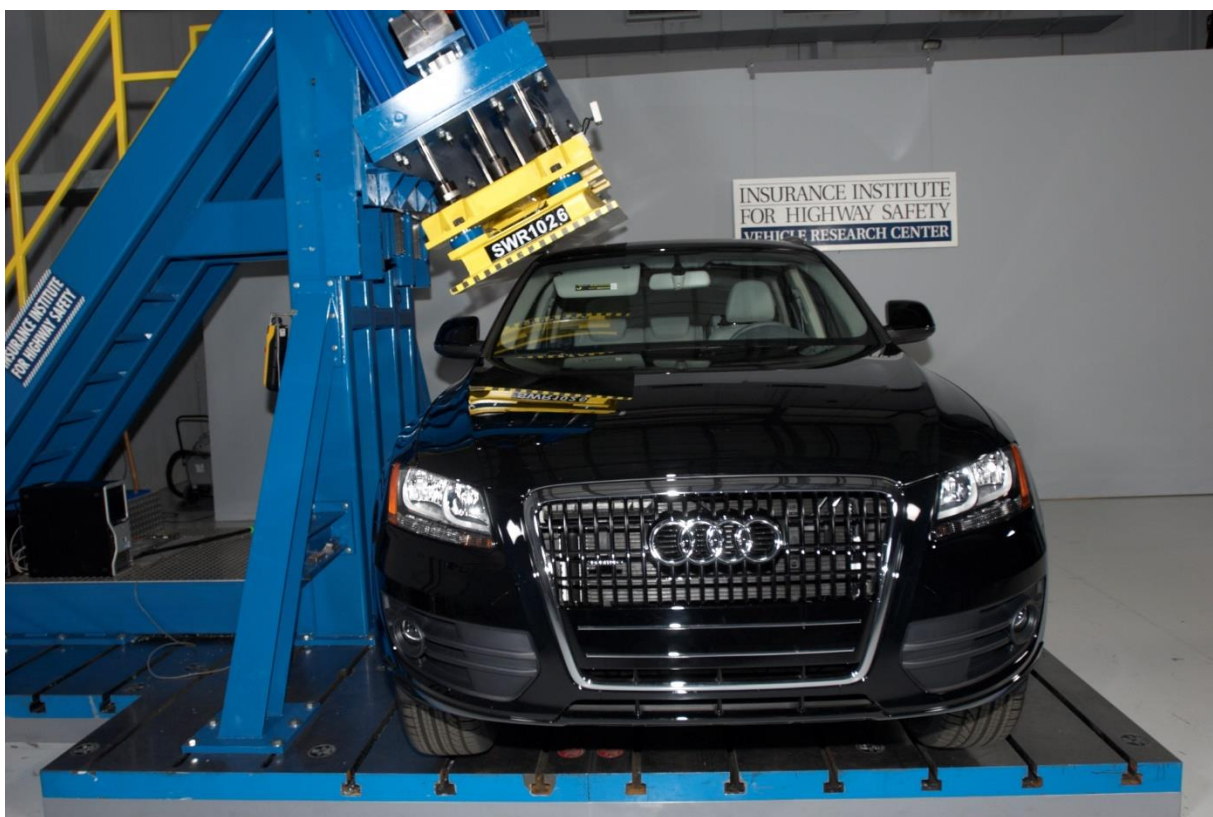
### 3.3.6 Statický test pevnosti střechy

Tato zkouška spočívá v tom, že ocelová deska tlačí šikmo nízkou a konstantní rychlostí na střechu auta (viz obrázek 21). Velikost síly působící na střechu se vyjadřuje v poměru



k hmotnosti vozidla. Tento poměr ( síla ku váze) se v průběhu testu zvětšuje. Ve chvíli, kdy je střecha promáčknutá o 5 palců (12,7 cm), test končí a zaznamená maximální hodnota poměru „síla-váha“. Tato hodnota je důležitý údaj, který slouží pro porovnání odolnosti jednotlivých modelů vozidel.

Minimální akceptovatelná hodnota poměru „síla-váha“ je 3,25. To znamená, že střecha musí unést více než 3,25 násobku hmotnosti vozidla, než dojde k promáčknutí o 5 palců. Poměr 4 a více je hodnocen jako velmi dobrý. [7]



Obrázek 21 - statický test pevnosti střechy

(zdroj: [<http://www.eurocarnews.com/2/0/655/3293/2010-audi-q5-rollover-roof-strength-test-iihs/gallery-detail.html>])

### 3.4 Počítačové simulace

Vzhledem k finanční a časové náročnosti crash testů, které byly uvedeny v předchozích kapitolách, se před uskutečněním zkoušek celý postup simuluje počítačově. Pro studium





dynamiky vozidel při roll-over testech jsou důležitým nástrojem matematické modely, které nám pomáhají pochopit základní mechanismy, které vedou k převrácení vozidla a dále pomáhají při ověřování správné funkce zádržných systémů. Nástroje pro takovéto analýzy zahrnují modely chování vozidla, modely pohybu cestujících během nehody a programy fungující na principu metody konečných prvků.

Analýza virtuální nehody či srážky může probíhat jak prospektivně, tak i retrospektivně. V závislosti na cílech zájmu, můžeme rozdílné přístupy použít pro posouzení požadované funkce jakéhokoli systému ve vozidle za pomoci virtuálních zkušebních metod.

S ohledem na ochranu cestujících při nehodě existují dva obecné přístupy, které se při simulacích používají a to metody konečných prvků a simulace tuhého tělesa. Zjednodušené přístupy pracující s předpokladem tuhého tělesa jsou používány při testech kdy se nezkoumá vniknutí těles do vozidla či deformace prostoru pro cestující. Modely pracující s metodou konečných prvků jsou vytvořeny pro část či celé vozidlo, které se testuje a dále pro zádržný systém s posádkou. Existují ale i hybridní metody zahrnující jak metodu konečných prvků, tak metodu tuhého tělesa.

### **3.4.1 Simulace založené na předpokladu tuhého tělesa**

Programy fungující na tomto principu jsou například Madymo, Adams, ATB a Dynaman. Tento model skutečného tělesa se používá k teoretickému zkoumání čistě pohybových účinků sil na těleso. Modely z programu Madymo, založené na předpokladu tuhého tělesa jsou jednodušší než modely konečných prvků z hlediska analýzy nových trendů ve vývoji zádržných systémů a mechaniky převrácení vozidla.

Data získaná během testování mohou být použity pro vývoj počítačových modelů, které popisují pohyb vozidla za obdobných zkušebních podmínek. A na druhou stranu analýza simulovaných výsledků poskytuje cennou zpětnou vazbu pro zlepšení testovacích procedur. Matematické modely jsou tedy užitečné zejména pro:

- Analýzu trendů
- Podporu vývoje systémů zabraňujících převrácení vozidla



- Stanovení testovacích podmínek pro požadovanou jízdní zkoušku

### **3.4.2 Simulace založené na metodě konečných prvků**

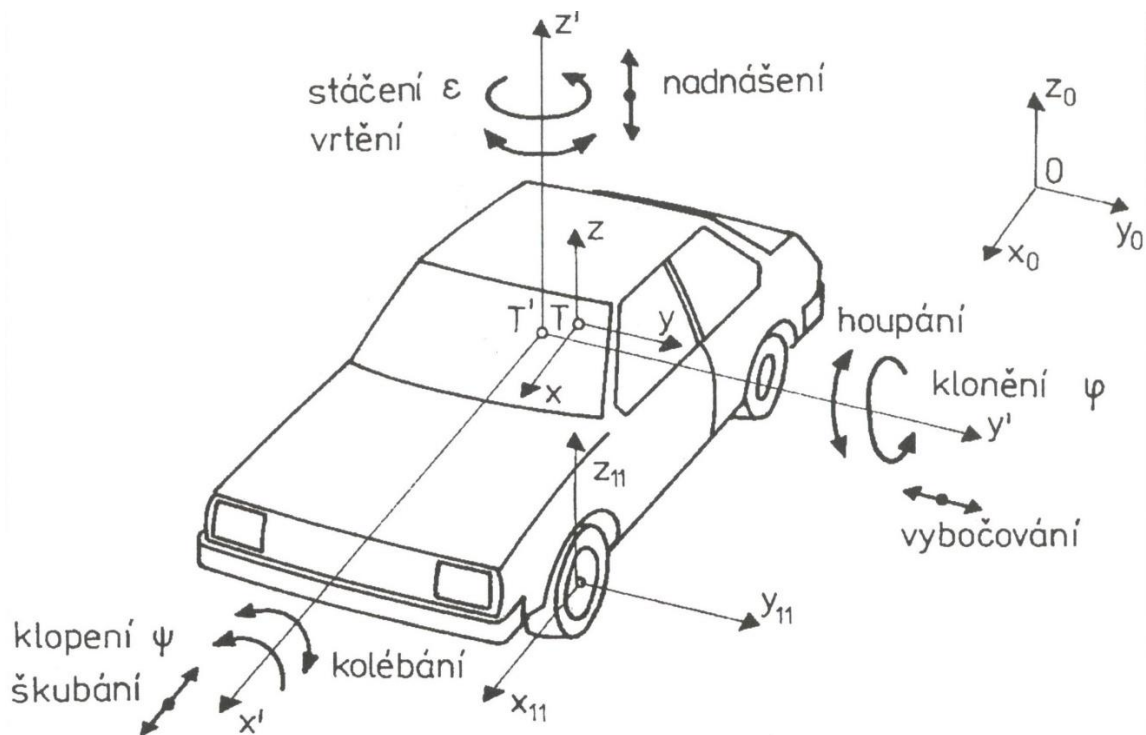
Obecně je metoda konečných prvků numerická metoda sloužící k simulaci průběhů deformací, napětí, vlastních frekvencí atd. na vytvořeném fyzikálním modelu. Její princip spočívá v diskretizaci spojitého kontinua do určitého počtu prvků, přičemž zjišťované parametry jsou určovány v jednotlivých uzlových bodech. V automobilovém průmyslu se používá od 50. let 20. století. V roce 1991, firma Mitsubishi začala zkoumat vliv rolloveru na bezpečnost posádky ve vozidle za pomoci testovacích figurín Hybrid III. Konkrétně šlo o analýzu vlivu deformace střechy na zranění hlavy a krku cestujících ve vozidle za použití metody konečných prvků. V současné době se tato metoda používá ke studiu míry deformace struktury vozidla a kinematiky cestujících v interakci se zádržným zařízením a interiérem vozidla. Počítačové programy fungující na principu této metody jsou například LS-Dyna, Radioss a Pamcrash.

