

**UNIVERZITA PARDUBICE**  
**DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA**

***DIPLOMOVÁ PRÁCE***

**2013**

**Bc. Ondřej Štancl**



**UNIVERZITA PARDUBICE**  
**DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA**  
**KATEDRA DOPRAVNÍCH PROSTŘEDKŮ**

**NÁVRH ZAŘÍZENÍ PRO SIMULACI PŘEKLOPENÍ  
VOZIDLA**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**AUTOR PRÁCE: Bc. Ondřej Štancí**

**VEDOUCÍ PRÁCE: doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.**

2013

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Ondřej Štancl**  
Osobní číslo: **D10828**  
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**  
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**  
Název tématu: **Návrh zařízení pro simulaci překlopení vozidla**  
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

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

- 1) Úvod
- 2) Současný stav a zdůvodnění potřeby tohoto zařízení
- 3) Ideový návrh
- 4) Konstrukční řešení
- 5) Návrh řešení pohonu
- 6) Základní pevnostní výpočty
- 7) Závěr

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy:

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

**Strojnické tabulky; materiály získané z internetu k dané problematice; WWW stránky BESIP**

Vedoucí diplomové práce:

**doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.**

Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

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

Termín odevzdání diplomové práce: **23. května 2012**



prof. Ing. Bohumil Čulek, CSc.

děkan

L.S.



doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.

vedoucí katedry

V Pardubicích dne 24. února 2012

*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., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle §60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.*

*Souhlasím s prezenčním zpřístupnění své práce v Univerzitní knihovně Univerzity Pardubice.*

*V Rychnově nad Kněžnou dne 18.května 2013*

***Bc. Ondřej Štancl***

## ABSTRAKT

*Práce je koncipována jako podkladový materiál pro případnou realizaci projektu zhotovení simulátoru překlopení vozidla. V úvodu práce je zdůvodněna potřeba tohoto zařízení, především z pohledu důležitosti bezpečnostních pásů při nehodě při níž dojde k překlopení vozidla. Druhá část práce je zaměřena na ideový návrh simulátoru, dále jeho konstrukční řešení, návrh pohonu otáčení a doplněna základními pevnostními výpočty.*

## KLÍČOVÁ SLOVA

*Bezpečnostní pásy, překlopení vozu, simulátor překlopení vozu*

## TITTLE

*Design a mechanism to passenger vehicle rollover simulations*

## ABSTRAKT

*The aim of this work is to propose a source for a potential realization of a "Design a mechanism to passenger vehicle rollover simulations" project. At the beginning the reasons for the need for this mechanism - primarily from the point of view of safety belts playing an important role during an accident involving a rollover - are given. The second part of the work is focused on a conceptual design of the simulator, its design solutions and design of drive rotation. Basic strenght calculations are added.*

## KEYWORDS

*Safety belts, vehicle rollover, vehicle rollover simulator*

Na tomto místě bych rád poděkoval za připomínky a rady vedoucímu práce doc. Ing. Miroslavu Tesařovi CSc. Dále své rodině za pomoc a vytvoření vhodných podmínek pro studium.

# Obsah

<b>Úvod</b>	1
<b>1. Zdůvodnění potřeby tohoto zařízení</b>	2
<b>1.1. Bezpečnostní pás</b>	2
1.1.1. Funkce systému bezpečnostních pásů	2
1.1.2. Historie	3
1.1.3. Smysl bezpečnostního pásu	3
1.1.4. Správné používání	4
1.1.5. Bezpečnostní význam pásů	4
<b>1.2. Účinky dopravní nehody</b>	5
<b>1.3. Zdůvodnění potřeby zařízení simulující překlopení vozu</b>	7
<b>2. Ideový návrh</b>	10
<b>2.1 Technické zadání</b>	10
<b>2.2 Návrh metodického postupu</b>	10
<b>2.3 Simulátory překlopení vozu</b>	11
<b>2.4 Účinky nehody na posádku</b>	12
<b>2.5 Kabina pro pasažéry</b>	13
2.5.1 Technické údaje vozu Škoda Fabia hatchback	14
<b>2.6 Rámová konstrukce</b>	15
<b>2.7 Koncept mobility</b>	16
<b>2.8 Koncept pohonu otáčení rotační části simulátoru</b>	17
2.8.1 Mechanický pohon	18
2.8.2 Elektropohon	19
<b>2.9 Provozní a bezpečnostní zhodnocení</b>	20
<b>3. Konstrukční řešení</b>	21
<b>3.1 Osa otáčení</b>	21
<b>3.2 Systém vyvážení</b>	25
<b>3.3 Kabina simulátoru</b>	26
3.3.1 Příprava vozu Škoda Fabia pro použití na simulátor	27
<b>3.4 Rámová konstrukce</b>	29
3.4.1 Statická část	29
3.4.2 Otočná část	31
3.4.3 Uložení	33
3.4.4 Upevnění kabiny	34
3.4.5 Upevnění pohonu	35
<b>3.5 Aplikace na přívěsný vozík</b>	35
<b>3.6 Příslušenství</b>	37
<b>4. Návrh řešení pohonu</b>	39
<b>4.1. Mechanický pohon</b>	39
<b>4.2. Elektrický pohon</b>	40
4.2.1 Elektrický pohon s manuálním ovládáním	40
4.2.2 Elektrický pohon s automatickým ovládáním	40
4.2.3 Elektromotor	43
4.2.4 Převodovka	43
4.2.5 Brzda	44
4.2.6 Pojistná zarážka	45

4.2.7 Ovládací panel	45
<b>5. Základní pevnostní výpočty</b>	46
<b>5.1 Silové poměry v otočném rámu a ložiscích</b>	47
5.1.1 Výpočet ohybového momentu spodního podélníku a reakčních sil v ložiscích	47
5.1.2 Výpočet krouticího momentu podélného nosníku	49
5.1.3 Výpočet ohybového momentu příčnicku spojující čep a podélný nosník	51
<b>5.2 Návrhový výpočet profilů rámu a čepu</b>	54
<b>Závěr</b>	56
<b>Seznam použitých zdrojů</b>	59
<b>Seznam obrázků, grafů a tabulek</b>	60
<b>Příloha č.1</b>	62
<b>Příloha č.2</b>	63

# Úvod

Nehodovost v silničním provozu, která si každoročně vybírá tu nejkrutější daň, je nebezpečím, které si spousta účastníků provozu nepřepouští s potřebnou důležitostí. Každý rok umírá na silnicích zemí EU téměř 50 000 lidí při dopravních nehodách, nemluvě o více než půl milionů zraněných. I přes enormní snahu výrobců silničních vozidel o konstrukci co nejbezpečnějších vozidel dochází velmi často k dopravním nehodám s velmi vážnými následky jen proto, že řidič nebo pasažéři hazardují se svými životy nedodržením základních bezpečnostních pravidel. Pokud by například cestující na předních i zadních sedadlech vozidla za všech okolností používali během jízdy bezpečnostní pásy, mohlo by být na silnicích EU každoročně zachráněno přes 7000 lidských životů.

Používání bezpečnostních pásů během jízdy je nejen v české republice nařízeno dopravními předpisy a jejich porušením se cestující dopouští dopravního přestupku, který je represivně potrestán udělením pokuty a případně odebráním několika bodů. Ale často jen represivní opatření nedosahují požadované efektivity a je nutné působit na dopravní veřejnost prevencí. Nejlepší prevencí je vždy vlastní zkušenost. Nutně nemusí jít jen o zkušenost z případné dopravní nehody. Další možností je vyzkoušet si účinky působící na cestující při dopravní nehodě pomocí simulátoru. Tato práce se zaměřuje na simulátor nehody, při které dojde k překlpení vozu. Tento typ dopravní nehody bývá statisticky jeden z nejnebezpečnějších pro nepřipoutanou osádku.

Práce bude koncipována jako podkladový materiál pro případnou realizaci projektu zhotovení simulátoru překlpení vozidla. V úvodu práce bude zdůvodněna potřeba tohoto zařízení, především z pohledu důležitosti bezpečnostních pásů při nehodě při níž dojde k překlpení vozidla. Druhá část práce je zaměřena na ideový návrh simulátoru, dále jeho konstrukční řešení, návrh pohonu otáčení a doplněna základními pevnostními výpočty.

# 1. Zdůvodnění potřeby tohoto zařízení

Tato kapitola je věnována stručnému popisu bezpečnostních pásů, které společně s deformačními zónami karoserie a airbagy představují stěžejní prvek pasivní bezpečnosti. Dále je zde uveden popis dějů a účinků působících na posádku při dopravní nehodě, při níž dojde k překlopení vozidla. Následně jsou představeny údaje ze statistik dopravních nehod se zaměřením na používání bezpečnostních pásů českou dopravní veřejností, ze kterých vyplývá potřeba prevence a osvěty.

## 1.1. Bezpečnostní pás

Pro zvýšení bezpečnosti pasažérů v dopravních prostředcích a pro snížení následků případné nehody je používán bezpečnostní pás jako zařízení, pomocí něhož je pasažér připoután k sedadlu. Pásky se obvykle rozdělují podle počtu bodů, jimiž je pasažér připoután k vozu, dále na samonavíjecí s blokováním a bez navíjecího systému, dále na pásy s předepínačem a bez napínacího systému. V současnosti se u osobních vozů nejčastěji používají pásy tříbodové, samonavíjecí s předepínačem a omezovačem napínací síly.

### 1.1.1. Funkce systémů bezpečnostních pásů

a) Blokování samonavíjecího systému nastává:

- rychlým vytažením popruhu
- zrychlením
- změnou úhlové polohy

b) Předepínač pásů eliminuje prudký pohyb těla, např. při čelním nárazu, který je dovolen:

- vůlí v cívce navinutého pásu
- vůlí způsobenou oděvem pasažéra

Předepínače pásů se aktivují po nárazu (časy jsou optimálně zvoleny podle druhu nárazu), tím se pás navine a vymezí jmenované vůle. V současných vozech se nejčastěji používá pyrotechnické předepínače pásů. Odpálení nálože je aktivováno signálem řídicí jednotky. Signál aktivuje pyropatronu, vzniklé plyny



obr. 1-1 tříbodový bezpečnostní pás [2]

uvedou do pohybu soustavu kuliček, které otáčejí ozubeným kolem. Pohybem ozubeného kola je poháněn buben, na který se navíjí bezpečnostní pás.



obr. 1-2 funkce pyrotechnického předepínače pásů [2]

c) Omezovač napínací síly zajišťuje, aby síla v pásu nepřekročila určitou hodnotu, při níž by mohlo dojít k poškození pánve a hrudníku.

d) Zámek bezpečnostního pásu, zde je při konstrukci kladen důraz na spolehlivost tak, aby nedošlo k samovolnému uvolnění západky. Zámek musí také umožňovat odemknutí i v případě, kdy na bezpečnostní pás působí váha přepravované osoby.

### 1.1.2. Historie

Nejjednodušší dvoubodový bezpečnostní pás vyvinutý již v 19. století se brzy ukázal být řešením s nedostatečným přínosem. Proto se dnes už nepoužívá ani na prostředních sedadlech vzadu. Tříbodový bezpečnostní pás byl vyvinut automobilkou Volvo a v současnosti oslavuje 50 let od chvíle, kdy byl poprvé uveden do sériové výbavy vozů této značky. Větší rozšíření používání bezpečnostních pásů si však vynutila až příslušná legislativa vstupující v platnost po celém světě od 70. let. Postupný vývoj se zaměřil na vylepšování funkce bezpečnostních pásů. Klasický samonavíjecí mechanismus s blokovací funkcí byl v 80. letech poprvé doplněn předepínačem a později i omezovačem síly. Nedávno byl do sériové výroby uveden bezpečnostní pás s integrovaným airbagem. V současnosti upozorňuje cestující na nepřipnutý pás signalizace na přístrojové desce, doplněná případně akustickým signálem.

### 1.1.3. Smysl bezpečnostního pásu

Deformační zóna karoserie zmenšuje při nárazu do pevné překážky zpomalení vozidla. V případě že není pasažér připoután, pohybuje se setrvačnou silou vpřed a naráží do

pevných částí interiéru se zpomalením, které odpovídá nárazové rychlosti a je mnohem vyšší, než zpomalení vozu, jehož náraz byl ztlumen deformační zónou. Zatížení lidského organismu je pak už při nízkých rychlostech tak vysoké, že hrozí vážné následky, často i smrtelné. Bezpečnostní pás má tedy za úkol zachytit tělo sedící osoby tak, aby se bezprostředně po nárazu pohybovalo se stejným zpomalením jako vozidlo.

#### 1.1.4. Správné používání

Podmínkou jejich správné funkce je vždy správné používání:

- Pás byl upevněn přes rameno a hrud', rozhodně ne přes krk.
- Pod pásy by se neměly vyskytnout tvrdé a ostré předměty, které by při kolizi mohli způsobit vážná zranění.
- Airbagy použité bez bezpečnostních pásů fungují podstatně hůř a následky nehody mohou dokonce zvýšit.
- Účinnost pásů na předním sedadle se při kolizi také snižuje v případě, že je pasažér na zadním sedadle nepřipoután.

#### 1.1.5. Bezpečnostní význam pásů

Ze statistik dopravních nehod vyplývá:

- 42% řidičů usmrcených v obci bylo nepřipoutáno.
- 51% spolujezdců usmrcených v obci bylo nepřipoutáno.
- 71% usmrcených osob na zadním sedadle bylo nepřipoutáno.
- Podle organizace BESIP zvyšuje nepoužívání pásů riziko smrti při nehodě na předním sedadle 6krát, v obci dokonce 8krát (u řidičů je to dokonce 14krát mimo obec, 12,8krát v obci). Pasažéři na zadních sedadlech, podle téhož zdroje, umírají 3,9krát častěji, než připoutaní v obci 4,2krát..
- Podle jiných studií by dopravní nehody mohlo přežít 2/3 lidí, pokud by měli bezpečnostní pás zapnutý.

Účinnost bezpečnostních pásů v závislosti na druhu srážky je v následující tabulce:

Druh srážky	Účinnost bezpečnostního pásu řidiče
Čelní	43%
Boční	39%
Zezadu	49%
Převrácení	77%

tab. 1 účinnost bezpečnostních pásů [6]

## 1.2. Účinky dopravní nehody na posádku

Dopravní nehody rozdělujeme podle druhu srážky na čelní náraz, boční náraz, náraz zezadu a převrácení vozu. Situaci ve vozidle při čelním nárazu si můžeme představit na následujících obrázcích. Časový snímek nárazu s **připoutaným** spolujezdcem na zadním sedadle při rychlosti 50 km/h.