## **4 Teorie dynamiky jízdy vozidla**

Dynamika je obor, který zkoumá příčiny změn pohybového stavu tělesa. Spolu s kinematikou, která studuje pohyb těles bez ohledu na jeho příčiny, tvoří mechaniku. Základním pilířem dynamiky jsou tři Newtonovy pohybové zákony, které jsou založeny na veličině síla a říkají, jaký bude pohyb tělesa.

### **4.1 Souřadnicová soustava**

V této práci bude pohyb vozidla popisovat trojrozměrná souřadnicová soustava s osami  $x$ ,  $y$ ,  $z$ . Její počátek (referenční bod) leží v těžišti automobilu  $T$ . Schématické znázornění je na obrázku 22.



**Obrázek 22 - referenční soustava pro popis pohybů vozidla (zdroj: [8])**

Dynamika jízdy vozidla je rozdělena do tří částí, podle toho v jaké ose se pohyb uskutečňuje. Podélnou dynamiku popisuje osa  $x$  a zabývá se problematikou jízdních odporů, jízdních výkonů, brzděním a zrychlováním automobilu. Pohyb kolem osy  $x$  - klonění se značí písmenem  $\psi$ . K tomuto jevu dochází především při působení bočního zrychlení na soustavu.

Osa  $y$  popisuje příčnou dynamiku, tudíž charakterizuje směrovou stabilitu vozidla, která je stěžejním problémem této práce. Jde především o příčnou (směrovou) stabilitu vozidla ve směrových obloucích, kterou narušují setrvačné a odstředivé síly a dále se jedná o dynamickou říditelnost, resp. o odezvu vozidla na natočení volantu. Při akceleraci nebo deceleraci zpravidla dochází k pohybu automobilu kolem osy  $y$  – klonění  $\varphi$ .

Svislou dynamiku resp. kmitání vozidla popisuje osa  $z$  a charakterizuje tlumení a pérování. Pro utlumení kmitání a pro udržení stálého styku kol s vozovkou jsou na vozidle instalovány pružiny s tuhostmi  $c$  a tlumiče s konstantami tlumení  $k$ . Na ose  $z$  dochází při zatáčení nebo smyku ke stáčení  $\varepsilon$ . [8]



## 4.2 Základní měřené veličiny z oblasti dynamiky

V tabulce 1 jsou uvedeny základní veličiny z oblasti dynamiky, které se budou v dalších kapitolách vyskytovat.

Tabulka 1 Základní veličiny z oblasti dynamiky

Veličina	Označení	Jednotka
dráha	s	m
rychlost	$v \Rightarrow \dot{x}, \dot{y}, \dot{z}$	$m \cdot s^{-1}$
zrychlení	$a \Rightarrow \ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{z}$	$m \cdot s^{-2}$
hmotnost	m	kg
tíha	G	N
rozvor	l	mm
rozchod	t	mm
moment setrvačnosti	J	$kg \cdot m^2$
boční vodící síla	S	N
hnací síla	H	N
úhel natočení předních kol	$\beta_p$	rad
úhel natočení zadních kol	$\beta_z$	rad
úhel stáčení	$\varepsilon$	rad
stáčivá rychlost	$\dot{\varepsilon}$	$rad \cdot s^{-1}$
stáčivé zrychlení	$\ddot{\varepsilon}$	$rad \cdot s^{-2}$
úhel směrové úchyly těžiště	$\alpha$	rad
úhlová rychlost směrové úchyly těžiště (rychlost vybočení)	$\dot{\alpha}$	$rad \cdot s^{-1}$
Doba kmitu soustavy	$T_{vk}$	s
Doba kmitu kyvadla	$T_k$	s
Vzdálenost osy x od osy kývání	$A_v$	m
Vzdálenost těžiště kyvadla od osy kývání	$A_k$	m
boční síla na přední nápravě	$S_p$	N
boční síla na zadní	$S_z$	N



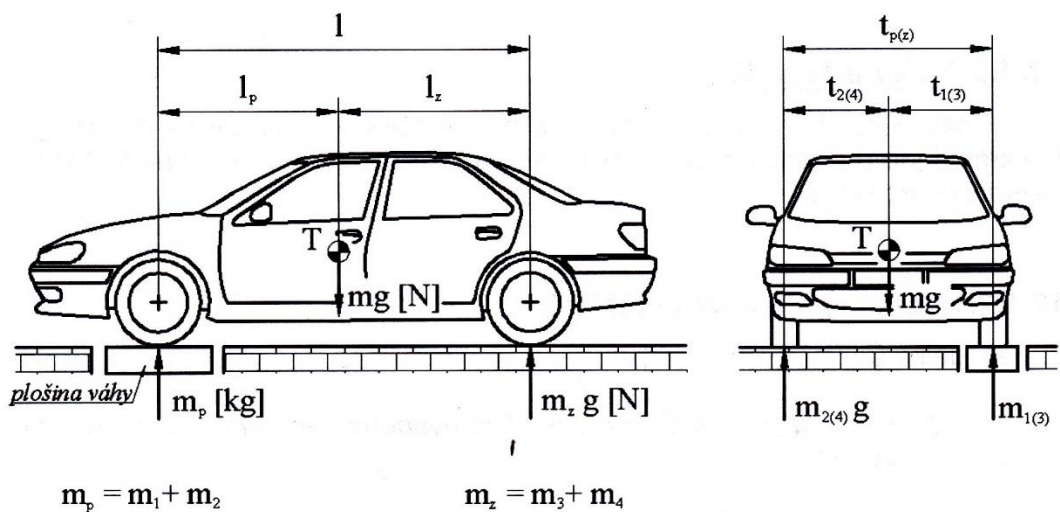
nápravě		
úhel natočení volantu	$\beta_v$	rad
úhel klopení vozidla	$\psi$	rad
výška těžiště	$h$	m
boční síla od odklonu kol	$S_\xi$	N
předvlek	$n_\xi$	m
závlek	$n_\alpha$	m

### 4.3 Výpočet polohy těžiště vozidla

Podle hmotnostní distribuce vozidla je možno odvodit, kde se nachází poloha těžiště (hmotnostní střed soustavy), která je nezbytná při výpočtech týkajících se dynamiky vozidel. Souřadnice těžiště  $x_t$  a  $y_t$  se určí vážením pomocí následujících vztahů:

$$x_t = \frac{m_z}{m_p + m_z} \cdot l \quad \text{a} \quad y_t = \frac{m_{1(3)}}{m} \cdot t_{p(z)}$$

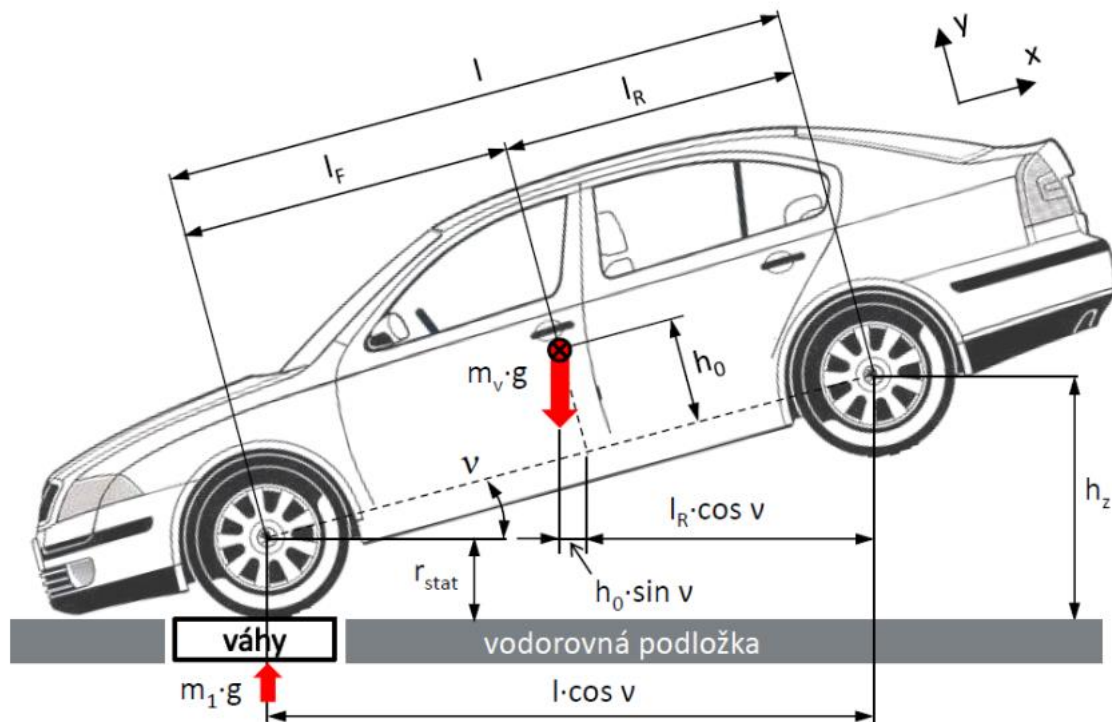
Veličiny z výše uvedených vztahů znázorňuje obrázek 23.



Obrázek 23 – veličiny pro výpočet x-ové a y-ové souřadnice polohy těžiště vozidla (zdroj: [3])

Souřadnice  $z$  se zjistí vážením a naklápěním vozidla viz obrázek 24. Souřadnice  $z$  je pak vypočtena ze vztahu:

$$z_t = \frac{m_1 \cdot l - m \cdot l_r}{m \cdot \operatorname{tg} \nu} + r_{stat}$$



Obrázek 24 - vážení a naklápění vozidla pro výpočet z-ové souřadnice polohy těžiště (zdroj: [3])

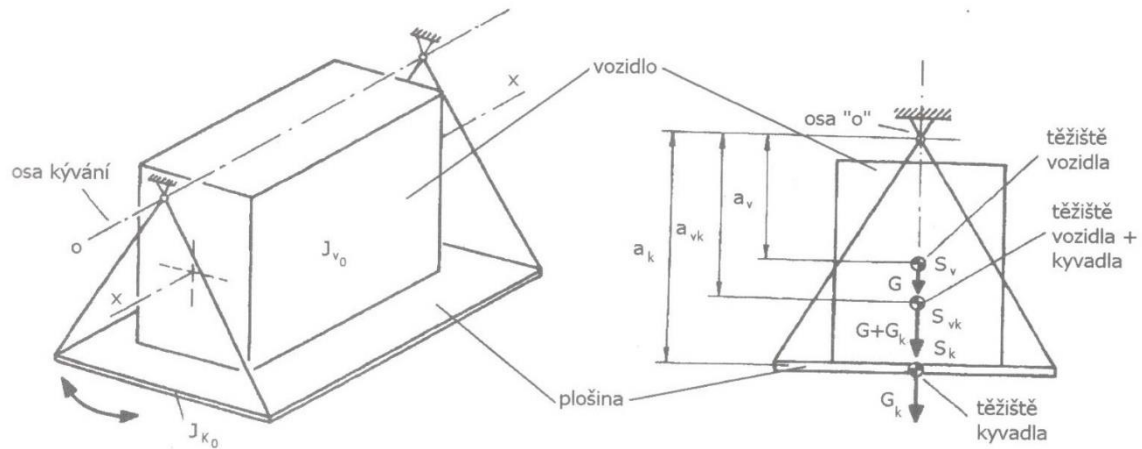
Metoda platí pro osobní i užitková vozidla. Měření je nezbytné provádět na vahách s vysokou přesností a rozlišovací schopností. Je třeba zjistit hodnoty při více naklonění a výsledky zpracovat statisticky. [3]

#### 4.4 Výpočet momentu setrvačnosti vozidla

Znalost momentu setrvačnosti vozidla je při výpočtech směrové stability a při zkouškách pasivní bezpečnosti klíčová. Bez znalosti této veličiny se neobejde matematické modelování dynamických procesů. Hmotný moment setrvačnosti je hodnota jedinečná každému tělesu a je závislá na frekvenci vlastního kmitání. Vyjadřuje se zpravidla ke třem osám procházejícím těžištěm vozidla.

##### 4.4.1 Zařízení pro zjišťování momentů setrvačnosti

Metody jsou různé, všechny ale vycházejí ze závislosti momentu na frekvenci vlastního kmitání soustavy. Z toho vyplývá, že soustavu je nezbytné uvést do periodického pohybu. Pro zjištění momentu setrvačnosti k osám x a y je výhodné využít principu fyzikálního kyvadla viz obrázek 25. [3]



**Obrázek 25 – princip zjišťování momentu setrvačnosti pomocí kyvadla (zdroj: [3])**

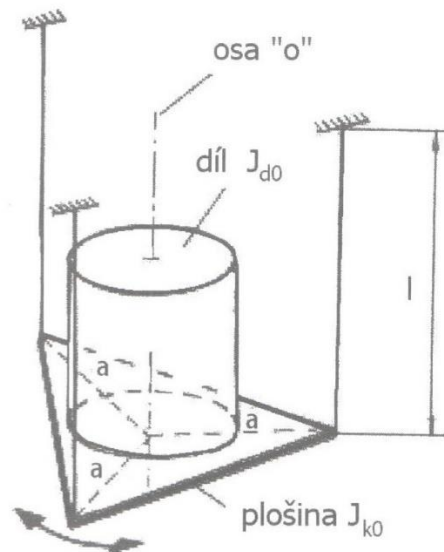
Moment setrvačnosti k ose  $x$  se pak stanoví dle vztahu:

$$J_x = J_o - \frac{G}{g} \cdot a_v^2 = G \cdot a_v \cdot \left( \frac{T_{vk}^2}{4\pi^2} - \frac{a_v}{g} \right) + \frac{G_k \cdot a_k}{4\pi^2} (T_{vk}^2 - T_k^2)$$

Jednotlivé veličiny jsou popsány ve kapitole 4.2.

Moment setrvačnosti k ose  $y$  lze zjistit obdobným způsobem po otočení vozidla na kyvadlové plošině o  $90^\circ$  tak, aby osa  $y$  byla rovnoběžná s osou kývání.

Ke zjištění momentu setrvačnosti k ose  $z$  je třeba soustavou kývat ve vodorovné rovině. K tomu může sloužit vodorovná plošina zavěšená na třech nebo čtyřech laněch (viz obrázek 26). [3]



**Obrázek 26 - zjišťování momentu setrvačnosti pomocí zavěšené plošiny (zdroj: [3])**

Rozkmitáním samotného kyvadla se určí doba jeho kmitu a z ní vypočte moment setrvačnosti kyvadla podle [3]:

$$J_{k0} = \frac{G_k a}{4\pi^2 l} \cdot T_k^2, \text{ kde}$$

$G_k$  je tíha kyvadla [N],

$a$  je vodorovná vzdálenost závěsných lan od osy kývání [m],

$l$  je délka závěsných lan [m],

$T_k$  je doba kmitu kyvadla [s].

Vozidlo se poté umístí tak, aby osa kývání byla totožná s osou z vozidla, která prochází těžištěm. Rozkmitáním soustavy se zjistí doba kmitu soustavy a z ní vypočte moment setrvačnosti soustavy (vozidlo + kyvadlo) podle vztahu:

$$J_{vk0} = \frac{(G+G_k) \cdot a^2}{4\pi^2 l} \cdot T_{vk}^2, \text{ kde}$$

$G$  je tíha vozidla [N],

$T_{vk}$  je doba kmitu soustavy [s].

Moment setrvačnosti vozidla k ose z je pak podle [3] dán vztahem:

$$J = J_{vk0} - J_{k0} = \frac{G a^2}{4\pi^2 l} \cdot T_{vk} + \frac{G_k a^2}{4\pi^2 l} \cdot (T_{vk}^2 - T_k^2)$$





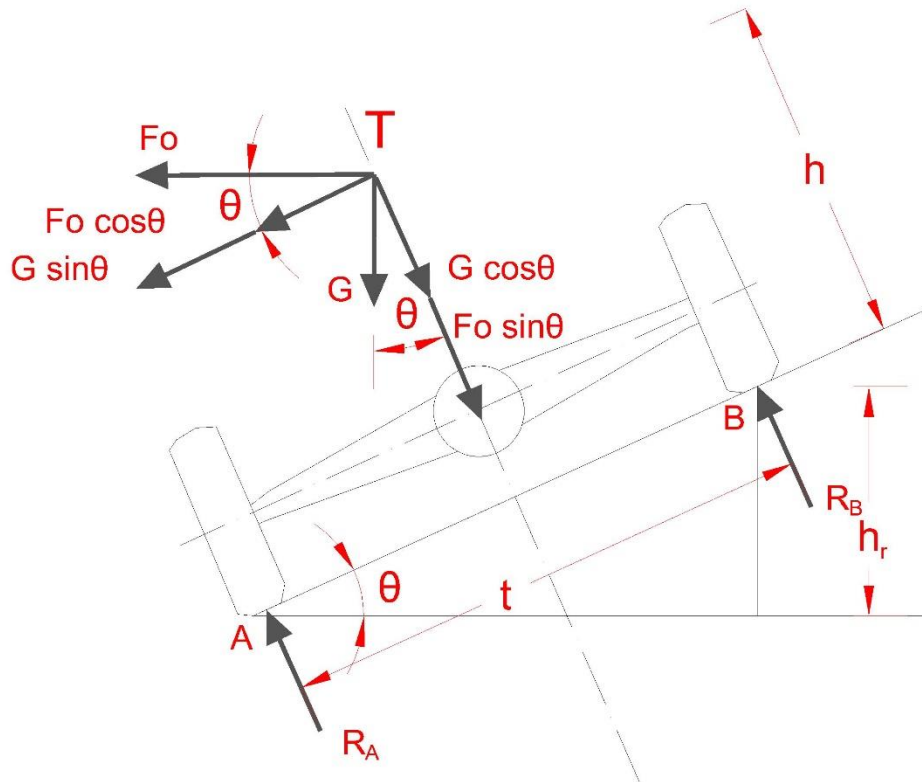
## 5 Dynamický výpočet

V této kapitole bude popsán matematický model jízdy testovacího vozidla přes převraccí rampu. Vozidlo bude na rampu najíždět svou pravou částí a bude popisovat kruhovou trajektorii. Tím bude na vozidlo působit odstředivá síla, která umožní vozidlo převrátit v nižší rychlosti, než kdyby se pohybovalo pouze v přímém směru. K tomu, aby se zkouška povedla, je nutné zajistit, aby opravdu došlo k převrácení. Naším úkolem proto bude stanovit rychlost, při které se vozidlo začne převracet, dále ji budeme nazývat termínem „kritická rychlost“.

Řešení bude pomocí dvou rovnic, z nichž jedna rovnice musí zahrnovat problém bočního překlopení (rovnováha momentů v ose  $y$ ) a druhá dopředné rychlosti (rovnováha sil v ose  $x$ ), na jejichž základě se bude vypočítávat převrácení.

### 5.1 Pohybová rovnice ve směru osy $y$

V této podkapitole bude sestavena momentová rovnice vozidla ve směru osy  $y$ , která popisuje problém bočního překlopení a ze které budeme vycházet při výpočtu kritické rychlosti. Základem je model na obrázku 27.



Obrázek 27 - Schéma vozidla a působící síly při jízdě ve směru osy  $y$  na rampě

Obrázek 27 zachycuje situaci, kdy vozidlo jede po rampě včetně působících sil a jednotlivých rozměrů. Vozidlo při testu opisuje kruhovou trajektorii, což zajistí zvýšení odstředivé rychlosti. Díky tomu dojde k převrácení vozidla v nižší rychlosti a zkouška tím bude méně náročná na prostor a bezpečnostní opatření.

$F_o$  značí již zmiňovanou odstředivou sílu,  $G$  je gravitační zrychlení,  $h$  je výška těžiště automobilu,  $\theta$  je úhel, který svírá rovina vozovky s rovinou kol v místě styku vozovky a rampy,  $T$  značí polohu těžiště vozidla,  $h_r$  značí výšku rampy,  $t$  je rozchod vozidla a  $R_A, R_B$  jsou reakce na kolech.