Kontakt s překážkou



Aktivace předepínačů pásů a airbagu



Airbag je naplněn, omezovač začíná popouštět pás



Kontakt s airbagem



Maximální zaboření, začíná zpětný pohyb



Kontakt s hlavovou opěrkou

obr. 1-3 účinky dopravní nehody na **připoutanou** posádku [2]

Časový snímek nárazu s **nepřipoutaným** spolujezdcem na zadním sedadle při rychlosti 50 km/h. Nepřipoutaný pasažér na zadním sedadle při nárazu pokračuje bez omezení v pohybu, až se jeho kinetická energie začne mařit o přední sedadlo řidiče. Tím vážně ohrozí nejen sebe, ale i připoutaného řidiče vozidla.



Kontakt s překážkou – aktivace předepínačů a airbagu



Kontakt s airbagem



Maximální zaboření do airbagu, spolujezdec naráží kolena do opěradla



Kontakt hrudníku a hlavy spolujezdece s opěradlem



Maximální náraz



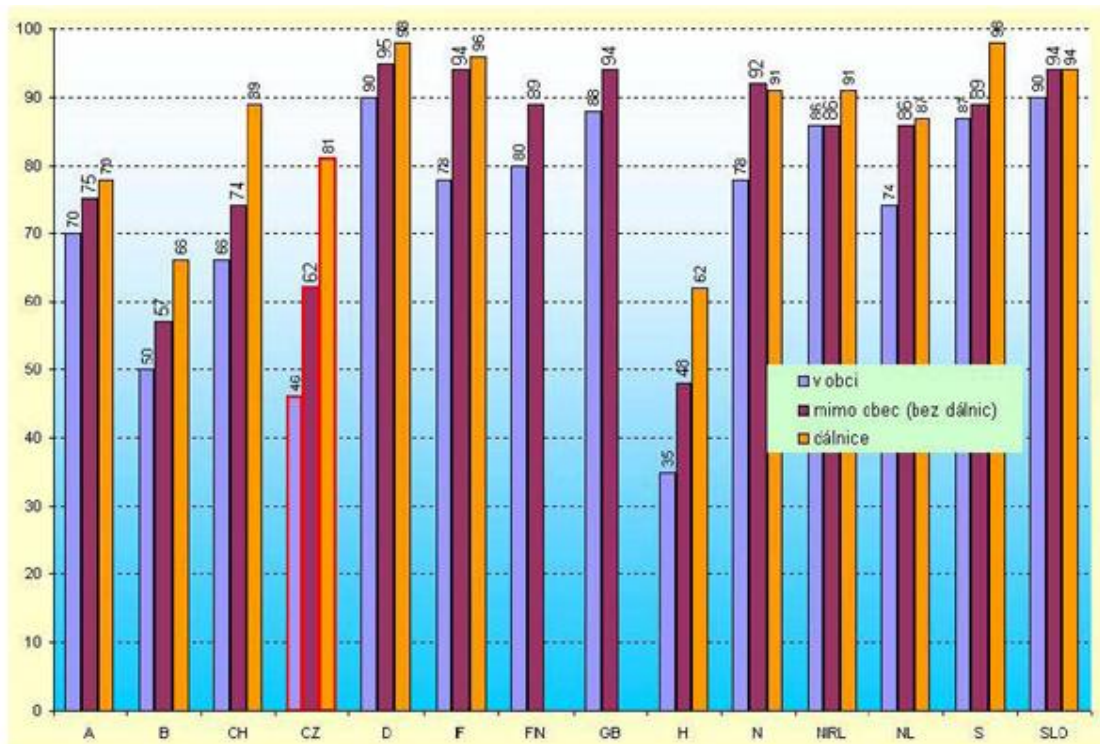
Zpětný pohyb

**obr. 1-4** účinky dopravní nehody na **nepřipoutanou** posádku [2]

Ze statistik jsou nejrizikovější z pohledu následků pro posádku vozu nehody, při níž dojde k převrácení vozu. U tohoto typu nehod má správné používání bezpečnostních pásů nejvyšší účinnost. Zde se uplatní veškeré nároky kladené na bezpečnostní pásy, především však zajištění dostatečně velkého prostoru, vzdálenosti od dalších pasažérů a od vnitřních částí automobilu.

### 1.3. Zdůvodnění potřeby zařízení simulující překlopení vozu

I přes jasné výsledky statistik o účinnosti bezpečnostních pásů při dopravních nehodách panuje mezi dopravní veřejností až nepochopitelná liknavost a nekázeň. V porovnání s evropskými státy se česká dopravní veřejnost umísťuje na chvostu, v používání bezpečnostních pásů, viz. následující graf.

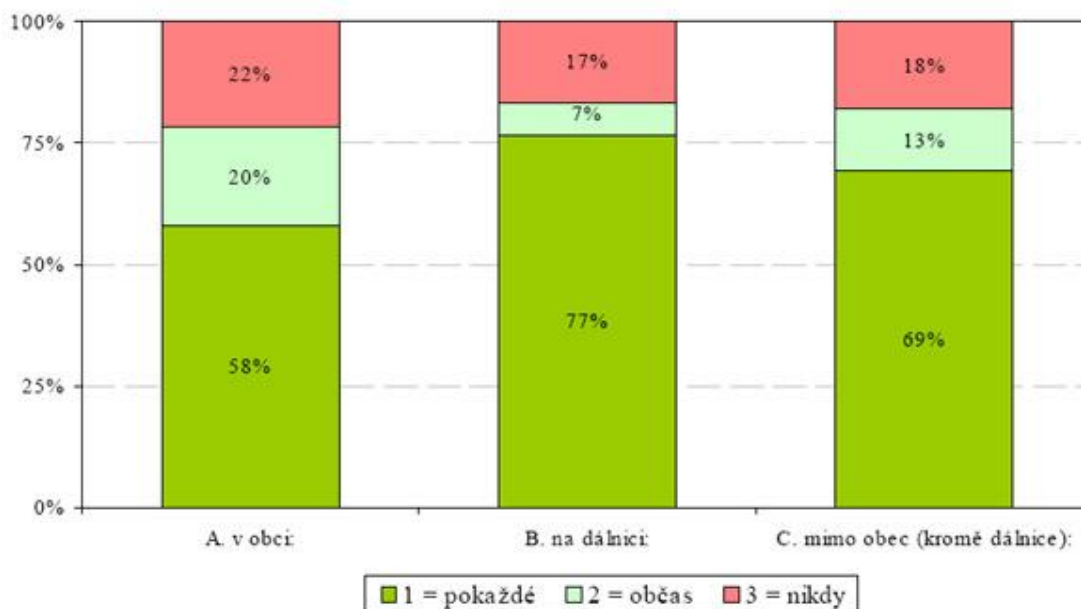


graf. 1-1 Používání bezpečnostních pásů dle států EU [6]

Tento nelichotivý výsledek je způsoben postojem české dopravní veřejnosti, kdy si s dostatečnou důležitostí neuvědomují rizika, kterým vystavují nejen svou osobu, ale i ostatní členy posádky automobilu. Následující grafy, z výsledků průzkumu uskutečněného v roce 2009 samostatným oddělením pro ochranu bezpečnosti silničního provozu BESIP ministerstva dopravy, zobrazují právě tento postoj české dopravní veřejnosti.

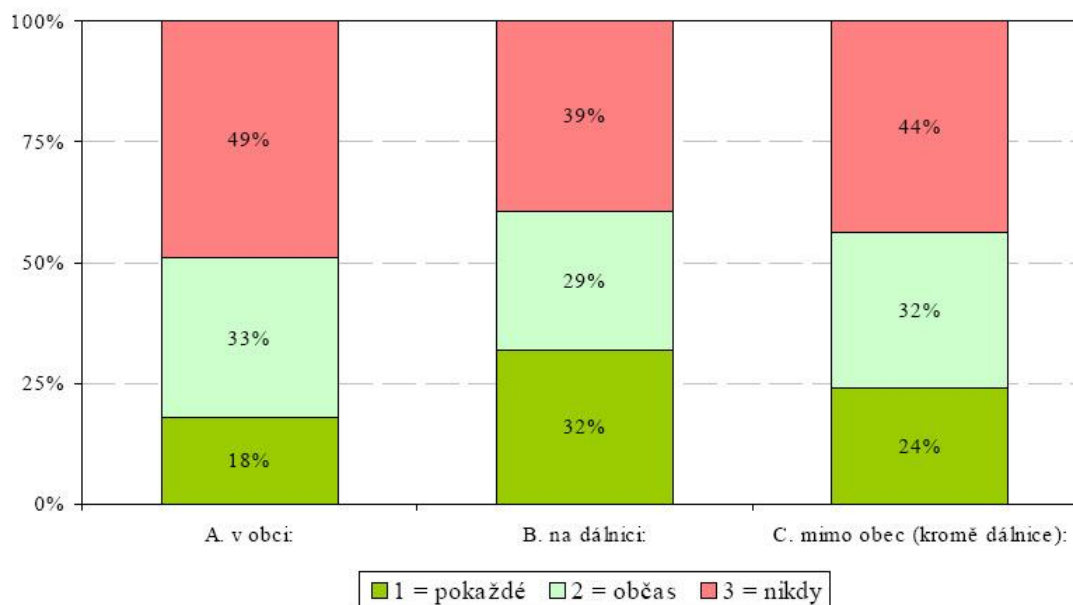
# Používání bezpečnostních pásů v Česku - postoje

BP03. Jak často používáte při jízdě autem bezpečnostní pásy NA SEDADLE ŘIDIČE?



# Používání bezpečnostních pásů v Česku - postoje

BP05. Jak často používáte při jízdě autem bezpečnostní pásy NA ZADNÍCH SEDADLECH (jsou-li obsazena)?



graf. 1-2 Používání bezpečnostních pásů v Česku - postoje [8]

Jak již bylo zmíněno v úvodu této práce, je používání bezpečnostních pásů nařízeno dopravními předpisy a porušení tohoto nařízení je represivně trestáno policií české republiky blokovou pokutou a odebráním 2 bodů. Pouze represivní opatření nepřináší požadované výsledky a je třeba využít prostředků prevence a osvěty. Jedním z možných způsobů, jak přispět k přesvědčení o nutnosti použití bezpečnostních pásů, je využití simulátoru, který umožní bezpečně si vyzkoušet účinky dopravní nehody. Pasažér si může tak říkajíc na vlastní kůži ověřit význam bezpečnostních pásů. Vlastní zkušenost bývá tím nejpádějším argumentem a z tohoto důvodu se domnívám, že vhodné zapojení takovýchto simulátorů do osvětových akcí, pomůže přispět ke zlepšení situace na českých silnicích.

## 2. Ideový návrh

Tato kapitola se zaměří na rozbor požadavků na simulátor jednak z pohledu zajištění dostatečně věrné simulace překlopení vozu, ale i z hlediska bezpečnosti provozu simulátoru a konstrukce zařízení. Na základě vyhodnocení jednotlivých požadavků na zařízení bude vybrána nejvhodnější varianta koncepčního řešení pro jednotlivé oblasti simulátoru. Každá řešená oblast simulátoru bude v závěru obsahovat vybranou koncepční variantu případně souhrn požadavků, které budou vstupním zadáním pro samotné konstrukční řešení v následující kapitole. Již při návrhu koncepčního řešení je nutné vycházet z technického zadání, které prezentuje požadavky zadavatele.

### 2.1. Technické zadání:

- Navrhnout zařízení simulující překlopení vozidla kolem jeho podélné osy.
- Využít osobní vůz značky Škoda Fabia hatchback první popř. druhé generace.
- Simulátor koncipovat na vytížení až čtyřmi osobami, tj. na max. zatížení 400kg.
- Mobilitu simulátoru zajistit umístěním na přívěsný vozík za osobní automobil.
- Pohon otáčení simulátoru navrhnout ruční mechanický i elektrický.
- Elektrokompabilitu simulátoru koncipovat na připojení k elektrorozvodné soustavě střídavého napětí 230V / 50Hz.

### 2.2. Návrh metodického postupu

Každá, nejen konstrukční práce, vyžaduje stanovit si postup, jakým se chceme dobrat k cíli. V tomto případě je cílem vybrat nejvhodnější variantu koncepčního řešení pro následné konstrukční řešení, která bude splňovat veškeré požadavky zadavatele, bude nejefektivnější a ekonomicky přijatelná. Proto bude navrhnout postup ve formě osnovy, kdy jednotlivé body prezentují úkoly, kterými je nutné se zabývat.

Osnova:

- 1) Představit jiné simulátory (AČR, VW, ÚAMK)
- 2) Rozbor účinků dopravní nehody, při níž dojde k překlopení vozu
- 3) Kabina pro pasažéry simulátoru
- 4) Rámová konstrukce zajišťující rotaci kabiny
- 5) Koncept mobility zařízení
- 6) Koncept pohonu otáčení rotační části simulátoru
- 7) Provozní a bezpečnostní zhodnocení

### 2.3. Simulátory překlopení vozu:

#### Simulátor institutu dopravní výchovy AČR

Jedná se o simulátor simulující pouze překlopení vozu bez iniciačního nárazu. Kabina pro pasažéry je tvořena karoserií vozu Škoda Fabia hatchback první generace. Pohon otáčení je řešen jako mechanický ruční. Koncepte mobility není řešena pevným spojením s přívěsným vozíkem.



obr. 2-1 Simulátor převrácení vozu institutu AČR [13]

#### Simulátor VW

Jedná se o simulátor simulující pouze překlopení vozu bez iniciačního nárazu. Kabina pro pasažéry je tvořena karoserií vozu VW Golf hatchback páté generace. Otáčení zajišťuje elektropohon. Koncepte mobility není řešena pevným spojením s přívěsným vozíkem.



obr. 2-2 Simulátor převrácení vozu VW [12]

#### Simulátor ÚAMK označení T2

Jedná se komplexnější simulátor z pohledu věrnosti vlastní simulace nehody, kdy je kromě převrácení vozu simulován i iniciační náraz v malé rychlosti. Kabina pro pasažéry je tvořena karoserií vozu Škoda Fabia hatchback první generace. Otáčení zajišťuje elektropohon. Koncepte mobility je řešena pevným spojením s přívěsným vozíkem.



obr. 2-3 Simulátor převrácení vozu institutu ÚAMK [1]

## 2.4. Účinků nehody na posádku:

K překlopení vozu může za určitých okolností dojít při srážce s jiným vozem či překážkou, při vyjetí mimo vozovku do volného terénu, případně pád vozu. Po iniciaci překlopení vozu například nějakým nárazem působí na posádku při překlápění vozu nejen účinky odstředivých, setrvačných a gravitačních sil, ale i rázy přenášené do karoserie vlivem valivého pohybu vozidla po podložce. Dochází také k poškození zasklení vozu a deformaci karoserie. Kdy je nejen zmenšován prostor pro pasažéry, ale hrozí komplikace s vyproštěním z havarovaného vozu v případech, kdy nelze otevřít boční dveře. Situaci po nehodě, kdy zůstane vozidlo koly vzhůru, zhoršuje riziko možného úniku hořlavého paliva a dalších provozních kapalin.