Úhel  $\theta$  získáme ze vztahu

$$\sin \theta = \frac{h_r}{t} \quad (5.1)$$



Můžeme tedy zapsat jednoduchou silovou rovnici

$$G \cdot \cos\theta + F_o \cdot \sin\theta = R_A + R_B \quad (5.2)$$

Dále můžeme sestavit momentovou pohybovou rovnici kolem těžiště vozidla

$$F_o \cdot \cos\theta \cdot h + G \cdot \sin\theta \cdot h + R_B \cdot \frac{t}{2} = R_A \cdot \frac{t}{2} \quad (5.3)$$

Zajímá nás rychlost, při které se vozidlo bude převracet. Víme, že pro odstředivou sílu a gravitační zrychlení platí

$$F_o = m \frac{v^2}{r}; G = mg \quad (5.4)$$

Proto můžeme rovnici přepsat do tvaru

$$\left( \frac{mv^2}{r} \cdot \cos\theta + mg \sin\theta \right) \cdot h = R_A \cdot \frac{t}{2} - R_B \cdot \frac{t}{2} \quad (5.5)$$

Dále můžeme ještě zjednodušit na

$$\left( \frac{v^2}{r} \cdot \cos\theta + g \sin\theta \right) \cdot \frac{2mh}{t} = R_A - R_B \quad (5.6)$$

Reakci  $R_B$  je v době převrácení vozidla nulová, neboť je kolo odlehčeno, proto ji můžeme zanedbat a v rovnici se tak neprojeví. Vztah pro reakci  $R_A$  odvodíme ze silové podmínky (rovnice 5.2). Dostaneme tedy

$$\left( \frac{v^2}{r} \cdot \cos\theta + g \sin\theta \right) \cdot \frac{2mh}{t} = mg \cdot \cos\theta + \frac{mv^2}{r} \cdot \sin\theta \quad (5.7)$$

Pokud nyní rovnici rozšíříme členem  $\frac{t}{2m \cos\theta}$  získáme

$$\frac{v^2}{r} h + \frac{v^2 t}{2r} \operatorname{tg}\theta = g h \operatorname{tg}\theta + \frac{gt}{2} \quad (5.8)$$

Nyní vytkneme člen  $v^2$  a umocníme. Získáme tak požadovaný vztah pro rychlost, při které se vozidlo pohybující se na rampě převrátí.



$$v_{krit} = \sqrt{gr \left( \frac{htg\theta + \frac{t}{2}}{h + \frac{t}{2}tg\theta} \right)} \quad (5.9)$$

Výpočet lze provést i v případě znalosti momentu setrvačnosti. V takovém případě lze sestavit pohybovou rovnici včetně zmíněného momentu setrvačnosti.

## 5.2 Výpočet kritické rychlosti osobního vozidla

Nyní provedeme výpočet kritické rychlosti, při které se bude převracet osobní vozidlo Toyota Corolla, rok výroby 2004 (viz obrázek 28).



Obrázek 28 - Toyota Corolla, rok výroby 2004

(zdroj: <http://www.ojetinypodlupou.cz/wp-content/uploads/2014/06/Toyota-Corolla-2004.jpg>)



Základní technické údaje udávané výrobcem dle [9] shrnuje tabulka 2.

Tabulka 2 - základní technické údaje vozu Toyota Corolla

typ vozidla	Toyota Corolla hatchback	
rok výroby	2004	
výkon motoru	71	[kW]
objem motoru	1398	[cm <sup>3</sup> ]
celková délka	4,277	[m]
celková šířka	1,710	[m]
celková výška	1,475	[m]
rozvor náprav	2,6	[m]
rozchod kol	1,47	[m]
suchá hmotnost	1125	[kg]

Dle výpočtu v [10] je výška těžiště vozu  $h = 0,514 \text{ m}$  a dle údajů od výrobce vozidla je rozchod kol  $t = 1,470 \text{ m}$ . Výšku rampy stanovíme na  $h_r = 1,00 \text{ m}$ .

Nejprve stanovíme úhel  $\theta$ , tedy úhel, který svírá rovina země s rovinou vozidla při průjezdu nejvyššího bodu rampy

$$\sin \theta = \frac{h_r}{t} = \frac{1,15}{1,47} = 0,7823$$

$$\theta = 51,47^\circ$$

Nyní bude třeba stanovit poloměr trajektorie, kterou bude testovací vozidlo projíždět. Je jasné, že kritická rychlost se bude zvyšovat s rostoucím poloměrem. Navíc čím nižší bude poloměr dráhy, tím bude zkouška méně náročná na prostor. V tomto případě tedy zvolíme poloměr 25 m.

Protože již známe všechny proměnné, můžeme přejít k výpočtu kritické rychlosti, jejíž vztah jsme odvodili v kapitole 6.1.



$$\begin{aligned} v_{krit} &= \sqrt{gr \left( \frac{htg\theta + \frac{t}{2}}{h + \frac{t}{2}tg\theta} \right)} = \sqrt{9,81 \cdot 25 \cdot \left( \frac{0,514 \cdot tg 51,47^\circ + \frac{1,47}{2}}{0,514 + \frac{1,47}{2} \cdot tg 51,47^\circ} \right)} = 15,7 \frac{m}{s} \\ &= 56,5 \frac{km}{h} \end{aligned}$$

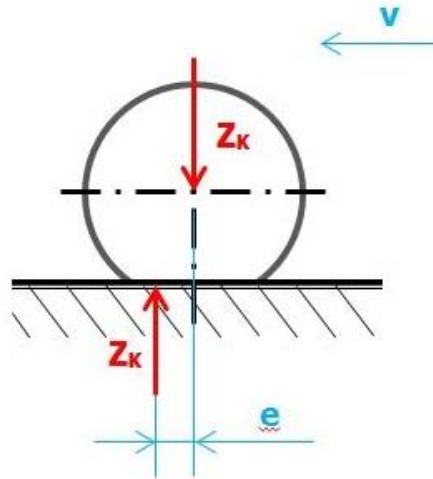
Výpočtem jsme zjistili, že při dané konfiguraci dojde k převržení vozidla Toyota Corolla při rychlosti 56,5 km/h a výše. Hodnota kritické rychlosti se zdá být reálná, a proto můžeme konstatovat, že rovnice rovnováhy jsou sestaveny správně. Pokud by bylo třeba rychlost snížit, je třeba snížit i poloměr a dále zvýšit výšku rampy, čímž vzroste odstředivá síla.

### 5.3 Pohybová rovnice ve směru osy x

Nyní nás bude zajímat jaké síly a momenty na vozidlo působí v podélném směru. Kromě gravitační  $G$  a hnací síly  $F_h$  zde budou vznikat jízdní odpory  $O$ , tedy síly, které působí proti pohybu vozidla. Než přejdeme k samotnému sestavování pohybových rovnic, odvodíme vztahy pro zmiňované jízdní odpory.

#### 5.3.1 Valivý odpor

Odpor valivý  $O_f$  vzniká deformací pneumatiky a vozovky. Je-li vozovka tuhá, dochází pouze v deformaci pneumatiky.



Obrázek 29 - určení valivého odporu

(zdroj: [http://www.autolexicon.net/obr\\_clanky/cs\\_odpor\\_valivy\\_003.jpg](http://www.autolexicon.net/obr_clanky/cs_odpor_valivy_003.jpg))

Dle obrázku 29 pro valivý odpor kola platí

$$O_f = Z_k \frac{e}{r_d} = Z_k f_k$$

kde  $Z_k$  je reakce vozovky,  $e$  je hodnota o kterou je předsunuta reakce vozovky,  $r_d$  je poloměr kola a  $f_k$  je součinitel valivého odporu kola. [8]

### 5.3.2 Odpor vzduchu

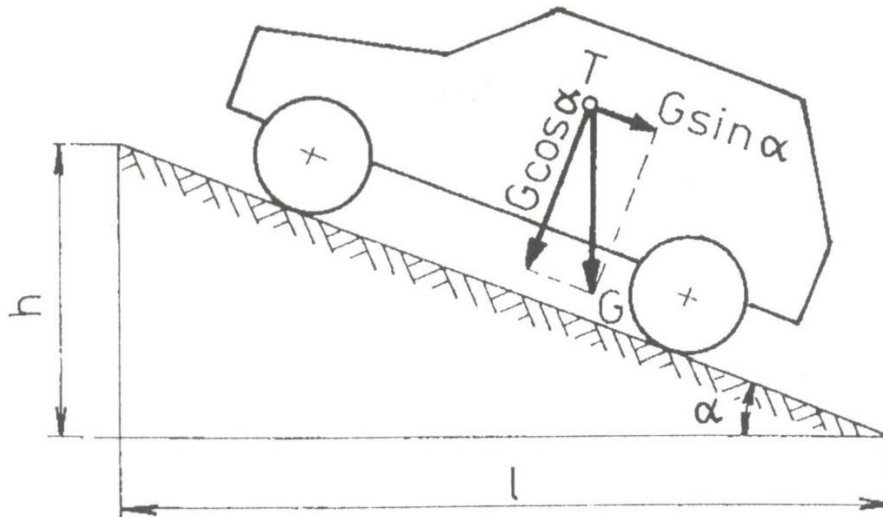
Při jízdě vozidla proudí část vzduchu kolem horní části karosérie a část se musí protlačit prostorem mezi spodní částí vozidla a povrchem vozovky. Proudnice se za vozidlem neuzavírají, ale nastává víření. Tím vzniká odpor, který značíme  $O_v$ . V celkovém vzdušném odporu vozidla jsou také zahrnuty odpory, které vznikají při průchodu chladícím a větracím systémem a odpory vznikající vířením a třením vzduchu u otáčejících se vozidlových kol. Celkový odpor vzduchu vozidla se určuje ze vztahu

$$O_v = c_x \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S_x \cdot v_r^2,$$

kde  $v_r$  je výsledná (náporová) rychlost proudění vzduchu kolem vozidla,  $S_x$  je čelní plocha vozidla,  $\rho$  je měrná hmotnost vzduchu a  $c_x$  je součinitel vzdušného odporu. [8]



### 5.3.3 Odpor stoupání



Obrázek 30 - určení odporu stoupání (zdroj: [8])

Odpor stoupání je určen složkou tíhy vozidla rovnoběžnou s povrchem vozovky (viz obr. 30), to znamená

$$O_s = \pm G \sin \alpha$$

kde  $G$  je celková tíha a  $\alpha$  je úhel, který svírá rovina vozovky s vodorovnou rovinou, tzv. úhel stoupání. Znaménko plus platí při jízdě do svahu a znaménko minus při jízdě ze svahu. Odpor stoupání působí v těžišti  $T$ .

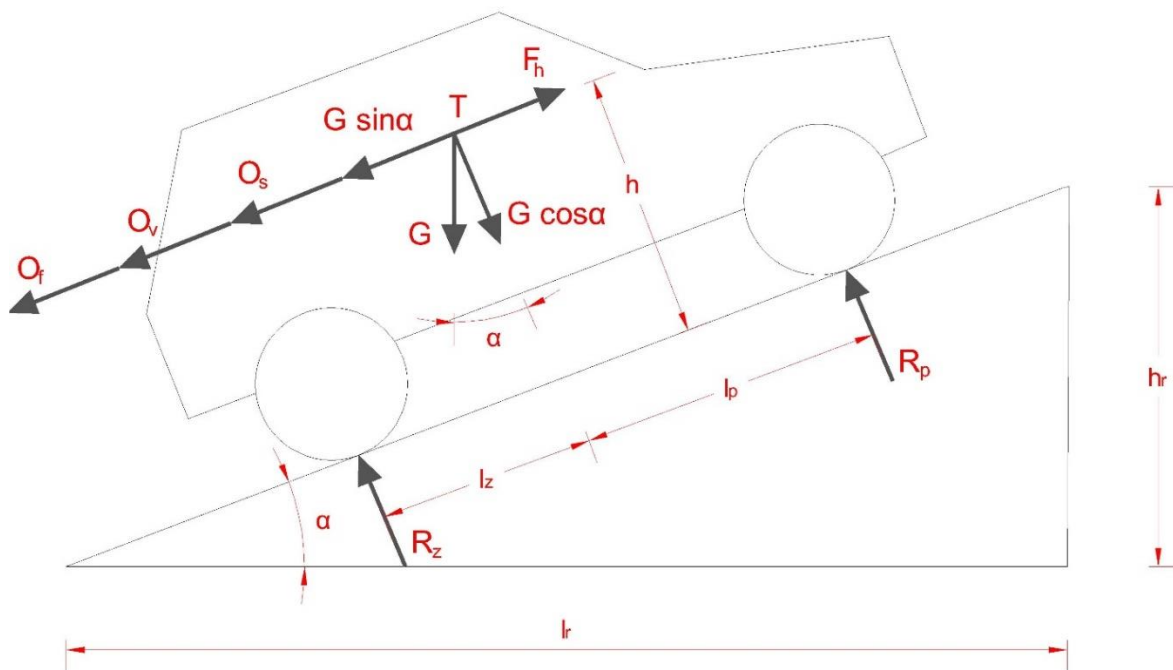
Úhel stoupání je pro náš test velmi důležitý, měl by být menší než  $45^\circ$ . Důvod je jednoduchý. Čím strmější totiž bude nájezd na rampu, tím více se vozidlo při nájezdu na rampu zpomalí, neboť jeho energie se přemění na čelní náraz do rampy. Tím pádem by nebylo možné zajistit požadovanou hodnotu kritické rychlosti a experiment by se nemusel povést, resp. nedošlo by k převrácení. Ideální úhel stoupání proto bude právě  $25-30^\circ$ , kdy vozidlo rapidně neztratí rychlost a rampa nebude muset být příliš dlouhá. V další kapitole si proto odvodíme délku námi navržené rampy, abychom splnili požadovaný úhel stoupání. [8]





### 5.3.4 Sestavení pohybové rovnice ve směru x

Nyní známe všechny odpory, které budou na vozidlo při jízdě v podélném směru působit a můžeme přejít na sestavení pohybové rovnice. Schéma vozidla a působící síly při jízdě ve směru osy x na rampě zachycuje obrázek 31.



Obrázek 31 - Schéma vozidla a působící síly při jízdě ve směru osy x na rampě

Dle schématu můžeme zapsat 2 silové rovnice

$$G \cdot \cos \alpha = R_z + R_p$$

$$G \cdot \sin \alpha + O_s + O_v + O_f = F_h$$

Hnací síla  $F_h$  musí tedy být dostatečně velká, aby překonala jízdní odpory a aby zajistila, že vozidlo bude mít v nejvyšším bodě rampy kritickou rychlost.



Jak již bylo řečeno v kapitole 6.3.3, zbývá nám ještě dopočítat délku rampy a to tak, aby úhel stoupání byl  $25^\circ$ . Na základě obrázku 31 můžeme odvodit

$$l_r = \frac{h_r}{\operatorname{tg} 25^\circ} = \frac{1}{0,466} = 2,14 \text{ m.}$$

Délka rampy tedy bude 2,14 m, výška 1 m a úhel sklonu  $25^\circ$ . Zbývá stanovit ještě šířku rampy. Vzhledem k tomu, že vozidlo bude opisovat kruhovou dráhu, stanovíme šířku na 1,00 m.

## 6 Experiment

Cílem prováděného experimentu bude otestovat míru bezpečnosti testovaného vozidla při jeho převrácení. To zahrnuje hlavně prověření správné funkce bezpečnostních prvků vozidla a pevnost karoserie.

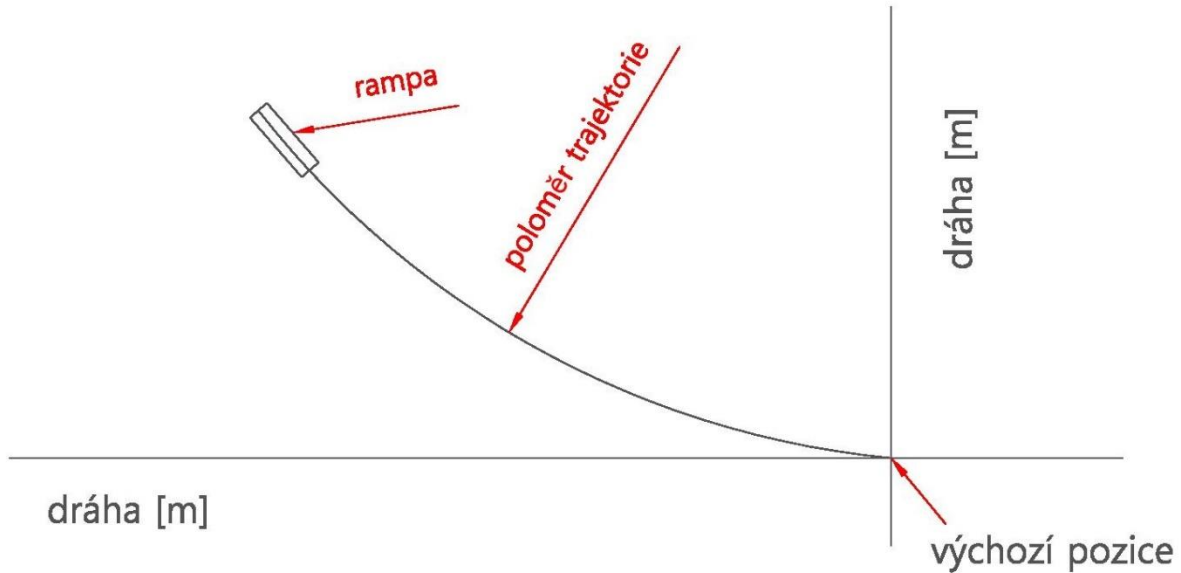
Současná podoba legislativních zkoušek dostatečně nereflektuje reálné podmínky nehod, proto v této kapitole bude navržena metoda zkoušky převrácení pomocí rampy, která je ze všech metod nejvíce věrohodná reálné nehodě tohoto typu, neboť zahrnuje i dopřednou rychlost.

Nejprve je třeba poznamenat, že hodnoty veličin, které budou v následujících řádcích uvedeny, byly stanoveny na základě výpočtů v kapitole 5. Při užití jiného testovacího vozidla bude samozřejmě nutné tyto hodnoty přepočítat podle daného typu vozu stejným způsobem, který je v páté kapitole uveden.

### 6.1 Metoda zkoušky

Při zkoušce se vozidlo bude pohybovat v kruhové trajektorii, jejíž poloměr jsme v kapitole 5.2 stanovili na 25 m (viz obrázek 32). Vozidlo bude navedeno pomocí robotů v kabině pravými dvěma koly na rampu rychlostí minimálně 57 km/h, což způsobí převržení vozidla na střechu.

Celá událost se dá rozdělit do tří fází a to na fázi, kdy se vozidlo pohybuje na rampě, fázi, kdy se vozidlo nedotýká země ani rampy (je ve vzduchu) a fázi, kdy vozidlo dopadne na zem a smýká se.



Obrázek 32 - trajektorie vozidla během testu z ptačího pohledu

## 6.2 Přístrojové vybavení a měřené veličiny

V následujících podkapitolách bude navrženo technické vybavení, které se jeví jako vhodné pro provedení reálného testu.

### 6.2.1 Převraccí rampa

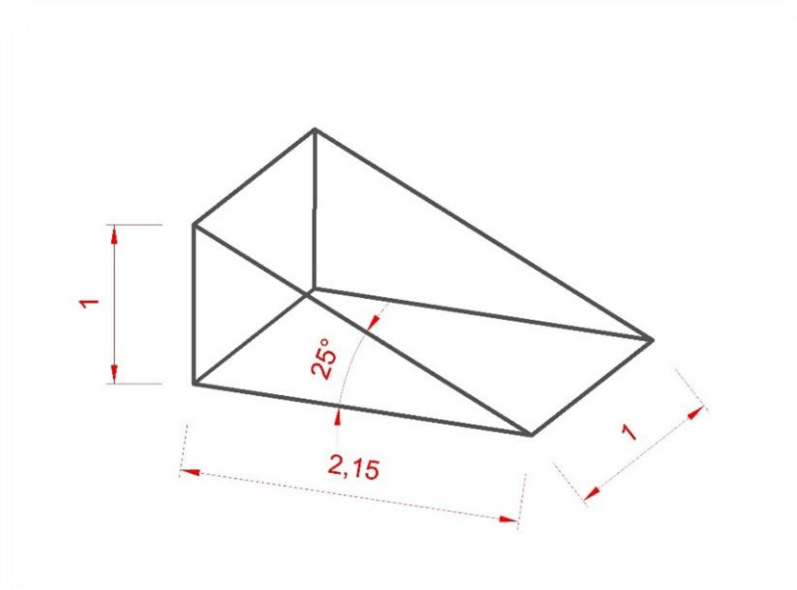
V kapitole 5.2 jsme stanovili čtyři základní rozměry rampy, které potřebujeme znát. Tyto rozměry jsou shrnuty v tabulce 3.