### Zhodnocení jednotlivých účinků z pohledu možné simulace:

**a) iniciační náraz:** Účinky nárazu lze simulovat například řízeným nárazem otočné části simulátoru jako u zařízení ÚAMK. Z hlediska simulace převrácení vozu se ovšem nejedná o dominantní účinek. Z ekonomického hlediska by došlo k navýšení nákladů dále také k zvětšení jeho celkových rozměrů a hmotnosti. Zadavatelem není požadován a navrhované zařízení jej nebude řešit.

**b) rotační pohyb karoserie:** Jedná se o dominantní účinek, který je zadavatelem požadován.

**c) rázy přenášené do karoserie vlivem valivého pohybu vozidla po podložce:** Účinky rázů přenášených do karoserie lze simulovat například pomocí hydraulického nebo pneumatického systému. Z hlediska simulace převrácení vozu se také nejedná o dominantní účinek. Jeho řešení by značně přispělo k navýšení nákladů. Zadavatelem není požadováno a navrhované zařízení jej nebude řešit.

**d) poškození zasklení:** Z hlediska bezpečnosti pasažérů nebude řešeno.

**e) deformace karoserie:** Z technických a bezpečnostních důvodů nebude řešeno.

**f) chybná funkce otvírání bočních dveří:** Nemožnost otevření bočních dveří lze jednoduše řešit například jejich zamčením. Tato funkce může být využita pro osvojení vyproštění posádky z převráceného vozu otvorem pro spouštěcí sklo bočních dveří.

**g) únik paliva, případný požár vozidla:** Především z hlediska bezpečnosti provozu simulátoru nebudou tyto účinky řešeny.

**Závěr:** Navrhované zařízení bude simulovat rotační pohyb karoserie a chybnou funkci otvírání bočních dveří.

## 2.5. Kabina pro pasažéry:

Kabina pro pasažéry simulátoru plní hned několik důležitých funkcí.

- Z technického zadání vyplývá možnost obsazení 4 osobami tzn. max. nosnost 400kg.
- Během zkušebního cyklu musí zajistit bezpečnost pasažérů, tak aby se žádná část těla pasažérů nedostala do kolize se statickou částí simulátoru.
- Pro zajištění věrné simulace účinků překlopení vozu musí interiér kabiny co nejvěrněji interpretovat interiér skutečného vozu.
- S přihlédnutím k možnosti využití simulátoru k nácviku evakuace z převráceného vozu je třeba opatřit kabinu čtyřmi bočními dveřmi z osobního automobilu.

### Možné varianty řešení:

- 1) Použít osobní automobil, který by pro snížení hmotnosti byl upraven a demontován o vozidlové skupiny a díly nepotřebné z pohledu simulace překlopení.
- 2) Vytvořit konstrukci kabiny z profilových prvků, která by byla osazena bočními dveřmi a všemi důležitými interiérovými díly.

### Výběr nejvhodnější varianty:

U druhé varianty převládají negativa a to: složitost návrhu vhodné konstrukce kabiny pro zajištění montáže všech dílů i s nutností dimenzace na požadovanou nosnost. Zajištění přijatelné vodotěsnosti a v neposlední řadě bude exteriér simulátoru jen stěží evokovat exteriér opravdového vozu. Na základě výše uvedeného je vybrána jako nejvhodnější varianta využití osobního vozu. Tato varianta je preferována i technickým zadáním a to konkrétně vůz Škoda Fabia hatchback první, případně druhé generace.

Z pohledu zmenšení celkových rozměrů by bylo možné uvažovat o tzv. zkrácené variantě. Tj. odříznutí přední části karoserie před A-sloupky. To ovšem negativně ovlivňuje celkový vzhled exteriéru simulátoru, ale především dojde k odstranění vhodných upevňovacích bodů karoserie na otočný rám v místě upevnění přední nápravnice.

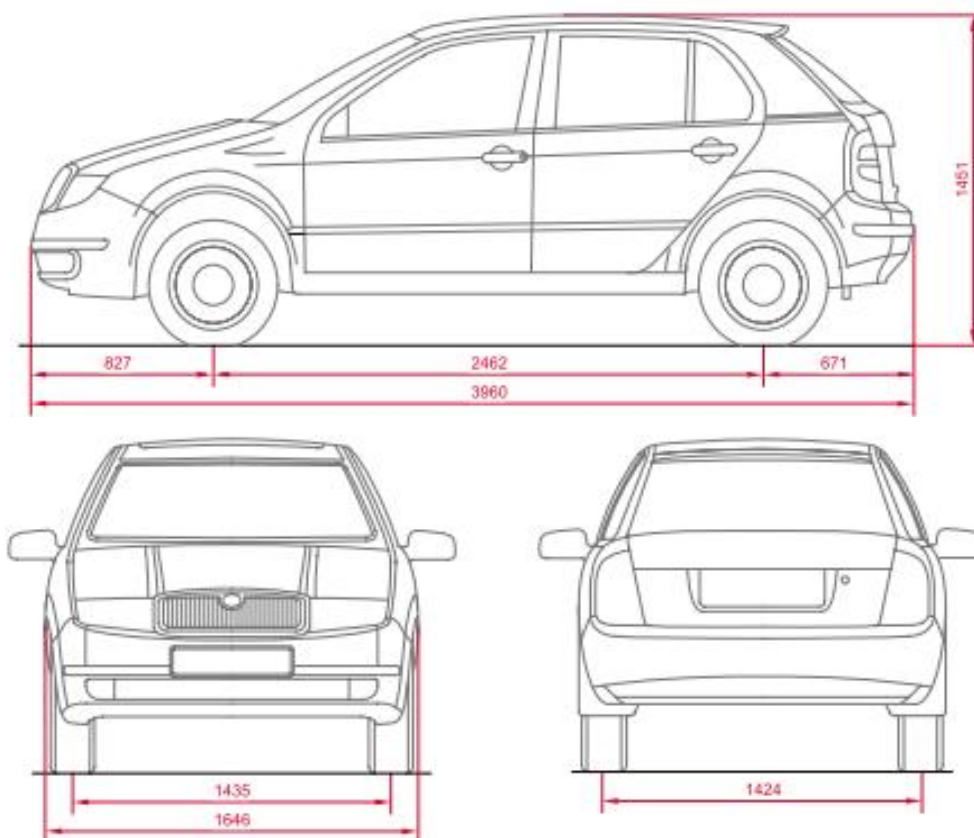
Celkové rozměry kabiny, důležité pro návrh otočného rámu simulátoru, vychází z technických údajů vybraného vozu, uvedených v následující kapitole. Celková hmotnost kabiny je dána hmotností vozu zmenšené o hmotnost všech demontovaných dílů. Tento parametr bude výrazně ovlivňovat návrh otočného rámu z pohledu dimenzování na bezpečné napětí v konstrukci.

### 2.5.1. Technické údaje vozu Škoda Fabia hatchback :

- První generace vyráběná od roku 1999 až 2007. Osobní vůz s pětivérovou samonosnou karosérií s motorem umístěným vpředu a pohonem přední nápravy. Pohotovostní hmotnost vozidla se pohybuje v rozmezí 1010 – 1230 kg podle motorizace a výbavy vozu. Celkové rozměry jsou uvedeny na obrázku.



obr. 2-4 Škoda Fabia první generace [9]



obr. 2-5 Škoda Fabia první generace - celkové rozměry [10]

- Druhá generace vyráběná od roku 2007 až do současnosti. Koncepte karoserie i pohonu je převzata z první generace. Pohotovostní hmotnost vozidla se pohybuje v rozmezí 1015 – 1170 kg podle motorizace a výbavy vozu. Celkové rozměry jsou uvedeny na obrázku.



obr. 2-6 Škoda Fabia druhé generace [9]



obr. 2-7 Škoda Fabia druhé generace - celkové rozměry [11]

## 2.6 Rámová konstrukce

Hlavním úkolem rámové konstrukce je zajistit otáčení kabiny kolem podélné osy vozu. Konstrukce bude rozdělena na statickou a otočnou část. Statická část bude zajišťovat stabilitu při provozu simulátoru, dále bude podpírat uložení otočné části a bude na ní upevněn elektrický případně ruční pohon otáčení. Otočná část bude zajišťovat otáčení kabiny kolem zvolené osy otáčení. U otočné části je nutné rozhodnout mezi variantami:

- 1) zda bude kabina využita jako nosný prvek
- 2) zda bude kabina upevněna na nosný rám

Stěžejními parametry pro návrh konstrukčního řešení budou: celkové rozměry kabiny, hmotnost kabiny, maximální povolené zatížení osádky simulátoru a především volba bodů na karoserii pro upevnění na otočnou část konstrukce. V úvahu připadají dostatečně dimenzovaná místa na karoserii a to na předních a zadních podélnících:

- 1) v místech upevnění náprav respektive nápravnice
- 2) v místech upevnění přední a zadní výztuhy nárazníku

### Výběr nejvhodnější varianty:

Pro uvažované maximální zatížení kabiny 400kg není vhodná varianta upevnění v místech výztuh nárazníků, kdy by docházelo k mnohem většímu namáhání karoserie. Z tohoto důvodu se také jeví jako vhodnější varianta s podepřením karoserie na nosný otočný rám. Při samotném konstrukčním řešení bude nutné vyřešit také uložení otočné části a upevnění pohonu otáčení.

## **2.7 Koncept mobility zařízení**

### Požadavky z pohledu mobility simulátoru:

- Při návrhu simulátoru je třeba uvažovat s potřebou zařízení jednoduše přepravovat na pozemních komunikacích. Dle technického zadání je nutné zařízení umístit na přívěsný vozík za osobní automobil.
- Simulátor koncipovat nejen na venkovní využití, ale i v interiérech budov.
- Zajistit stabilitu při provozu simulátoru.

### Mobilitu simulátoru lze řešit variantami:

- 1) pevné spojení simulátoru (statického rámu) k přívěsnému vozíku – nástavba vozíku
- 2) simulátor opatřit vlastními kolečky – na přívěsný vozík by byl nakládán (případně zajistit funkci simulátoru i v naloženém stavu na vozíku)

### Výběr nejvhodnější varianty:

U první varianty je velikou výhodou to, že není nutné simulátor skládat a nakládat na vozík. U druhé varianty lze toto eliminovat zajištěním funkčnosti simulátoru v naloženém stavu. Nespornou výhodou druhé varianty je větší variabilita zařízení, menší výška, limitující průjezdnost stavebními otvory a využitelnost přívěsného vozíku i na jiné aplikace. Z tohoto důvodu je vybrána jako vhodnější druhá varianta. Při konstrukčním řešení vybrané varianty bude také nutné zohlednit požadavek na stabilizaci při provozu, dále řešit přepravní fixaci, skládání a vykládání simulátoru, vybrat vhodný přívěsný vozík a navrhnout případné úpravy.

## 2.8 Koncept pohonu otáčení rotační části simulátoru

Tato kapitola bude zaměřena především na stanovení všech požadavků a vstupních parametrů na pohon otáčení a dále k blokovému rozdělení na jednotlivé oblasti nutné k řešení. Samotný výběr nejvhodnějšího řešení bude proveden v kapitole návrh řešení pohonu.

Z technického zadání vyplývá požadavek na návrh dvou variant pohonu otáčení a to mechanický ruční a elektrický. Zásadním parametrem pro návrh obou variant pohonu otáčení je potřebný krouticí moment. Vzhledem k předpokládané celkové hmotnosti rotačních hmot cca 1200 Kg vyvolá vychýlení těžiště mimo osu otáčení o 1 cm moment 120 Nm. Z výše uvedeného vyplývá nutnost přesného vyvážení otočné části simulátoru (kabiny a otočného rámu) k ose otáčení. Do rotačních hmot ovšem patří i hmotnost pasažérů simulátoru. Při obsazení sudým počtem pasažérů bude z pohledu vyvážení vhodné vytížit levou i pravou stranu. Případný rozdíl nebude vyšší, než při vytížení lichým počtem pasažérů, u které bude vždy jedna strana vozu výrazně více zatížena. Pro zjednodušení bude uvažován jako maximální rozdíl mezi levou a pravou stranou hmotnost jednoho pasažéra max. 120 Kg. Poloha těžiště pasažéra vzhledem k ose otáčení bude pro zjednodušení zvolena jako vzdálenost středu sedačky od podélné roviny vozu. Vzhledem k možným odchylkám způsobeným zjednodušením situace bude potřebný krouticí moment zvětšen koeficientem 1,5, který by měl bezpečně tyto odchylky pokrýt. Druhým vstupním parametrem pro návrh obou variant pohonu je požadovaná perioda otáčení kabiny. Tento parametr by se vzhledem k povaze zařízení měl pohybovat v rozmezí  $T_1 = 4$  s až  $T_2 = 8$  s. Dále je vhodné zvážit variantu, kdy by docházelo ke změně periody. Dalším požadavkem je zajištění polohy neboli zabrzdění ve zvolené poloze. Jednak pro bezpečné nastupování a vystupování v základní poloze, tak i při simulaci evakuace z převráceného vozu v různých polohách a také při nouzovém zastavení simulátoru. Návrh elektrického pohonu je třeba koncipovat na připojení k elektrorozvodné soustavě střídavého napětí 230V / 50Hz.