Tabulka 3 - rozměry převraccí rampy

veličina	označení	hodnota	jednotky
délka	$l_r$	2,14	[m]
výška	$h_r$	1,00	[m]
šířka	$w_r$	1,00	[m]
úhel sklonu	$\alpha$	25	[°]



K šířce rampy je třeba ještě poznamenat, že je nutné, aby se vozidlo rampy dotýkalo pouze pneumatikami a proto musí být vozidlo navedeno na levou část rampy (při průjezdu pravotočivého oblouku). Schéma navržené rampy je na obrázku 33 (uvedené rozměry jsou v metrech).



Obrázek 33 - schéma převraccí rampy s odvozenými rozměry

### 6.2.2 Systém pro ovládání řízení a pohonu vozidla

Testovací vozidlo z bezpečnostních důvodů nesmí řídit během testu člověk, ten bude nahrazen figurínou. Vozidlo je možné na rampu navést pomocí urychlovacího zařízení, nicméně zde nastává riziko, že se vozidlo po uvolnění z pohonu urychlovacího zařízení při nájezdu na rampu stočí mimo požadovanou trajektorii a nebo ztratí rychlost. Dále by bylo náročné upravovat poloměr trajektorie během testu a z tohoto důvodu je třeba do vozidla instalovat systém, který bude řídit vozidlo směrově i podélně. Systém řídí počítač, který zajistí, aby vozidlo projelo danou trajektorii a dokázalo ji přesně reprodukovat, což je důležité při nárazových, homologačních a dalších testech. Další výhodou je, že systém vozidlo přivede do jakékoliv situace a nehrozí zranění osob ve vozidle. V následujících řádcích budou navrženy systémy, které se jeví jako vhodné pro předemtný test.



### 6.2.2.1 Systémy pro ovládání řízení od společnosti AB Dynamics

Ovládání řízení jsou rozdělena podle typu montáže ve vozidle a dále podle točivého momentu, které dokáží přenést do řídicí tyče vozidla.

#### Systém SR15

Výhodou tohoto systému je fakt, že při jeho použití nenastává nutnost demontáže standardního volantu. Maximální točivý moment tohoto modelu je 20 Nm a motor robota je ukotven přes rameno na stojnu (viz obrázek 34). Nevýhoda modelu SR15 je ta, že nemůže rychle měnit směr jízdy a to díky nízkému točivému momentu, což ovšem při tomto testu nebude třeba. [11]



Obrázek 34 – systém SR 15 (zdroj: [11])

#### Systém SR 60 – Orbit

Tento model má maximální točivý moment 70Nm, je tedy vhodný pro testy, kde jsou zapotřebí rychlé změny směru jízdy. SR60 se často používá v testech EuroNCAP. Je uchycen stejně jako SR15 s tím rozdílem, že tento je namontován ze zadní strany volantu, což umožňuje normální používání volantu. Výhodou zachování volantu je mimo jiné i nenarušená funkce airbagu a ovládacích prvků, které jsou umístěné na volantu. [11]



Obrázek 35 - systém SR 60 (zdroj: [11])

### 6.2.2.2 Systémy pro ovládání pohonu od společnosti AB Dynamics

Ovládání pohonu vozidla se dělí dle typu montáže, ovládaného pedálu a typu použitého aktuátoru.

#### Brake robot BR1000

Jak už název vypovídá, tento robot je určen pro brzdový pedál. Jeho základ tvoří aktuátor se stejnosměrným motorem. Tento model funguje tak, že lineární aktuátor přenáší sílu do ramene, na němž je uchyceno táhlo, které přímo působí na brzdový pedál. Robot dokáže působit silou až 1400 N, rychlostí až  $800 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ . Aktuátor lze pak nasadit ve dvou polohách, které se určují podle rozměrových dispozic vozu a to buď na sedadle nebo pod sedadlem. Robot může být nainstalován s ovládáním řízení a ovládáním pedálu akceleratoru od výrobce AB Dynamics. [12]



Obrázek 36 - brake robot BR1000 (zdroj: [12])



### **Accelerator robot AR1**

Tento robot má servomotor, na kterém je rameno, na jehož konci je umístěné táhlo, které přímo ovládá pedál akcelérátoru. Maximální síla, kterou dokáže vyvinout je 150 N, maximální rychlost je  $300 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$  a maximální dráha je 130 mm. Stejně jako brake robot lze kombinovat s robotem ovládající řízení vozidla. [12]



**Obrázek 37 – akcelérátor robot AR1 (zdroj: [12])**

### **Clutch robot CR**

Toto zařízení je vyvinuto pro spolupráci s robotem, který zajišťuje pohyb řadící pákou. Průběh stlačování a uvolňování spojkového pedálu může být nastaven individuálně pro každé vozidlo. Tím je zajištěno to, že robot může být přizpůsoben charakteristice spojky, která je závislá na mnoha parametrech. [12]

### **Combined Brake and Accelerator robot CBAR**

Tento robot je unikátní v tom, že ovládá pedál brzdy a akcelérátoru pomocí jednoho servopohonu. Jeho princip je založen na tom, že pohyby servopohonu jsou směrovány pomocí spojky vždy na jeden z ovládaných prvků. Jeho maximální síla je 500 N, rychlost  $750 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$  a maximální dráha pedálu je 125 mm. [12]



**Obrázek 38 - Combined Brake and Accelerator robot CBAR (zdroj: [12])**



### 6.2.3 Figuríny

Pro stanovení výsledků zkoušek bezpečnosti je nejdůležitějším kritériem riziko poranění posádky. Z bezpečnostních důvodů při této zkoušce nesmí být živá osoba, a tak je potřeba člověka nahradit figurínou. Při nárazových zkouškách se nejčastěji používá figurína Hybrid III a to pro čelní náraz a dále figurína EuroSID pro zkoušky bočního nárazu. Hlavní rozdíl mezi nimi je v umístění snímačů a tím i v měřených veličinách. Vzhledem k tomu, že při převržení dochází k rolování vozidla kolem osy x, je vhodnější použít figuríny pro boční náraz a to tedy figuríny EuroSID.

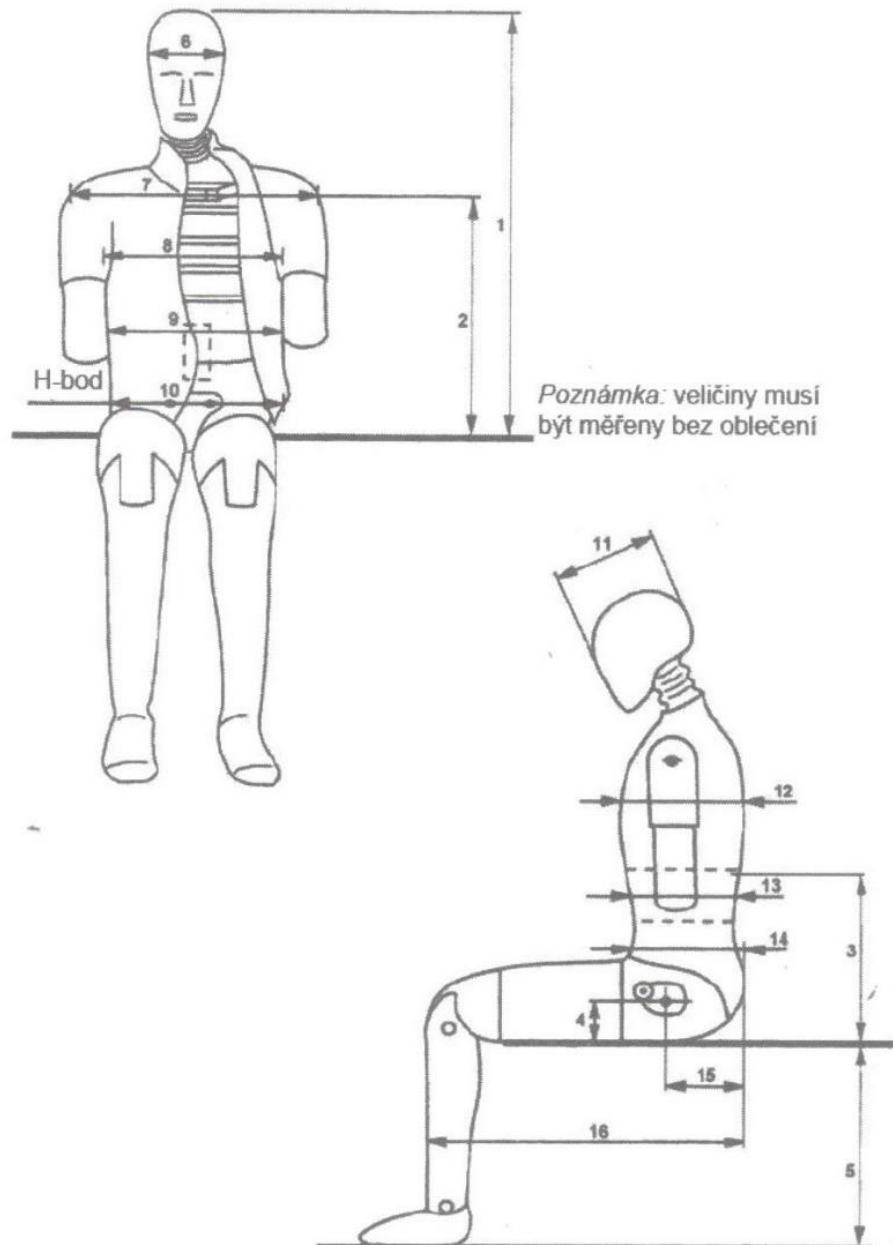
#### 6.2.3.1 Figurína EuroSID 2

Představuje dospělého muže 50% velikosti a hmotnosti populace. Její hmotnost je  $72 \pm 1,2$  kg. Rozměry odpovídají tabulce 4 a obrázku 39. Figurína je vybavena snímači veličin tak, jak je uvedeno na obrázku 40. [3]

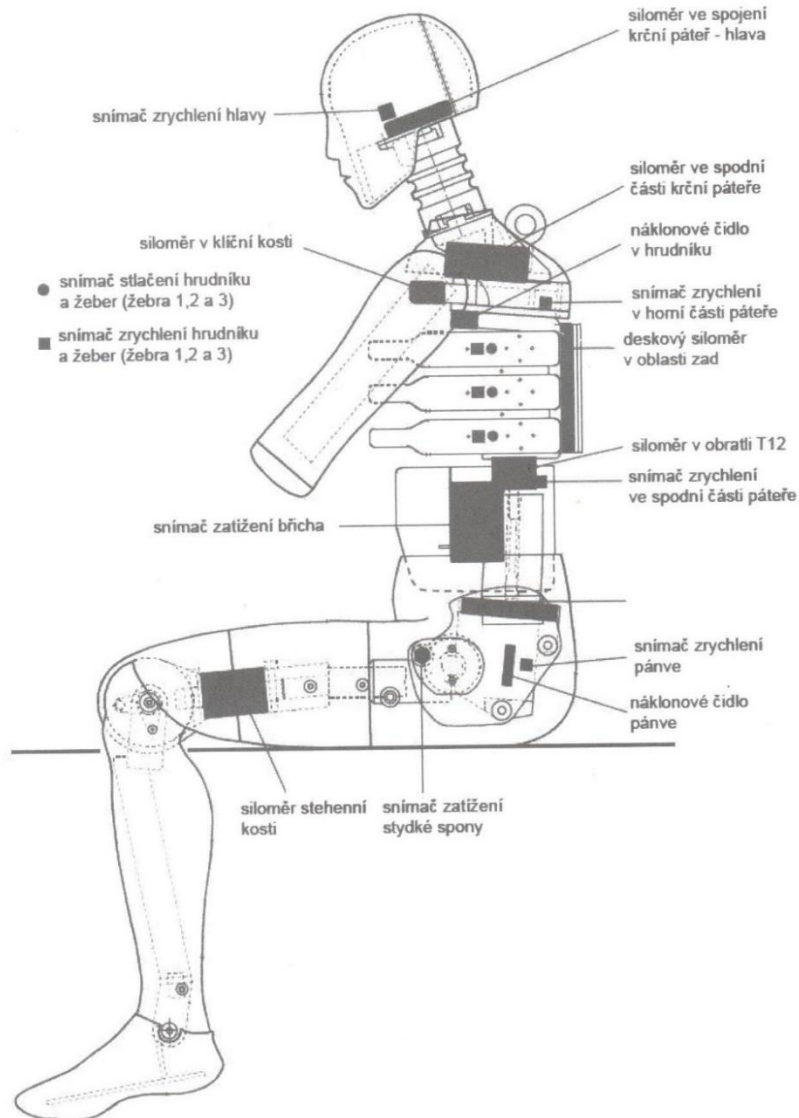
Tabulka 4 Rozměry figuríny EuroSID 2

číslo	veličina	hodnota [mm]
1	výška figuríny při sezení	$909 \pm 9$
2	výška po ramenní kloub	$565 \pm 7$
3	výška po dolní kraj hrudní páteře	$351 \pm 5$
4	výška po bod H (střed šroubu)	$100 \pm 3$
5	vzdálenost chodidlo – sedák	$442 \pm 9$
6	šířka hlavy	$155 \pm 3$
7	šířka ramen	$470 \pm 9$
8	šířka hrudníku	$327 \pm 5$
9	šířka v oblasti břicha	$280 \pm 7$
10	šířka pánve	$366 \pm 7$
11	délka hlavy (hloubka)	$201 \pm 5$
12	délka hrudníku (hloubka)	$267 \pm 5$
13	délka v oblasti břicha (hloubka)	$199 \pm 5$
14	délka pánve (hloubka)	$240 \pm 5$
15	vzdálenost bod H - zadní část hýždí	$155 \pm 5$
16	vzdálenost kolena - zadní část hýždí	$606 \pm 9$





Obrázek 39 – figurína pro zkoušku bočním nárazem (zdroj: [3])



Obrázek 40 – rozmístění snímačů na figurině EuroSID 2 (zdroj: [3])

### 6.2.4 Akcelerometr

Akcelerometr se používá k určení zrychlení. Obecně je to zařízení, u něhož velikost zrychlení je úměrná velikosti vychýlení pružné hmoty vůči základně. Na základě zkušeností z mé bakalářské práce se jeví jako vhodný akcelerometr od firmy Measurement Specialities, model 4630-010. [13] Tento akcelerometr je schopný snímat zrychlení ve



všech třech osách zároveň a to v rozsahu -10 g až 10 g. Snímač se umístí v místě těžiště automobilu (souřadnice  $x_T, y_T, z_T$ ).



Obrázek 41 - Použitý akcelerometr od firmy Measurement Specialities  
(zdroj: <http://www.icmglobalnews.com/images/ic1310b.jpg>)

### 6.2.5 Kamerový systém

Během zkoušky je zapotřebí sledovat dění uvnitř vozu a samozřejmě i zachytit pohyb vozidla ze všech čtyř stran. K tomu je vhodné použít rychlokamery s vysokou frekvencí snímání, které umožňují snímat extrémně krátké a rychlé děje, jenž lidské oko nedokáže zachytit.

Ideální tedy bude umístit na testovací plochu 4 rychlokamery, a to tak aby každá zachycovala vůz z jedné strany (zepředu, zezadu, z boku). Do interiéru vozu bude zapotřebí umístit 2 kamery, které budou zachycovat posádku resp. figuríny zepředu a zezadu.

Pro tyto podmínky je vhodné použít například kamery Q-MIZE HD v2 (viz obrázek 42) od firmy AOS Technologies AG, které dokáží zachytit až 1000 snímků za sekundu při fullHD rozlišení 1920 x 1080 pixelů. Díky kompaktním rozměrům 74 x 71 x 80 mm je možné ji použít jak pro zachycení jízdy vozidla z vnějšího prostředí, tak i z interiéru. Další výhodou je, že kamera disponuje vlastní baterií a tak nepotřebuje externí napájení, což je pro použití ve vozidle velmi přínosné. [14]



Obrázek 42 – rychlokamera Q-MIZE HD v2

(zdroj: [http://www.techimaging.com/media/catalog/product/cache/5/image/9df78eab33525d08d6e5fb8d27136e95/a/o/aos\\_q-mize\\_2.jpg](http://www.techimaging.com/media/catalog/product/cache/5/image/9df78eab33525d08d6e5fb8d27136e95/a/o/aos_q-mize_2.jpg))

### 6.3 Místo konání experimentu

Experiment bude probíhat na rovné ploše s pevným povrchem, odpovídající povrchu vozovky. Testovací trať musí být dostatečně široká pro případ, že by se zkouška nepovedla a došlo k vyjetí vozidla z plánované trajektorie. Doporučuje se kolem plánované trajektorie vozidla umístit zádržné zařízení, které případně zabrání vozidlu v nekontrolovatelném pohybu mimo testovací prostor.

### 6.4 Atmosférické podmínky během zkoušky

Aby bylo možné zkoušku úspěšně provést a porovnat naměřené hodnoty u více testovacích vozidel je nutné aby byly dodrženy tyto podmínky:

- teplota: 15 - 25 °C
- atmosférický tlak
- suchá vozovka, nutné pro dostatečnou adhezi pneumatik, v opačném případě by vozidlo mohlo sjet z rampy v nesprávný moment či na ni nenajet



- rychlost větru: 0 – 6 m/s

## 6.5 Bezpečnostní podmínky během zkoušky

Během zkoušek je třeba zajistit co nejvyšší míru bezpečnosti pro osoby, které se testu budou účastnit, proto:

- každý účastník musí být poučen o průběhu zkoušky
- okolo trati musí být zachována bezpečnostní zóna alespoň 50 m pro případ vyjetí vozidla z dráhy nebo prostor musí být ohraničen zádržným zařízením
- v automobilech musí být instalováno zařízení, které v případě neočekávané události, dokáže vozidlo nadálku zastavit

## 6.6 Vyhodnocení

Vyhodnocení zkoušky můžeme posuzovat podle několika (více nebo různých) hledisek. Pro tuto práci je nejdůležitější, aby se zkouška povedla, což znamená, že vozidlo se při testu převrhne a skončí v zabezpečeném testovacím prostoru. Úspěšnost testu můžeme ale posuzovat i podle míry deformace karoserie vozidla, s čímž souvisí i hledisko ochrany cestujících uvnitř vozidla. Nesmíme však zapomenout, že všechny měřené veličiny během testu jsou ovlivněny vnějšími vlivy, proto pokud je to možné, je vhodné tyto veličiny měřit vícekrát a následně je statisticky vyhodnotit.

### 6.6.1 Vyhodnocení zkoušky z hlediska ochrany cestujících uvnitř

#### vozidla

Vozidlo je z hlediska ochrany cestujících dle technického předpisu EHK 95 [15] považováno za vyhovující, pokud splní následující požadavky:

1. kritérium poranění hlavy (HPC) nepřesáhne hodnotu 1000, kdy platí:

$$HPC = (t_2 - t_1) \cdot \left[ \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a(t) dt \right]^{2,5}$$

kde  $t_{1,2}$  je čas pro počátek a konec sledovaného děje. Interval  $t_2 - t_1$  je doba od počátku kontaktu hlavy do konce záznamu, pro který je hodnota HPC maximální.



2. kritérium poranění hrudníku nepřesáhne následující hodnoty:
  - deformace žeber (RDC) maximálně 42 mm
  - viskozita měkké struktury (VC) maximálně  $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .
3. kritérium poranění pánve silou na stydkou kost (PSPF) nepřesáhne hodnotu 6 kN.
4. kritérium poranění břicha silou (APF) nepřesáhne hodnotu 2,5 kN.
5. v průběhu testu se neotevřou žádné dveře.
6. po převržení vozidla musí být možné vyprostit zraněné osoby (figuríny) tak, že jde:
  - otevřít dostatečný počet dveří
  - uvolnit zádržné systémy
  - vyjmout figurínu z vozidla
7. ve vnitřním prostoru nevzniknou taková poškození, která by mohla způsobit zranění ostrými výčnělky nebo hranami. Trhliny způsobené trvalou deformací jsou akceptovatelné, pokud nezvýší nebezpečí zranění.
8. nepřetržitý únik kapalného paliva po nárazu nesmí přesáhnout hodnotu  $30 \text{ g} \cdot \text{min}^{-1}$ .