### Vstupní parametry:

$$M_K = M * k ; M_K = (m * g * r) * k ; M_K = (120 * 9,81 * 0,35) * 1,5 = 618 \text{ Nm}$$

$$P_{\max} = M_K * \omega ; P = (m * g * r * k) * (2\pi * T_1^{-1}) = (120 * 9,81 * 0,35 * 1,5) * (2\pi * 4^{-1}) = 970 \text{ W}$$

$$P_{\min} = M_K * \omega ; P = (m * g * r * k) * (2\pi * T_2^{-1}) = (120 * 9,81 * 0,35 * 1,5) * (2\pi * 8^{-1}) = 485 \text{ W}$$

$$n_2 = 7,5 - 15 \text{ ot/min}$$

### 2.8.1. Mechanický ruční pohon

Mechanický ruční pohon bude tvořen vhodným převodovým ústrojím, zajišťující svým převodovým poměrem přijatelný vstupní krouticí moment, nutný pro ruční pohon. Vstupní hřídel je možné osadit poháněcí pákou nebo věncem například volantem. Nevýhodou poháněcí páky oproti poháněcímu věnci jsou takzvané mrtvé polohy v průběhu obrátky. Mechanický pohon je nutné opatřit pojistnou zarážkou, minimálně v základní (nástupní) poloze, lépe však v několika polohách, rovnoměrně rozmístěnými pro případnou simulaci evakuace z převráceného vozu. Stěžejním parametrem ručního pohonu bude volba převodového poměru. Pro uvažované parametry: maximální výstupní moment  $M_2 = 618 \text{ Nm}$ , minimální přijatelné otáčky kabiny simulátoru  $N_2 = 7,5 \text{ ot/min}$  a předpokládané maximální otáčky ručního pohonu na vstupu  $N_1 = 120 \text{ ot/min}$ , vycházejí následující parametry:

- Převodový poměr  $i = N_1 / N_2 = 120 / 7,5 = 16$
- Vstupní moment  $M_1 = M_2 / i = 618 / 16 = 38,6 \text{ Nm}$

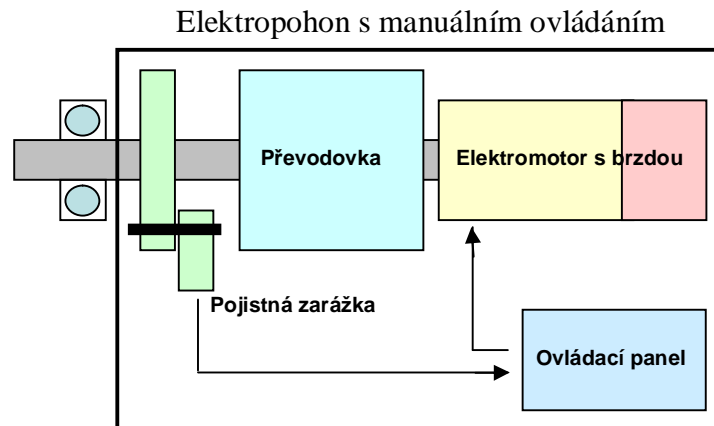
Výsledný vstupní moment  $M_1$  by byl pro ruční pohon obtížně překonatelný. Zvětšením převodového poměru by došlo ke snížení vstupního momentu, ale došlo by také k poklesu otáček na výstupu. Možným řešením je snížení výstupního momentu  $M_2$  zařazením vhodného protizávaží na stranu nezatíženou (případně méně zatíženou) posádkou simulátoru. Například protizávaží 50 kg umístěné na opačné straně sedícího pasažéra ve vzdálenosti 35 cm od podélné osy vozu způsobí snížení výstupního a vstupního momentu na hodnoty:

- Výstupní moment:  $M_2 = (m - m_{50}) * g * r * k = (120 - 50) * 9,81 * 0,35 * 1,5 = 360 \text{ Nm}$
- Vstupní moment:  $M_1 = M_2 / i = 360 / 16 = 22,5 \text{ Nm}$

Využitím eventuálního protizávaží však dojde k negativnímu vlivu na základní polohu, v které by protizávaží působilo vzniklým momentem. Při návrhu mechanického ručního pohonu je možné uvažovat s účinkem momentu vzniklého nesouměrným zatížením levé a pravé strany kabiny simulátor posádkou a případným protizávažím. U simulátoru institutu AČR je tento účinek využíván nejen pro rozběhovou fázi, ale vhodným působením lidské síly obsluhy přímo na karoserii je dosaženo otáčení kabiny. V kapitole, návrh řešení pohonu ve variantě mechanického ručního pohonu, bude nutné řešit následující oblasti: rozhodnout o využití protizávaží, zvolit vhodný převodový poměr, navrhnout vhodný typ převodu a zajistit funkci pojistné zarážky.

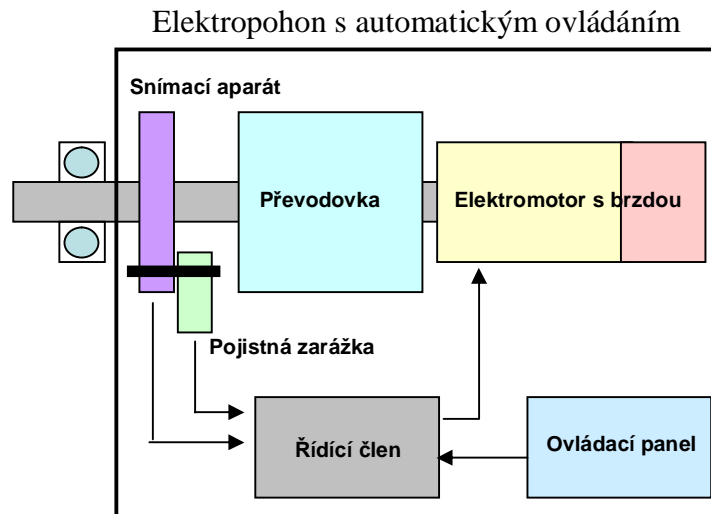
## 2.8.2. Elektropohon

Na základě výše uvedených požadavků a vstupních parametrů lze elektropohon schématicky znázornit takto:



obr. 2-8 Blokové schéma elektropohonu s manuálním ovládáním

Ovládání elektropohonu lze kromě tzv. manuální varianty ovládání rozšířit i o automatický režim s naprogramovaným cyklem obrátek a výdrží ve zvolených polohách. Schematický návrh rozšířené varianty by pak vypadal následovně:



obr. 2-9 Blokové schéma elektropohonu s automatickým ovládáním

V kapitole, návrh řešení pohonu ve variantě elektropohonu, bude nutné řešit jednotlivé prvky soustavy: elektromotor s brzdou, převodovka, pojistná zarážka, řídicí člen pro automatické ovládání se snímacím aparátem a ovládací panel. Dále bude nutné vyřešit funkci nouzového zastavení a rezervního pohonu pro situaci výpadku napájecí soustavy.

## **2.9 Provozní a bezpečnostní zhodnocení**

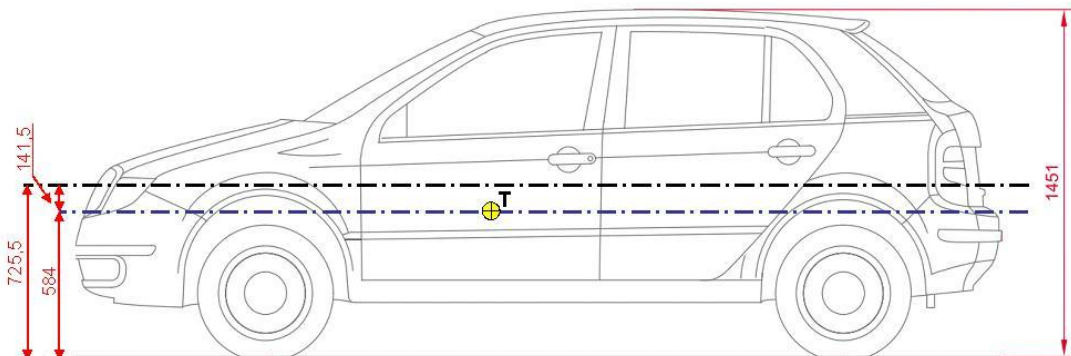
Z tohoto pohledu je třeba při návrhu zohlednit následující požadavky:

- Umožnit bezpečné a pohodlné nastupování a vystupování.
- Možnost zkoušky evakuace z převráceného vozu, případně i otvorem pro spouštěcí sklo bočních dveří.
- Zajistit nemožnost otevření bočních dveří během otáčení kabiny.
- Připravit návod k obsluze zařízení.

### 3. Konstrukční řešení

#### 3.1 Osa otáčení

Při reálné nehodě automobilu, při níž dojde k překlopení vozu, vykonává vozidlo s posádkou a nákladem složený pohyb se složkou rotačního pohybu kolem osy otáčení. Nejčastěji dochází k překlopení vozu kolem podélné osy vozu, tj. překlopení přes bok vozu. Nehody, při kterých dochází například k rotaci kolem příčné osy automobilu, tj. překlopení přes přední část vozu, nejsou v provozu tak běžné a navrhované zařízení je z technických důvodů nebude simulovat. Při překlopení vozu kolem podélné osy mohou nastat dvě varianty překlápění vozu. U první varianty se vozidlo při rotaci pohybuje po podložce, neboli se kutálí. Při zjednodušení je osa otáčení dána geometrickými rozměry karoserie jako výška a šířka vozidla. Při druhé variantě se vozidlo otáčí ve volném prostoru bez kontaktu s podložkou či jinou překážkou. Zde osa rotace prochází těžištěm vozu. Na následujícím obrázku je znázorněna výšková poloha střední osy vozu a osy protínající těžiště vozu v pohotovostním režimu. Rozdíl u vozu Škoda Fabia hatchback činí 141,5mm.



obr. 3-1 Poloha osy otáčení na svislé ose při převrácení vozidla

#### Stanovení polohy osy otáčení

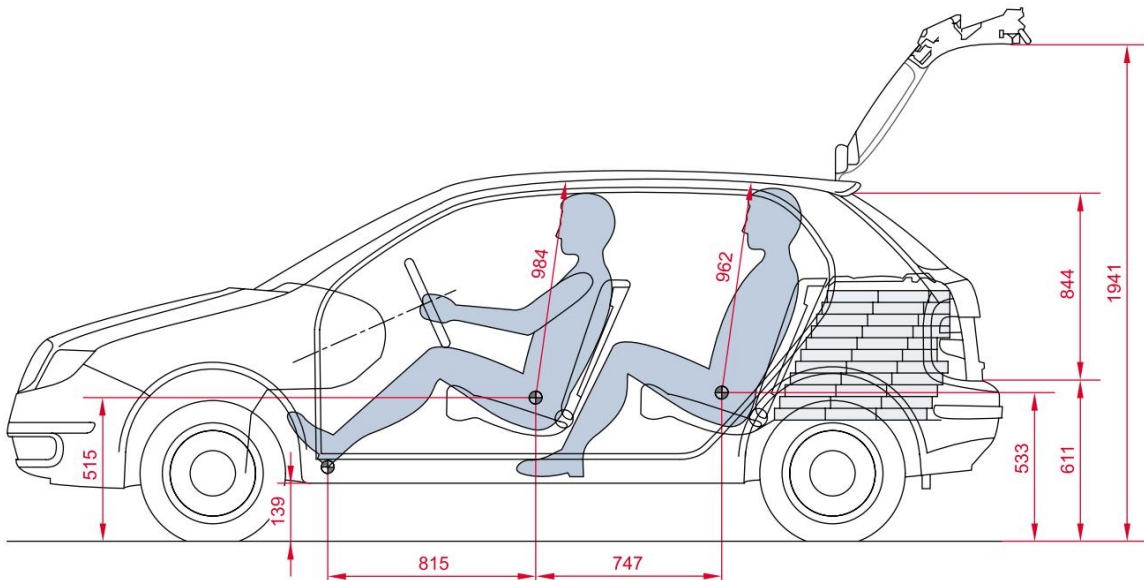
Při volbě polohy osy otáčení pro navrhované zařízení je však třeba zohlednit nutnost minimalizace nevývažku. Vzhledem k předpokládané vysoké hmotnosti rotačních hmot simulátoru s osádkou cca 1200 kg, vyvolá odchylka těžiště od osy otáčení 1 cm moment 120 Nm, který bude muset překonávat pohon otáčení simulátoru, ať již elektrický nebo mechanický (ruční). Vzhledem k výše uvedené skutečnosti, minimalizovat nevývažek rotačních hmot simulátoru, je třeba odhadnout polohu těžiště rotačních hmot, které se skládají z karoserie vozu, otočné části rámu a posádky. Pro navrhovanou otočnou konstrukci kolem podélné osy a pohon otáčení lze polohu těžiště v podélném směru zanedbat. Naopak v **příčné** a **svislé** ose je třeba polohu těžiště co nejpřesněji vyšetřit.

### a) Těžiště posádky

Z technického zadání plyne požadavek na možné obsazení simulátoru jednou až čtyřmi osobami.

**Poloha těžiště v příčné ose:** Při lichém obsazení simulátoru dojde k nevyvážku vycházející z maximální předpokládané hmotnosti pasažéra 120 kg a vzdáleností středu sedadla v příčném směru od středu vozu 350mm. Na polohu osy otáčení v příčném směru nebude mít vliv, vzniklý moment bude překonávat pohon otáčení simulátoru. Případně by mohl být kompenzován protizávažím.

**Poloha těžiště na svislé ose:** Z dostupných údajů od výrobce je udávána poloha výšky sedadel měřeno v úrovni kyčelních kloubů od podložky na předních sedadlech 515 mm na zadních 536 mm.



obr. 3-2 Poloha těžiště posádky na svislé ose

Těžiště sedícího člověka je udávána asi 200 mm nad pasem. Přičtením této hodnoty dostáváme polohu těžiště na svislé ose a to 535 mm na předním sedadle a 556 na zadním sedadle. Tyto hodnoty se již velice přiblížily poloze těžiště vozu 584 mm nad podložkou. Z výše uvedeného vyplývá, že posádka posune těžiště směrem dolů. Vzniklý moment nevyvážku posádky 200 kg na předním sedadle a 200 kg na zadním sedadle:

$$M = M_p + M_z = m_p * g * r_p + m_z * g * r_z$$

$$M = 200 * 9,81 * (584 - 535) + 200 * 9,81 * (584 - 556) = 96,1 + 54,9 = 151 \text{ Nm}$$

Velikost momentu je menší než případný moment nevyvážku posádky v příčné ose a jeho účinky bude překonávat pohon otáčení. Pro polohu osy otáčení bude tento vliv zanedbán.

### b) Těžiště rotační části rámu:

Rotační část rámu je navržena jako klikový hřídel tvořený podélníkem spojený z každé strany klikou k otočnému čepu.

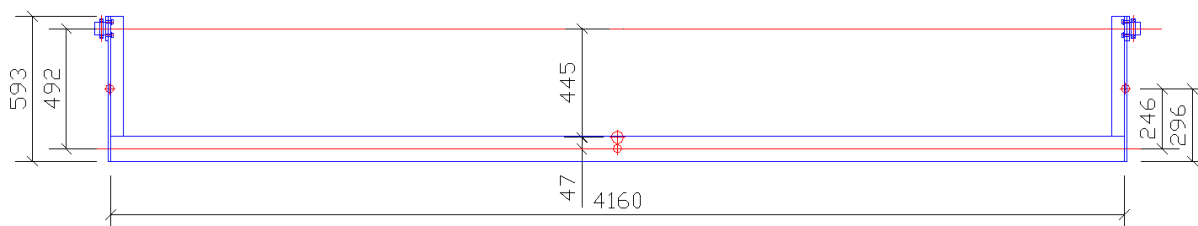
**Poloha těžiště v příčné ose:** V příčném směru leží těžiště na ose (uprostřed karoserie).

**Poloha těžiště na svislé ose:** Z předběžného výpočtu v kapitole 6. pevnostní výpočty je podélník navržen jako dutý kruhový profil s označením CHS 101,6 x 6 mm s měrnou hmotností 14,2 kg/m a klika z obdélníkového profilu s označením FL 100 x 10 mm s měrnou hmotností 7,85 kg/m s výztuží FL 50 x 10 mm s měrnou hmotností 3,93 kg/m. Hmotnost rámu:

$$m_r = m_n + (2 * m_p); \quad m_r = 4,16 * 14,2 + 2 * 0,593 * (7,85 + 3,93) = 73 \text{ kg}$$

Poloha celkového těžiště rámu je počítána jako vzdálenost na svislé ose od těžiště podélníku:

$$Z_T = \frac{2 * m_p * 246}{m_n + 2 * m_p} = \frac{2 * 7 * 246}{59,1 + 2 * 7} = 47,2 \text{ mm} \cong 47 \text{ mm}$$



obr. 3-3 Otočný rám – poloha těžiště

### c) Těžiště karoserie

Z dostupných informací výrobce vozu Škoda Fabie leží poloha těžiště vozu v podélném směru 971 mm směrem dozadu od středu předního kola, 584 mm od podložky pro vůz při pohotovostní hmotnosti. V příčném směru není údaj dostupný. Předpokládaným odstrojením těžkých vozidlových skupin strojového spodku vozu, motoru s převodovkou a dalších dílů dojde ke změně polohy těžiště odstrojené karoserie.

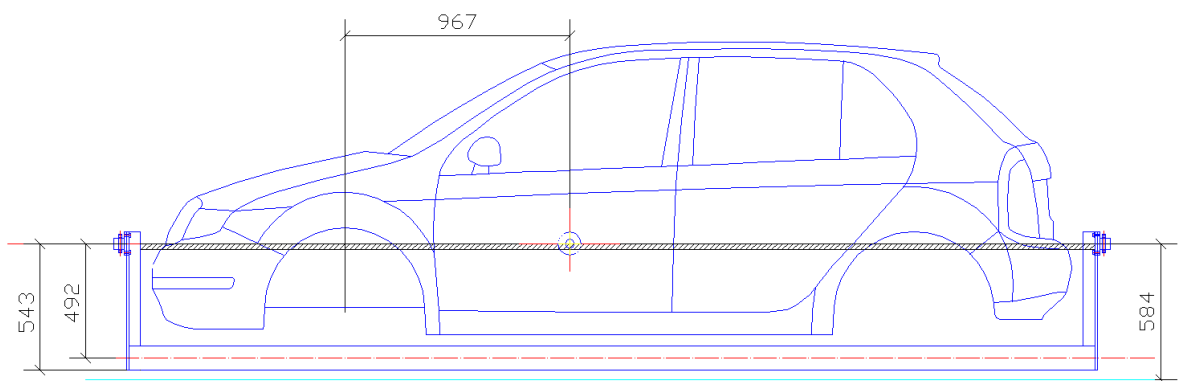
**Poloha těžiště v příčné ose:** Vzhledem k cílené konstrukční souměrnosti pravé a levé strany karoserie budeme předpokládat polohu těžiště uprostřed vozu v příčné ose.

**Poloha těžiště na svislé ose:** Pro stanovení polohy těžiště na svislé ose rozdělím demontované strojové skupiny na oblast motorového prostoru a oblast strojového spodku vozu. Hmotnost dílů demontovaných z motorového prostoru odhaduji na cca 150 kg s předpokládanou polohou jejich výsledného těžiště na svislé ose zhruba ve stejné výšce jako u kompletního vozu. Demontáž této skupiny dílů by tedy neměla výraznou měrou změnit polohu těžiště karoserie na svislé ose. U dílů strojového spodku

vozu, mezi které patří vozidlová kola, brzdy, nápravy s pérováním a řízením a hnací hřídele, odhaduji hmotnost na cca 150kg, s předpokládanou polohou společného těžiště na svislé ose ve výšce cca 100 mm nad středem kol, tj. o 261 mm níže, než těžiště kompletního vozu. Demontáží této skupiny dílů dojde k posunutí těžiště karoserie směrem nahoru. Pro odhad polohy těžiště rotačních hmot na svislé ose lze při zjednodušení předpokládat, že nevyvážek vzniklý demontáží strojového spodku bude kompenzován nevyvážkem otočného rámu a nevyvážkem posádky.

Celková hmotnost rotační části simulátoru bez posádky:

$$m_c = m_{\text{vozidla}} - m_{\text{motoru}} - m_{\text{podvozku}} + m_{\text{rámu}} = 1010 - 150 - 150 + 73 = 783 \text{ kg}$$



obr. 3-4 Otočná část simulátoru – zvolené pásmo polohy osy otáčení

### Závěr:

Z výše uvedeného rozboru je patrné, že nejvhodnější poloha osy otáčení vozu bude:

- na příčné ose** – v případě požadavku na vyvážení karoserie a rámu bez posádky je nejvhodnější osu otáčení umístit do středu vozidla. Vhodným vyosením by však bylo možné kompenzovat moment vzniklý nevyvážkem posádky, při lichém obsazení simulátoru.
- na svislé ose** - nejvhodnější poloha se dle předpokladů jeví v pásmu ohraničeném polohou těžiště vozu a odhadnutou hodnotou 5mm níže. V tomto pásmu bude vhodné navrhnout možnost seřízení konečné polohy osy otáčení na svislé ose.

## 3.2. Systém vyvážení

Význam vyvážení rotačních hmot simulátoru nespočívá vzhledem k nízké frekvenci otáčení v odstranění vibrací. Vzhledem k vysoké hmotnosti rotačních hmot bude nevyváženek způsobovat moment, který bude muset překonávat pohon otáčení. V předešlé kapitole byly již z pohledu vyvážení řešeny podstatné úkoly. Nejdůležitějším krokem byla volba správné polohy osy otáčení. Ta by v ideálním případě měla procházet těžištěm rotačních hmot. Z výše uvedeného vyplývá neméně důležitý krok a tím bylo určit polohu těžiště. Rotační hmoty jsou složeny z kabiny, rámu a posádky. V předešlé kapitole byla poloha výsledného těžiště spíše odhadnuta. Těžiště otočného rámu lze velmi přesně vypočítat, ovšem nepřesnosti jsem se mohl dopustit při stanovování těžiště kabiny. Pro přesnější stanovení polohy těžiště kabiny by bylo možné v případě realizace spočítat přesnou polohu těžiště. Pomocí metody vážení vozidla, v našem případě by se jednalo o připravenou kabinu neboli odstrojený vůz, lze určit polohu těžiště na příčné a podélné ose. Pro určení polohy těžiště na svislé ose je možné použít metodu vážení podélně nakloněného vozidla. U těžiště posádky simulátoru situaci komplikuje možnost vytížení jedním až čtyřmi pasažéry. Při lichém vytížení simulátoru bude vždy jedna strana vozu více zatížená. Vzniklý nevyváženek způsobí moment, který bude překonávat pohon otáčení. V kapitole 2.8.1 ideový návrh mechanického pohonu byla zmíněna možnost snížení tohoto momentu. V případě, že by simulátor byl pasažéry cíleně obsazován tak, aby byla vždy větší zátěž například na levé straně vozu, je možné využít protizávaží umístěné na pravou stranu, případně posunout osu otáčení v příčném směru doleva. Následně je ovšem nutné počítat s působením takto vyvolaného momentu v nulové poloze při neobsazeném simulátoru.

### a) Návrh varianty s protizávažím

Maximální rozdíl zatížení levé strany proti pravé straně 120 kg vyvolá na rameni 0,35m moment  $M_{\max} = m * g * r = 120 * 9,81 * 0,35 = 412 \text{ Nm}$ . Opačnou variantou je vytížení obou stran simulátoru dvěma, případně čtyřmi osobami, kdy může nastat situace, že nedojde ke správnému rozložení posádky a vznikne například maximální rozdíl pravé strany oproti levé 30 kg. Velikost vyvolaného momentu je  $M_{\min} = m * g * r = 30 * 9,81 * (-0,35) = -103 \text{ Nm}$ . Výpočet vhodného momentu je třeba provést s ohledem pro obě krajní situace vytížení simulátoru:  $M = (M_{\max} + M_{\min}) / 2 = (412 - 103) / 2 = 154,5 \text{ Nm}$ . Hmotnost závaží je následně závislá na umístění, respektive na vzdálenosti od osy

otáčení. Závaží by bylo možné umístit například do zavazadlového nebo motorového prostoru, případně do prostoru pro nádrž. Při umístění do vzdálenosti, například 0,35 m od osy otáčení, je třeba použít závaží o hmotnosti:

$$m = M / (r * g) = 154,5 / (0,35 * 9,81) = 45 \text{ kg.}$$

#### **b) Návrh varianty s posunutím osy otáčení v příčném směru**

Při této variantě by bylo využito momentu vzniklého posunutím osy otáčení vůči těžišti karoserie. Při zachování vstupních parametrů krajních podmínek zatížení simulátoru (maximální přetížení levé strany 120 kg a maximální přetížení pravé strany 30 kg) je výpočet potřebného posunutí osy otáčení směrem doleva na příčné ose následující:

$$M_{\max} - M_{\text{kabiny}} = M_{\text{kabiny}} + M_{\min}$$

$$M_{\max} - M_{\min} - 2 * M_{\text{kabiny}} = 0$$

$$m_{\max} * g * (r - y) - (m_{\min} * g * (r + y)) - 2 * (m_{\text{kabiny}} * g * y) = 0$$

$$120 * 9,81 * (0,35 - y) - (30 * 9,81 * (0,35 + y)) - 2 * (710 * 9,81 * y) = 0$$

$$y = 0,02006 \text{ m} = 20,06 \text{ mm}$$

#### **Závěr:**

Vzhledem k uvažované variantě ručního pohonu otáčení, je pro snížení potřebného krouticího momentu, vhodné využít jednu z možností vyvážení nesouměrného zatížení posádkou simulátoru. Byly představeny dvě možné varianty vyvážení v příčné ose, a to pomocí protizávaží nebo posunutím osy otáčení. U první varianty je nevýhodou navýšení celkové hmotnosti nejen rotačních hmot, ale i celkové hmotnosti simulátoru. Dále by bylo nutné zajistit bezpečné upevnění hmotného závaží. Z tohoto důvodu jsem vybral variantu s posunutím osy otáčení, kterou bych ještě rozšířil o možnost seřízení, například upevněním kabiny na rám přes oválné otvory. Tím by byla zajištěna možnost seřízení polohy například v rozmezí  $\pm 5$  mm.

### **3.3 Kabina simulátoru**

V kapitole ideový návrh kabiny simulátoru 2.5 byla vybrána varianta využití osobního vozu před variantou konstrukce kabiny s profilových prvků. V technickém zadání je zadavatelem specifikován vůz Škoda Fabia hatchback první případně druhé generace.

### 3.3.1 Příprava vozu Škoda Fabia pro použití na simulátor

Zde je třeba skloubit dvě protichůdná hlediska, a to zachovat co nejrealističtější vzhled vozu a maximální úsporu hmotnosti demontáží vozidlových skupin a dílů. Demontované díly navíc mohou najít své další uplatnění například při výuce.

#### **Interiér vozu:**

Interiér vozu by měl být zachován, pokud možno v původním stavu, z důvodu přímého kontaktu s pasažérem simulátoru. Především sedačky a bezpečnostní pásy, ale tak i přístrojová deska s volantem a sloupkem řízení, vnitřní obklady sloupků, dveří a stropu společně s pedály, středním tunelem a zasklením vozu mohou při překlopení vozu přijít do kontaktu s lidským tělem. Proto by měly být zachovány pro zajištění věrné simulace.

#### **Exteriér vozu:**

Z hlediska simulace překlopení vozu nejsou podstatné tyto vozidlové skupiny a díly:

- 1) Kompletní pohonné strojí: motor s příslušenstvím a převodovka s poloosami s podmínkou zachování plynového pedálu a řadicí páky
- 2) Kompletní výfuková soustava
- 3) Palivový systém: palivová nádrž s plovákem a podávacím čerpadlem
- 4) Brzdová soustava: brzdy přední a zadní nápravy, brzdový válec s nádobkou a posilovačem s podmínkou zachování brzdového pedálu a ruční brzdy
- 5) Přední náprava: nápravnice, spodní ramena, stabilizátor, převodovka řízení, spojovací tyče, tlumiče, pérování a těhlice
- 6) Zadní náprava: náprava, náboje kol, tlumiče a pérování
- 7) Vozidlová kola s rezervním kolem
- 8) Chladicí soustava: chladič, chladič klimatizace, propojovací potrubí a topení
- 9) Elektrická výzbroj vozu: akumulátor, stírací a omývací soustava

Pro snížení hmotnosti by přicházela v úvahu i demontáž kapoty, chladičové stěny, předních blatníků, nárazníků a osvětlovací soustavy. U těchto dílů je již třeba zvážit vliv na vzhled exteriéru vozu a případný přínos úspory hmotnosti. Páté dveře nejsou z hlediska simulace překlopení vozu podstatné, ale jejich demontáž nedoporučuji z hlediska zatékání do simulátoru.