### 6.6.2 Statistické vyhodnocení

Měřením zjišťované náhodné veličiny během zkoušek se získá její hodnota, ta je však vždy více či méně ovlivněna vnějšími vlivy, které způsobují, že se naměřené hodnoty liší. Proto je vhodné, pokud to je možné, měřit veličinu vícekrát a následně ji statisticky vyhodnotit. Se zvyšujícím počtem hodnot výběrového souboru by se měl vliv náhodných chyb snižovat. Nejprve je nutné určit hodnoty, které tento naměřený soubor hodnot charakterizují, jsou jimi:

- Výběrový průměr

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$$

- Výběrová směrodatná odchylka (= odmocnina výběrového rozptylu)



$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}$$

Z těchto charakteristických hodnot lze dále spočítat interval, ve kterém se hodnoty dané veličiny vyskytnou s určitým zvoleným procentem pravděpodobnosti, které je určeno intervalem spolehlivosti. Interval hodnot se zjistí pomocí intervalových odhadů střední hodnoty. Předpokladem je, že základní soubor má normální rozdělení s rozptylem  $\sigma^2$ . Pokud tento rozptyl je znám, má intervalový odhad následující tvar

$$\left( \bar{x} - \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \cdot \frac{z_{\alpha}}{2}; \bar{x} + \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \cdot \frac{z_{\alpha}}{2} \right)$$

kde  $\frac{z_{\alpha}}{2}$  je koeficient z tabulky normálního zobrazení odpovídající zvolenému intervalu spolehlivosti.

Pokud rozptyl základního souboru není znám, je nutné udělat odhad z výběrového rozptylu  $s^2$ . Výběrový soubor vykazuje Studentovo rozdělení s  $n-1$  stupněm volnosti, které se se zvyšujícím počtem hodnot blíží normálnímu rozdělení. Pro tento intervalový odhad platí

$$\left( \bar{x} - \frac{s}{\sqrt{n}} \cdot \frac{t_{\alpha}}{2}; \bar{x} + \frac{s}{\sqrt{n}} \cdot \frac{t_{\alpha}}{2} \right)$$

kde  $\frac{t_{\alpha}}{2}$  je kritická hodnota Studentova rozdělení odpovídající zvolenému intervalu spolehlivosti pro daný počet naměřených hodnot. [16]

## 7 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout technické vybavení pro provedení reálného testu převrácení a sestavit dynamický výpočet takového testu. K tomuto byla provedena řešerše doposud užívaných metod testů, týkajících se zkoušením pevnosti karoserie vozidel. Z těchto znalostí pak bylo čerpáno při dynamickém výpočtu mnou navrhovaného postupu testu a při návrhu technického vybavení.

V kapitole 5 jsem sestavil rovnice rovnováhy při pohybu vozidla na rampě v osách  $x$  a  $y$ , ze kterých jsem následně odvodil kritickou rychlost, při které se vozidlo začne během testu



převracet. Tato rychlost je pro úspěšné provedení testu stěžejní a je závislá na výšce těžiště vozidla, výšce rampy, poloměru oblouku, který vozidlo bude projíždět a rozchodu vozidla. Důležité je, aby rampa neměla moc velký úhel náběhu a vozidlo tak neztratilo rychlost čelním nárazem na rampu. Doporučovaný úhel náběhu je 20 – 30°.

V následující kapitole je návrh technického vybavení, které je nutné k provedení zkoušky. Stěžejní je návrh převracecí rampy s odvozenými rozměry a dále „robotů“, díky nimž bude možné řídit vozidlo na dálku a přesně opakovat test. Součástí návrhu jsou i figuríny, které budou během testu nahrazovat člověka a dále atmosferické a bezpečnostní podmínky, které musí být dodrženy, aby byl pokus úspěšný a hlavně aby se dala jednotlivá vozidla mezi sebou objektivně porovnávat. Což by nebylo možné, pokud by se test konal například jednou na suché vozovce a podruhé na mokré. V samém závěru diplomové práce jsou uvedeny požadavky, podle kterých se bude vyhodnocovat úspěšnost či neúspěšnost provedeného experimentu.

Všechny požadované cíle byly tedy splněny a já doufám, že tato práce pomůže ve zlepšení pasivní bezpečnosti vozidel.





## 8 Zdroje

- [1] SAE J2926. *Rollover Testing Methods*. Washington DC, USA: SAE International, 2011
- [2] Test and simulation tools in rollover protection development [online]. 2009. [cit. 2016-03-04]. Dostupné z: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/esv/esv19/05-0122-O.pdf>>
- [3] FIRST, Jiří a kol. *Zkoušení automobilů a motocyklů – příručka pro konstruktéry*. Vyd. 1. Praha: S&T CZ, 2008. 348 s. ISBN 978-80-254-1805-5.
- [4] *EHK 66 Pevnost karoserie autobusů*. Evropská hospodářská komise. 2003. Praha.
- [5] *EHK 29 Pevnost kabin nákladních automobilů*. Evropská hospodářská komise. 2005. Praha.
- [6] *Research on improved restrains in rollovers*. Washington DC, USA: National Highway Traffic Safety Administration, 2013.
- [7] Roof strenght test. *Insurance institute for highway safety* [online]. [cit. 2016-05-28]. Dostupné z: <http://www.iihs.org/iihs/ratings/ratings-info/roof-strength-test>
- [8] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. Vyd. 2. Brno: František Vlk, 2003. 432 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [9] Technical specifications: Toyota - Corolla Hatch IX. *Auto-data* [online]. [cit. 2016-05-29]. Dostupné z: [http://www.auto-data.net/en/?f=showCar&car\\_id=3314](http://www.auto-data.net/en/?f=showCar&car_id=3314)
- [10] KUNOVSKÝ, Martin. *Vliv polohy těžiště vozidla na jeho postřetový pohyb*. Brno, 2012. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [11] *Driving Robots - Steering Robot Systems* [online]. [cit. 2016-05-29]. Dostupné z: [http://www.abd.uk.com/en/driving\\_robots/steering\\_robots](http://www.abd.uk.com/en/driving_robots/steering_robots)



[12] *Driving Robots - Pedal Robots and Actuators* [online]. [cit. 2016-05-29]. Dostupné z: [http://www.abd.uk.com/en/driving\\_robots/pedal\\_robots](http://www.abd.uk.com/en/driving_robots/pedal_robots)

[13] *Vibration Sensors - Model 4630 Accelerometer* [online]. [cit. 2016-05-29]. Dostupné z: <http://www.meas-spec.com/product/vibration-sensors/4630.aspx>

[14] *AOS Technologies AG: Q-MIZE HD v2* [online]. [cit. 2016-05-29]. Dostupné z: <http://www.aostechnologies.com/high-speed-imaging/high-speed-cameras/q-mize-hd-v2>

[15] *EHK 95 Ochrana při bočním nárazu*. Evropská hospodářská komise. 2004. Praha.

[16] FIRST, Jiří. *Statistické zpracování dat ve zkušebnictví*. Praha: ÚVMV, 1987.



## 9 Seznam obrázků

Obrázek 1 - animace trip-overů .....	12
Obrázek 2 - animace bounce-overu .....	13
Obrázek 3 - animace flip-overů.....	13
Obrázek 4 - animace fall-overu.....	14
Obrázek 5 - animace turn-overu.....	14
Obrázek 6 – zařízení pro zkoušky pevnosti karoserie autobusů .....	17
Obrázek 7 - schéma upevnění vozidla při zkoušce nárazu kyvadlem.....	20
Obrázek 8 – soil-trip test .....	22
Obrázek 9 - soil-trip test .....	22
Obrázek 10 - plošina s testovacím vozidlem při dolly roll-over testu .....	23
Obrázek 11 - průběh dolly roll-over testu .....	24
Obrázek 12 - embankment roll-over test v exteriéru .....	25
Obrázek 13 - embankment roll-over test v interiéru .....	25
Obrázek 14 - rampa s lineárním stoupáním – rozměry v metrech .....	26
Obrázek 15 – test s lineární rampou a kruhovou trajektorií .....	27
Obrázek 16 - rampa se zakřiveným povrchem .....	28
Obrázek 17 - curb-trip test - boční pohyb ze svahu .....	29
Obrázek 18 - curb-trip test - boční pohyb na rovině.....	29
Obrázek 19 - curb-trip test - boční pohyb na rovině.....	30
Obrázek 20 - curb-trip test - šikmý pohyb na rovině.....	30
Obrázek 21 - statický test pevnosti střechy.....	31
Obrázek 22 - referenční soustava pro popis pohybů vozidla.....	34
Obrázek 23 – veličiny pro výpočet x-ové a y-ové souřadnice polohy těžiště vozidla .....	36
Obrázek 24 - vážení a naklápění vozidla pro výpočet z-ové souřadnice polohy těžiště ..	37



Obrázek 25 – princip zjišťování momentu setrvačnosti pomocí kyvadla.....	38
Obrázek 26 - zjišťování momentu setrvačnosti pomocí zavěšené plošiny.....	39
Obrázek 27 - Schéma vozidla a působící síly při jízdě ve směru osy y na rampě .....	41
Obrázek 28 - Toyota Corolla, rok výroby 2004.....	43
Obrázek 29 - určení valivého odporu .....	46
Obrázek 30 - určení odporu stoupání.....	47
Obrázek 31 - Schéma vozidla a působící síly při jízdě ve směru osy x na rampě .....	48
Obrázek 32 - trajektorie vozidla během testu z ptáčího pohledu.....	50
Obrázek 33 - schéma převraccí rampy s odvozenými rozměry .....	51
Obrázek 34 – systém SR 15.....	52
Obrázek 35 - systém SR 60.....	53
Obrázek 36 - brake robot BR1000.....	53
Obrázek 37 – akcelerátor robot AR1 .....	54
Obrázek 38 - Combined Brake and Accelerator robot CBAR.....	54
Obrázek 39 – figurína pro zkoušku bočním nárazem .....	56
Obrázek 40 – rozmístění snímačů na figuríně EuroSID 2 .....	57
Obrázek 41 - Použitý akcelerometr od firmy Measurement Specialities .....	58
Obrázek 42 – rychlokamera Q-MIZE HD v2 .....	59

## **10 Seznam tabulek**

Tabulka 1 Základní veličiny z oblasti dynamiky.....	35
Tabulka 2 Základní technické údaje vozu Toyota Corolla .....	44
Tabulka 3 Rozměry převraccí rampy .....	50