Demontážním postupem jednotlivých dílů se práce nebude podrobně zabývat, jen je třeba zmínit, že před samotnou demontáží vozidlových skupin a dílů, je zapotřebí nejprve odpojit akumulátor a vypustit provozní náplně jednotlivých systémů. Po demontáži výše zmíněných dílů bude třeba zajistit případnými úpravami přijatelnou

funkci pedálů a volantu tak, aby nesnižovali věrnost reálného vozu. Bude nutné zkontrolovat a eventuelně zajistit, aby při otáčení karoserie nedocházelo k volnému pohybu nedemontovaných dílů na karoserii, například volné kabely s konektory.

### Upevňovací místa

Při volbě upevňovacích míst karoserie na otočný rám je kladen největší důraz na dostatečně pevnostně dimenzovaná místa. Nejvhodnějšími místy nejen z pohledu pevnostního, ale i z hlediska prostorového uspořádání, jsou spodní podélníky karoserie. Demontáží přední nápravice a zadní nápravy jsou v těchto místech na karoserii uvolněny otvory a úchytná místa, které bude možné pro upevnění využít.



obr. 3-5 Zvolené upevňovací body pro přední nápravu



obr. 3-6 Zvolené upevňovací body pro zadní nápravu

Vzdálenosti upevňovacích bodů od těžiště vozu:

*PN1: 906 mm směrem dopředu; 415 mm směrem doleva/doprava; 218 mm směrem dolu*

*PN2: 665 mm směrem dopředu; 288 mm směrem doleva/doprava; 326 mm směrem dolu*

*ZN1: 1077 mm směrem dozadu; 502,4 mm směrem doleva/doprava; 335 mm směrem dolu*

*ZN2: 1118 mm směrem dozadu; 589,4 mm směrem doleva/doprava; 335 mm směrem dolu*

## Funkce uzamykání bočních dveří a spouštěcích skel bočních dveří

Z hlediska bezpečnosti provozu simulátoru je nutné zajistit uzamknutí bočních dveří během simulace převrácení vozu. Případné otevření bočních dveří během otáčení, by mohlo mít nejen devastující účinky na samotný simulátor, ale především by mohlo dojít k ujmě na zdraví posádky. Z tohoto důvodu je nutné zajistit, aby po celou dobu byly boční dveře uzamčené a z interiéru kabiny je nebylo možné odemknout. Nejjednodušším řešením je odpojením vnitřních klik od táhla vedoucího k zámku bočních dveří. Dveře by tak otvírala samotná obsluha simulátoru vnější klikou. V případě nouze si pasažér může po stažení spouštěcího skla otevřít dveře pomocí vnější kliky. Pro zajištění možné simulace evakuace (vyproštění) z převráceného vozu, u kterého nelze otevřít boční dveře, je třeba zajistit mechanický pohon spouštěcích skel bočních dveří na klíčku. V případě, že určené vozidlo pro úpravu na simulátor nebude touto výbavou disponovat, je možná jednoduchá výměna spouštěčů za mechanické. Ty lze opatřit například na vrakovistiších.

### 3.4 Rámová konstrukce

Návrh rámové konstrukce je rozdělen na tyto oblasti: statická část, otočná část, uložení, upevnění kabiny a upevnění pohonu.

#### 3.4.1 Statická část

Statická část rámu je navržena jako podstavný rám opatřený pojezdovými kolečky se vzpěrami pro uložení otočného rámu.

**Podstavný rám:** Rozměry podstavného rámu jsou limitovány délkou otočné části simulátoru (4180 mm) a maximální šířkou přívěsného vozíku, na kterém bude simulátor přepravován (2090 mm). Podstavný rám je navržen jako svařená obdélníková konstrukce z profilové oceli obdélníkového průřezu 100 x 60 x 3 mm o rozměrech: délka 4340 mm a šířka 1900 mm. Do každého rohu konstrukce je doplněn profil obdélníkového průřezu 100 x 60 x 3mm, dlouhý 118 mm. Ten slouží pro zvětšení podpěrné plochy pro pojezdové kolečko. Konstrukce, je pak v každém rohu opatřena pojezdovým kolečkem, která

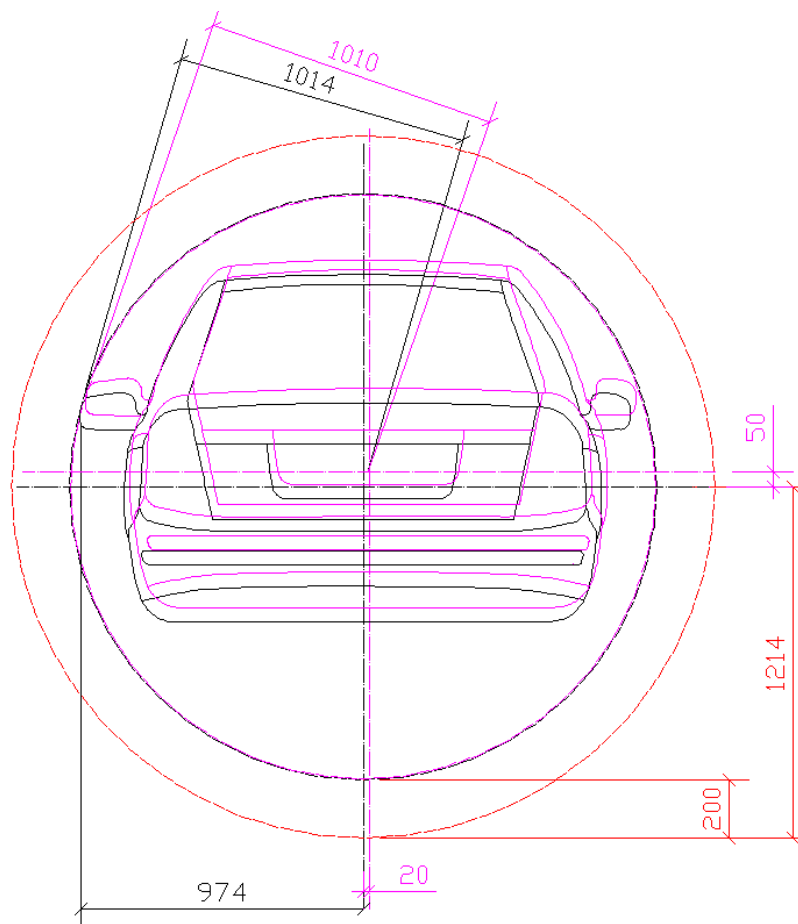


<b>Průměr kola:</b>	200 mm
<b>Šířka běhounu:</b>	50 mm
<b>Velikost desky:</b>	135x110 mm
<b>Rozteč otvorů:</b>	105x80 mm
<b>Průměr otvoru:</b>	12 mm
<b>Vystředění:</b>	65 mm
<b>Stavební výška:</b>	249 mm
<b>Zatížení:</b>	450 kg

obr. 3-7 Pojezdové kolečko - parametry

byla vybrána vzhledem k požadavkům: nosnost minimálně 350 kg; pryžový běhoun; otočná s brzdou. Byl vybrán typ 16621FR ELASTIC 200 M40 v internetovém obchodu Navrátil s.r.o. s cenou 1113,- za kus. Podstavný rám je dále nutné opatřit mezními dorazy umístěné v prostředku podélníků statického rámu. Které zajistí bezpečnou vzdálenost podložky od rotující části simulátoru.

**Vzpěra pro uložení otočné části simulátoru:** Pro stanovení polohy osy otáčení od podložky bylo nutné nejdříve vytvořit tzv. obálku otočné části simulátoru. Tím je myšleno ohraničit prostor, potřebný pro bezpečné otáčení otočné části. Obálka je vytvořena nejvzdálenějším bodem otočné části od osy otáčení. Na následujícím obrázku je znázorněna obálka k ose otáčení procházející těžištěm vozu černou barvou, fialovou je znázorněna obálka k posunuté ose otáčení o 50 mm směrem dolu (maximální poloha seřízení polohy osy otáčení ve svislém směru) a 20 mm směrem doleva (maximální poloha seřízení polohy osy otáčení v příčném směru).

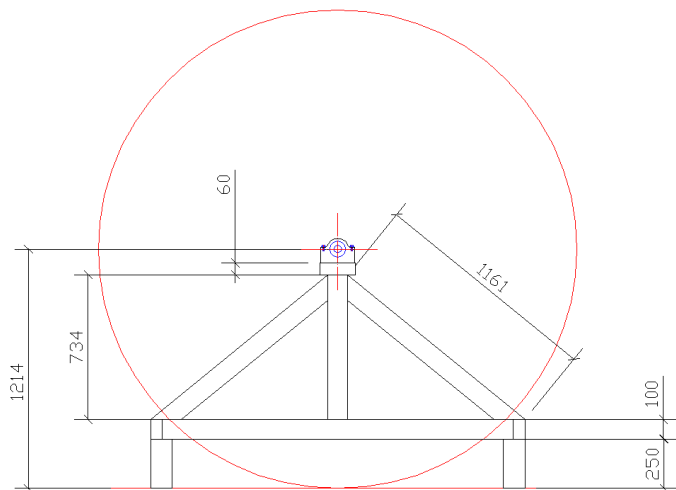


obr. 3-8 Obálka otočné části simulátoru

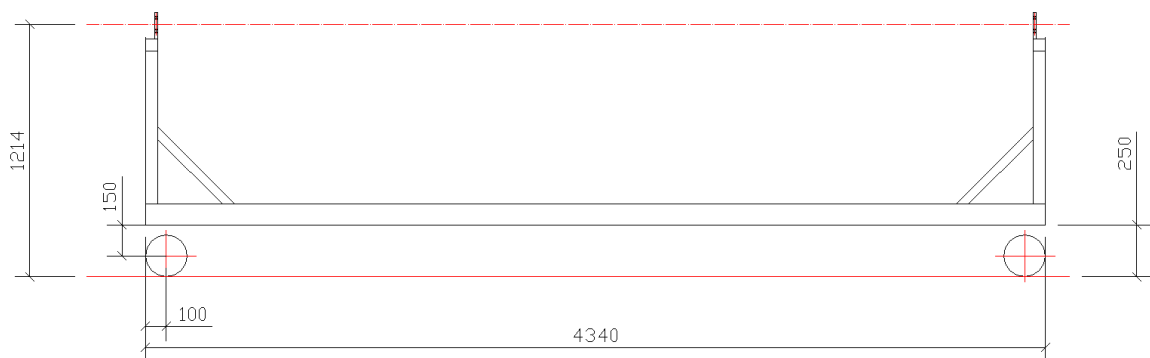
Pro stanovení vzdálenosti osy otáčení od podložky byla uvažována minimální rezerva 200 mm, která zajistí bezpečnou vzdálenost otočné části simulátoru od podložky

například při použití simulátoru na zvlněné podložce. Tato obálka je znázorněna červenou barvou. Vzdálenost osy otáčení od podložky je následně 1214 mm.

Vzpěra pro uložení otočné části simulátoru bude namáhána především na vzpěr působením radiální reakce otočné části v ložisku. Nejen z hlediska bezpečnosti, ale s přihlédnutím na možné naklonění simulátoru vlivem podložky, případně při nakládce simulátoru, je vhodné vyztužit vzpěru i pro zachycení reakcí v podélném a příčném směru. Vzpěra s bočními podpěrami je navržena ze stejného profilu jako podstavový rám tj. obdélníkový průřez RHS 100 x 60 x 3 mm. Podpěra pro vyztužení v podélném směru je navržena z dutého profilu kruhového průřezu CHS 48,3 x 3 mm.



obr. 3-9 Vzpěra pro uložení otočné části



obr. 3-10 Celkový pohled na statickou část

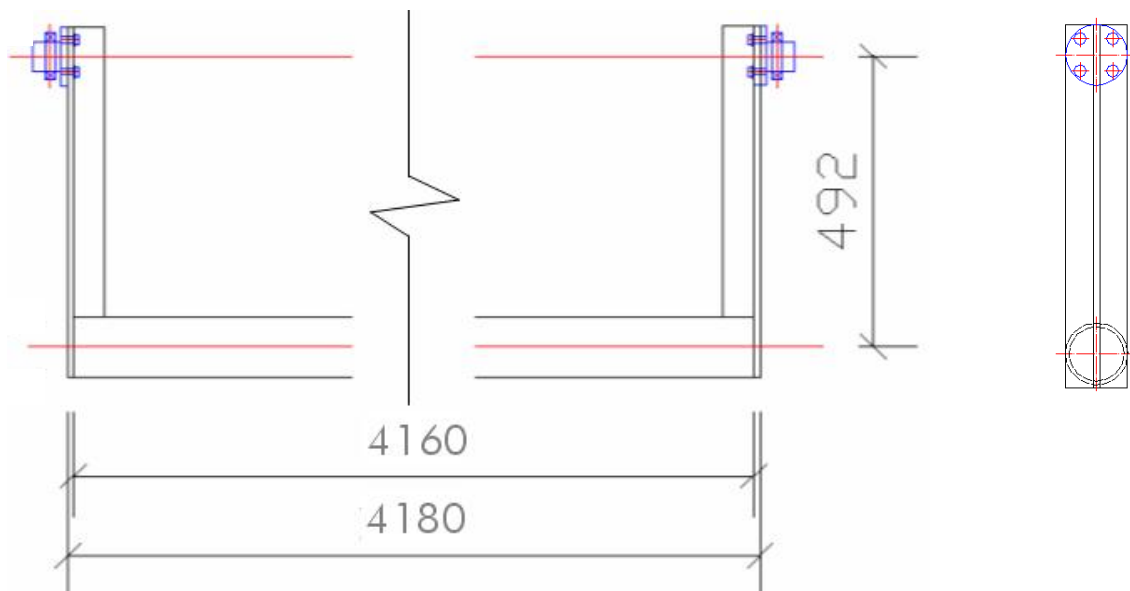
### 3.4.2 Otočná část

Otočná část simulátoru je navržena, jako podélný nosník, spojený svarem s každé strany klikou k otočnému čepu. Rozměry vycházejí z rozměrů kabiny a polohy osy otáčení ve svislém směru.

**Podélný nosník:** Délka kabiny se rovná celkové délce vozu 3960 mm, ovšem při návrhu prostoru pro kabinu v podélném směru, byla přidána s každé strany 50 mm veliká mezera. Délka nosníku je pak navržena 4160 mm. Při návrhu profilu podélného nosníku bylo nutné zohlednit nejen namáhání na ohyb, ale během otáčení dochází k vychýlení těžiště od osy podélníku a vzniklý moment jej namáhá i na krut. V kapitole základní pevnostní výpočty je toto kombinované namáhání vyšetřeno a se stanovenou

bezpečností byl navrhnout nosník s kruhovým profilem s označením CHS 101,6 x 6 mm. Kruhový profil byl zvolen z důvodu zachování konstantních průřezových charakteristik pro libovolné natočení profilu.

**Klika:** Délka kliky byla navržena vzhledem: ke zvolené poloze osy otáčení ve svislém směru, k navrženému profilu podélného nosníku a k uvažovanému spojení s otočným čepem pomocí příruby. Výsledná celková délka je 593 mm, osová vzdálenost otočného čepu a podélného nosníku činí 492 mm. Klika představuje, vetknutý nosník, zatěžován střídavě na tah, ohyb a tlak (vzpěr), vzhledem k okamžité poloze natočení. Dále je klika namáhána reakčním ohybovým momentem (silovou dvojicí) od zachycení krouticího momentu podélného nosníku. V kapitole základní pevnostní výpočty je toto kombinované namáhání vyšetřeno a se stanovenou bezpečností byl navrhnout nosník, s obdélníkovým průřezem FL 100 x 10 mm. Tento profil byl navrhnout s ohledem na průměr podélného nosníku a předpokládaného svarového spojení s ním. Klika však může být namáhána i na ohyb v podélném směru simulátoru, v případech kdy bude simulátor nakloněn. Při uvažovaném maximálním náklonu 15°, který by měl pokrýt nejen nájezdový úhel při nakládání, ale i maximální sklon vozovky při transportu, je třeba kliku vyztužit. Na vyztužení kliky byl navrhnout profil s obdélníkovým průřezem FL 50 x 10 mm.



obr. 3-12 Otočný rám

### 3.4.3 Uložení

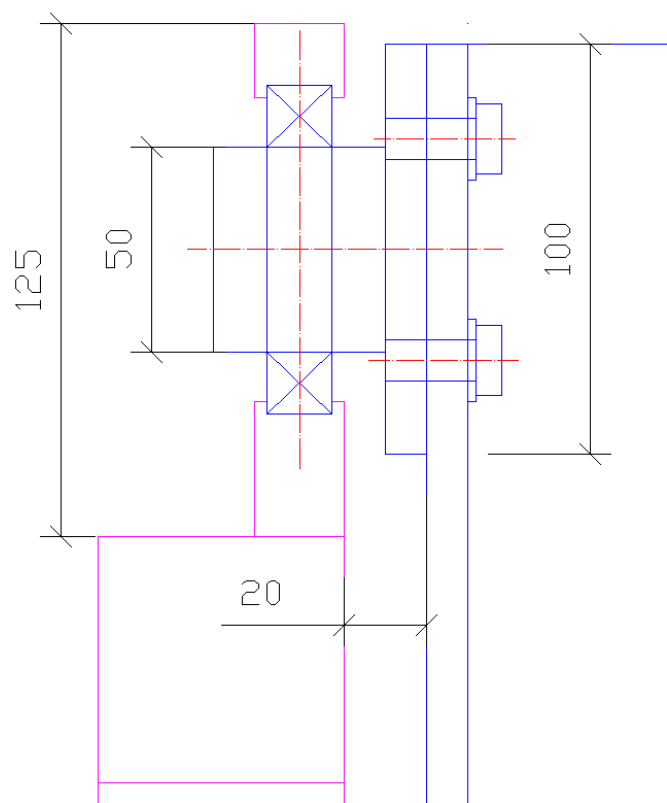
Otáčení rotační části simulátoru vůči statické části bude zajištěno pomocí čepu, valivého ložiska a pouzdra pro ložisko připevněného na přední a zadní podpěře.

**Otočný čep (hřídel):** Důležitými rozměry jsou průměr čepu a jeho délka. Čep bude zatěžován kombinovaným namáháním na: krut (pro poháněný čep), střih a ohyb. V kapitole základní pevnostní výpočty je toto kombinované namáhání vyšetřeno a se stanovenou bezpečností byl navrhnut čep o průměru 50 mm. Délka čepu vychází: z předpokládané mezery mezi ložiskem a přírubou pro připevnění k otočnému rámu, dále šířkou ložiska. U poháněného čepu je dále nutné započíst mezeru mezi ložiskem a hřídelovou spojkou pohonu otáčení a také délku přesahu pro aplikaci hřídelové spojky.

**Příruba:** Pro připojení čepu k otočnému rámu byl vzhledem k eventuální možnosti demontáže zvolen rozebratelný spoj pomocí příruby. Ze strany čepu přivařené, ze strany otočného rámu spojenou čtyřmi šrouby M10. Tloušťka příruby byla zvolena ze stejné síly jako klika otočného rámu tj. 10 mm. Průměr příruby je 100 mm a průměr roztečné kružnice závitových otvorů je 76 mm.

**Ložisko:** Vstupními parametry pro výběr správného ložiska jsou: zatížení dominantně radiální reakcí (pouze při naklonění simulátoru vznikne axiální složka), dále velikost radiálního zatížení a průměr čepu (hřídele). Pro dané parametry bylo vybráno jednořadé kuličkové ložisko radiální, typ 6010 ( $d = 50$  mm;  $D = 80$  mm;  $B = 16$  mm;  $C = 13147$  N).

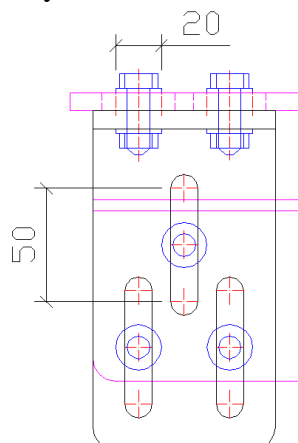
**Uložení ložiska:** Uložení zvoleného ložiska je navrženo jako dělené pouzdro spojené pomocí dvou šroubů M10. Spodní část pouzdra je pomocí svarového spoje připevněna ke vzpěře statického rámu. Vstupními parametry je vnější průměr ložiska a jeho šířka.



obr. 3-13 Detail uložení otočného rámu

### 3.4.4 Upevnění kabiny

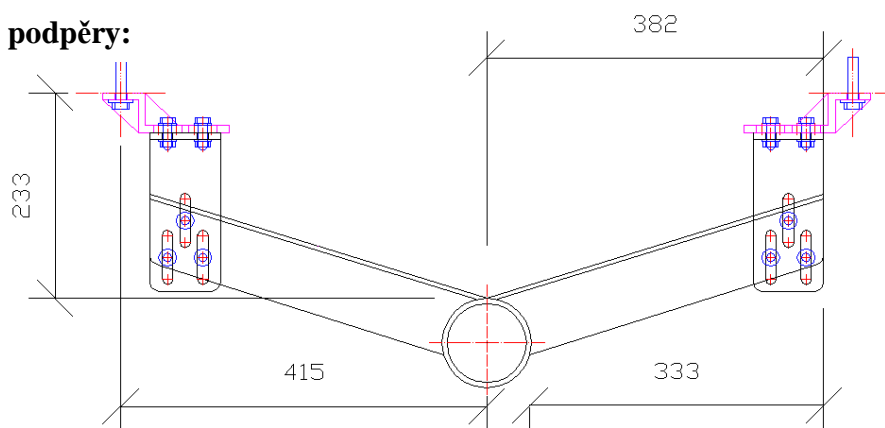
Vzhledem k poloze vybraných upevňovacích bodů na karoserii jsou navrženy dvě přední a jedna zadní podpěra. Podpěry musí umožňovat seřízení polohy kabiny a to v příčném směru o 20 mm, pro zajištění možnosti vyosení kabiny, pro kompenzaci nevývažku posádky. A ve svislém směru o 50 mm pro seřízení polohy osy otáčení, a tím vyvážení otočné části simulátoru bez posádky. Možné řešení upevnění umožňující



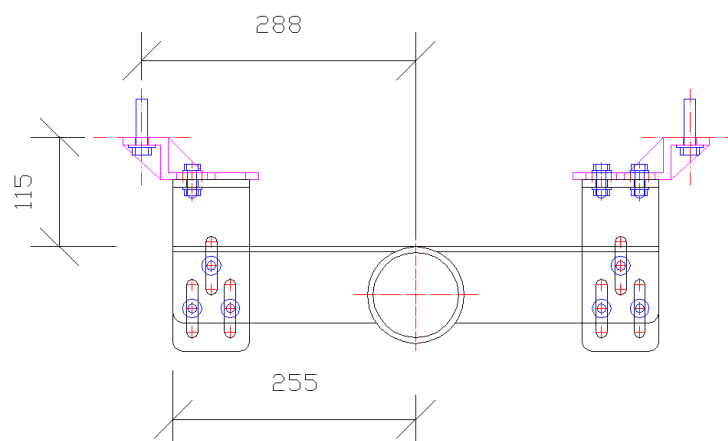
obr. 3-14 Detail upevnění s možností seřízení

seřízení v obou směrech v požadovaném rozmezí je na obrázku 3.14. Podpěry přivařené k podélnému nosníku jsou navrženy z profilu L x 80 x 80 x 5 mm. Pomocí 3 šroubových spojů M10 je k podpěře připevněn vložený díl s oválnými otvory, umožňující seřízení ve svislém směru. K druhému konci vloženého dílu, je pomocí 2 šroubových spojů, připevněn upevňovací díl karoserie. Ten je opatřen oválnými otvory pro umožňující seřízení v příčném směru.

#### Přední podpěry:

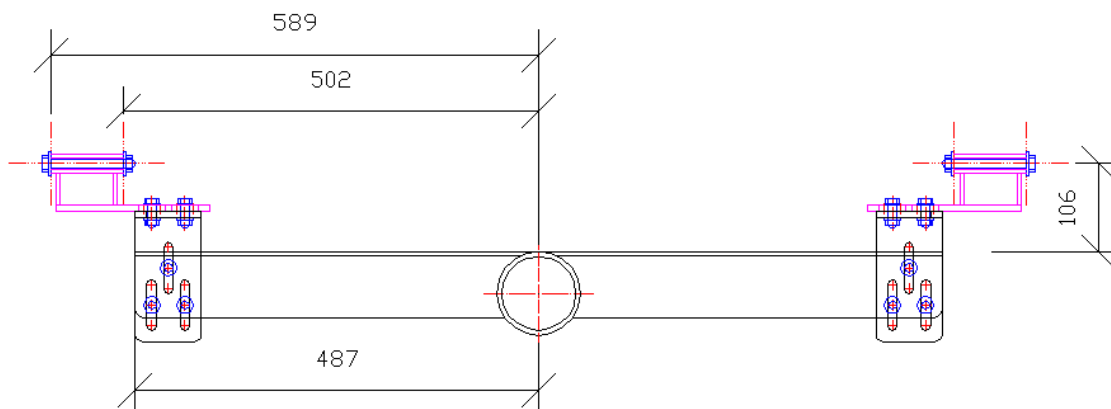


obr. 3-15 Podpěra pro upevnění v bodech PN1



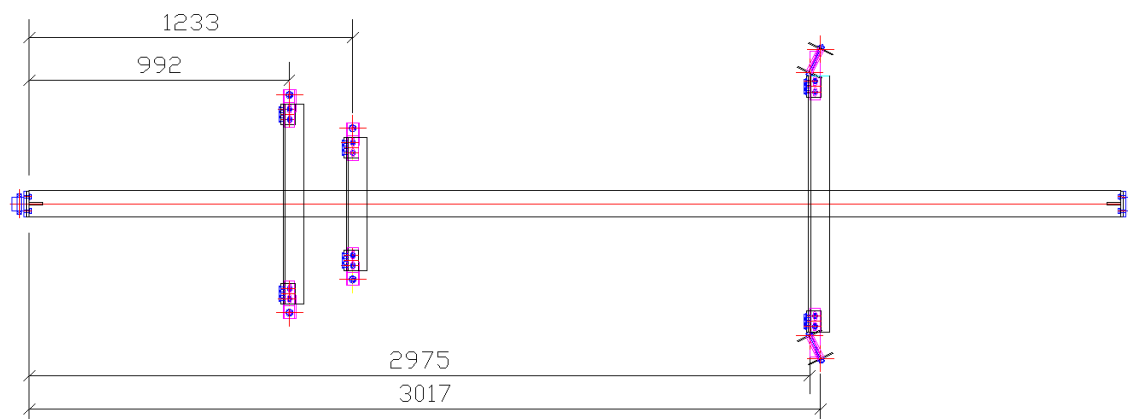
obr. 3-16 Podpěra pro upevnění v bodech PN2

### Zadní podpora:



obr. 3-17 Podpěra pro upevnění v bodech ZN1 a ZN2

### Umístění podpěr na otočný rám:



obr. 3-18 Umístění podpěr na otočný rám

### 3.4.5 Upevnění pohonu

Upevnění pohonu bude navrženo jako jednoduchý nosný rám pro převodovku a elektromotor, který je pomocí svarových spojů připevněn ke vzpěře statické části rámu. Upevnění musí zajistit možnost seřízení polohy, jak převodovky, tak elektromotoru pro zajištění souososti hřídele. Přesné rozměry se budou odvíjet od vybraného typu převodovky a elektromotoru.

### 3.5 Aplikace na přívěsný vozík

Pro aplikaci simulátoru na přívěsný vozík bylo nutné vybrat vhodný přívěsný vozík za osobní automobil. Při výběru bylo nutné zohlednit: celkové rozměry statické části rámové konstrukce simulátoru (délka 4340 mm a šířka 1900 mm), celkovou hmotnost simulátoru (maximálně 1100 kg), sklopnou ložnou plochu zajišťující rovinu pro

nakládku a vykládku s maximálním nájezdovým úhlem 15°. Dále by ve výbavě vozíku nemělo chybět manipulační kolečko na oji, fixační body, ruční případně elektrický naviják a rezervní kolo. Vzhledem k výše uvedeným požadavkům, se bude jednat o jednu z největších investic při realizaci návrhu.

#### **Přívěs Trojan typ A2513 HT:**



**obr. 3-19** Přívěs Trojan A2513HT

Ložná plocha hydraulicky sklopná  
Rozměry ložné plochy: 4500 x 1950 mm  
Nájezdový úhel: 10,5°  
Celková hmotnost: 2500 Kg  
Pneu: 175 R14“C  
Výbava: ruční naviják, pojezdové kolečko  
Cena 98 000,- (rezervní kolo + 3800,-)

#### **Přívěs Agados typ Adam 5:**



**obr. 3-20** Přívěs Agados Adam 5

Ložná plocha hydraulicky sklopná  
Rozměry ložné plochy 5150 x 2090  
Nájezdový úhel: 10°  
Celková hmotnost: 2600 Kg  
Pneu: R10“  
Výbava: Naviják, rezervní kolo, tlumiče pérování, zámek tažného kloubu.  
Cena 109 052,-

#### **Přívěs Fitzel typ EURO 30-20/48 T**



**obr. 3-21** Přívěs Fitzel EURO 30-20/48T

Ložná plocha hydraulicky sklopná  
Rozměry ložné plochy 4850 x 2000 mm  
Nájezdový úhel: 7,5°  
Celková hmotnost: 3000 Kg  
Pneu: 195/55 R10C  
Výbava: Vše za příplatek  
Cena: 227 000,-

Zvolil jsem přívěs značky Agados typ Adam 5, který i přes vyšší cenu o 5000,- než přívěs značky Trojan, nabízí větší užitnou hodnotu. Vozík značky Fitzel již v základní výbavě dvojnásobně převyšuje cenu konkurence, která svými parametry dostává potřebné aplikaci.

**Fixace** simulátoru na přívěsný vozík bude řešena pomocí dostatečně dimenzovaných přepravních popruhů s přezkou. Upevnění bude nutné provádět nejméně ke čtyřem fixačním bodům na přívěsu, k tomu určených.

**Stabilizace** přívěsu pro provoz simulátoru v naloženém stavu může být řešena pomocí stavitelných stabilizačních podpěr, které je možné zakoupit, případně vyrobit a následně na přívěs namontovat. Dále bude vhodné opatřit přívěs zakládacími klíny.

**Nakládka a vykládka** simulátoru na přívěs bude umožněna pomocí ručního navijáku, který je součástí vybavení přívěsu. Pro ulehčení lze přívěs doplnit vhodným elektrickým navijákem s napájecím napětím 12V. Zde je ovšem nutné počítat s napájením elektrického navijáku vlastním přívodním kabelem připojeného k akumulátoru vozu. Zásuvka tažného zařízení není sériově na osobních vozech na větší příkon dimenzována.

### 3.6 Příslušenství

Vzhledem k umístění kabiny vozu na rámovou konstrukci dojde ke zvýšení nástupních otvorů od podložky o 630 mm. Tím dojde k nekomfortnímu nastupování a vystupování z kabiny. Problém lze řešit třemi variantami:

**1) Teleskopické vzpěry:** Navrhnout vzpěry statického rámu podpírající uložení otočné části rámu teleskopické. Připojením na například hydraulické válce, by bylo možné regulovat výšku otočné části, kdy by dolní poloha sloužila pro komfortní nastupování a vystupování. Horní poloha by sloužila pro bezpečné otáčení kabiny simulátoru. Z bezpečnostních důvodů by rozběh pohonu otáčení musel být spojen s koncovým snímačem horní polohy. Tato varianta je použita u simulátoru VW.

**2) Nástupní pódium:** U této varianty je třeba navrhnout vyvýšené pódium z obou bočních stran simulátoru, které bude svou úrovní simulovat polohu podložky. Při konstrukci pódia je však nutné zajistit nejen jeho polohu v požadované úrovni simulující podložku, ale i v bezpečné zóně mimo obálku rotační části simulátoru. Tím by při konstrukci pódia „napevno“ k statickému rámu došlo k výraznému zvětšení celkové šířky simulátoru, která je z hlediska přepravy nežádoucí. Z tohoto důvodu je nutné navrhnout pódium snadno demontovatelné. Pro snadnou dostupnost na vyvýšené pódium jej bude třeba opatřit schody. Tato varianta je použita u simulátoru ÚAMK.

**3) Nástupní schůdky:** Jedná se o jednoduché mobilní čtyřstupňové schodiště s dostatečnou šířkou, kdy je nejvyšší stupeň patřičně hluboký pro komfortní nastupování a vystupování. Při použití simulátoru v pozici na přívěsu bude nutné zajistit druhé

schodiště pro dosažení potřebné nástupní úrovně, případně navrhnout jedno stupňovité schodiště pro obě varianty použití simulátoru. Při realizaci varianty použití nástupního schodiště je ovšem třeba zohlednit prostorová omezení pro následnou přepravu (tzn. navrhnout schodiště skládací). Tato varianta je použita u simulátoru institutu dopravní výchovy AČR.

**Zhodnocení:** První varianta vyniká především svou efektností pro pasažéry, dále nezvětšuje rozměry simulátoru a je ihned k použití (není nutná žádná instalace před použitím simulátoru). Ovšem velkým negativem je u této varianty nutnost opatřit simulátor kompletním hydraulickým systémem. V případě výběru této varianty, by již bylo vhodné zvážit pohon simulátoru hydraulickým motorem. Také by bylo nutné navrhnout samotné teleskopické podpěry. Druhá varianta nabízí jednoduché a nenáročné řešení vhodné pro současný návrh simulátoru. V případě výběru této varianty, bych doporučil zajistit její použitelnost pro oba režimy použití simulátoru, jak na podložce, tak na přívěsu. Třetí varianta představuje nejjednodušší řešení, které splní požadovanou funkci. Ovšem není nejefektivnější pro použití simulátoru více osobami, kdy by bylo nutné se schůdky přecházet. Pro současný návrh simulátoru bych z výše zmíněných důvodů preferoval druhou variantu.

**Elektrocentrála:** Pro použití simulátoru ve variantě s elektrickým pohonem v prostředí bez možnosti připojení na elektrorozvodnou síť, by bylo vhodné doplnit výbavu simulátoru o elektrocentrálu. Její parametry budou vycházet z použitého elektromotoru pohonu otáčení (jednofázový / třífázový a příkon motoru).

## 4. Návrh řešení pohonu

**Vstupní parametry:** Vstupními parametry pro návrh řešení pohonu jsou: kroutící moment a otáčky. Pro řešení elektropohonu dále výkon a elektrokompatibilita.

- **Kroutící moment pohonu:** V kapitole 2.8 byl vypočítán:  $M_k = M * k = 412 * 1,5 = 618 \text{ Nm}$  (při uvažovaném koeficientu 1,5). Pro snížení  $M_k$  pohonu byla v kapitole 3.2 vybrána varianta vyvážení s posunutím osy otáčení v příčném směru o 20 mm. Tím dojde k následujícímu snížení:  $M_k = (M - M_{\text{vyvážení}}) * 1,5 = (412 - 154,5) * 1,5 = 386,25 \text{ Nm}$ .
- **Otáčky pohonu:**  $n = 7,5 - 15 \text{ ot/min}$
- **Výkon pohonu:**  $P_{\text{min}} = M_k * \omega_{\text{min}} = 303,2 \text{ W}$ ;  $P_{\text{max}} = M_k * \omega_{\text{max}} = 606,4 \text{ W}$
- **Elektrokompatibilita:** 230 V; 50Hz

### 4.1 Mechanický pohon

**Převodový poměr:** Převodový poměr mechanického pohonu je volen z hlediska zajištění potřebných otáček na vstupu a výstupu. Kritérium přijatelného momentu na vstupu bude zajištěno za pomoci jak převodového poměru, tak i snížením požadovaného výstupního momentu, využitím momentu posunutím osy otáčení, viz. systém vyvážení. Volba převodového poměru mechanického pohonu je tedy počítána z poměru výstupních (požadovaných) otáček a otáček vstupních (maximálně otáčky ručně dosažitelné). Následný výpočet:

$$i = \frac{N_1}{N_2} = \frac{120}{7,5} = 16 \quad M_1 = \frac{M_2}{i} = \frac{386,25}{16} = 24,1 \text{ Nm}$$

K samotnému ručnímu pohonu bude nejvhodnější použít poháněcí věnec například volant. Při uvažovaném maximálním průměru 500 mm vychází při nejvyšším zatížení simulátoru ovládací síla o velikosti:

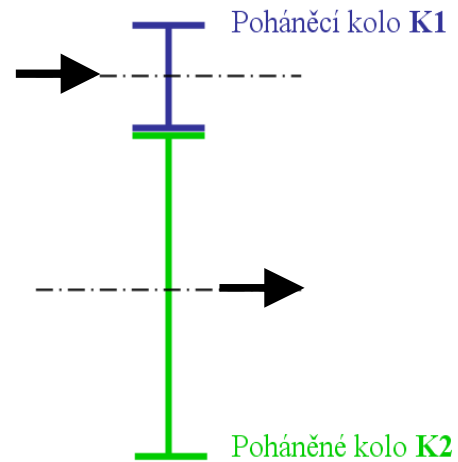
$$F_{\text{ovl}} = \frac{M_1}{r} = \frac{24,1}{0,25} = 96,4 \text{ N}$$

**Mechanický převod:** K zajištění požadovaného zpřevodování lze použít převod ozubenými koly. Jako nejvhodnější se jeví převod čelními ozubenými koly s přímým, eventuelně s šikmým ozubením. Kuželový převod není vhodný pro zachování rovnoběžnosti vstupní a výstupní osy otáčení. Při uvažovaném převodovém poměru a zvoleném modulu např.  $m = 2$  by jednostupňový převod měl ozubená kola s těmito parametry:

Poháněcí pastorek: minimální počet zubů  $Z_1 = 10$   $d_1 = Z_1 \cdot m = 10 \cdot 2 = 20$  mm

Poháněné kolo:  $Z_2 = Z_1 \cdot i = 10 \cdot 16 = 160$   $d_2 = Z_2 \cdot m = 160 \cdot 2 = 320$  mm

Velikost průměru poháněného kola může být využita k integraci s talíře pojistné zarážky do poháněného kola. Tj. poháněné kolo by bylo opatřeno vhodným počtem otvoru pro zajištění vhodného počtu pozic (např. 6 na každých 90° celkem 23 pozic) umístěných na roztečné kružnici odpovídající umístění pojistného kolíku. Vzhledem k uvažovaným parametrům mechanického převodu by bylo možné využít například pastorek startéru se setrvačником s podobným převodovým poměrem.



obr. 4-1 Kinematické schéma  
jednostupňového čelního převodu

## 4.2 Elektrický pohon

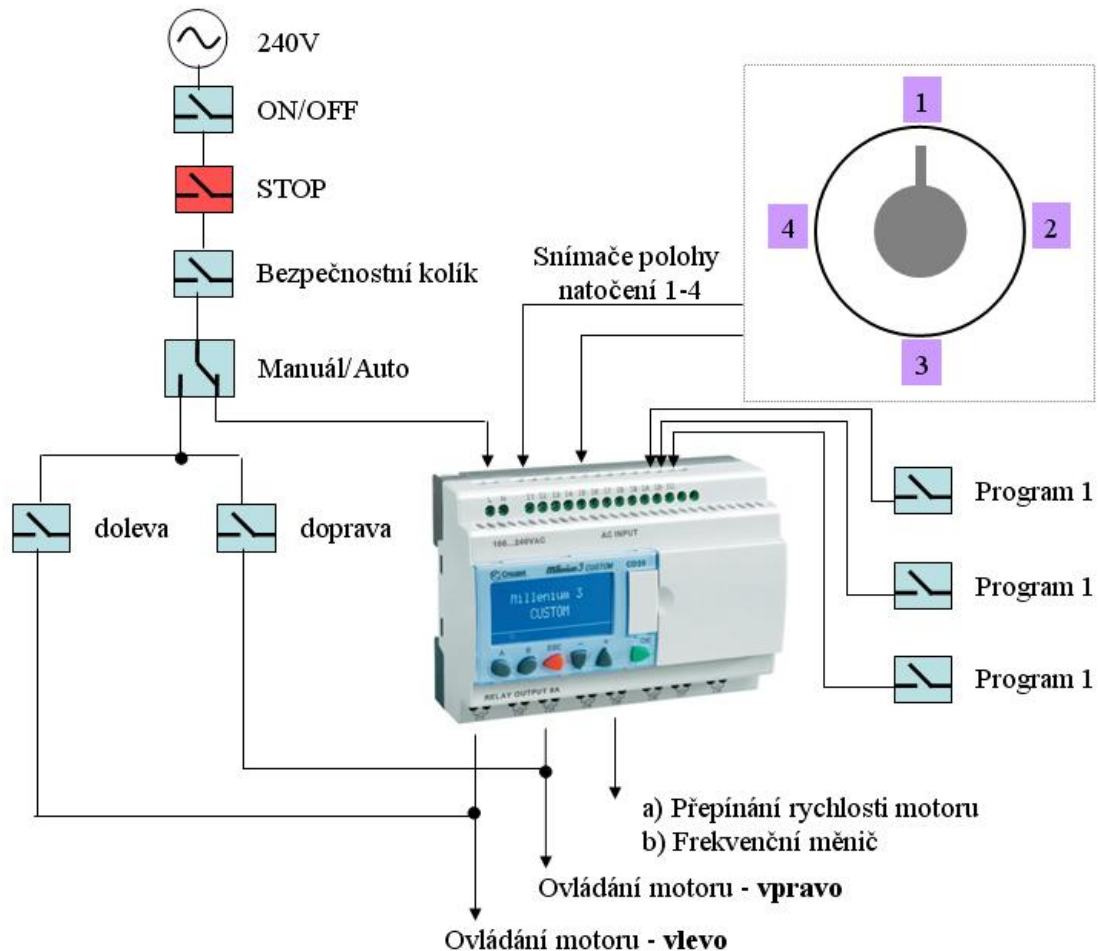
### 4.2.1 Elektrický pohon s manuálním ovládním

Obsluha simulátorů pomocí dvou tlačítek, kdy jedním tlačítkem je ovládáno otáčení simulátoru doleva, druhým doprava. Simulátor se otáčí na zvolenou stranu po dobu tisknutí příslušného tlačítka. U této jednoduché varianty však bude problematické zastavení přesně ve zvolené poloze. Využitím dvouotáčkového motoru by před zastavením bylo možné manuálně přepnout na nižší otáčky. Po následném odpojení napájení elektromotoru se aktivuje elektromagnetická brzda. Napájecí obvod pohonu je dále třeba vybavit snímačem odjištění pojistné zarážky, který zajistí odpojení napájení elektromotoru v zajištěné pozici.

### 4.2.2 Elektrický pohon s automatickým ovládním

Na ovládacím panelu pohonu simulátoru bude možné zvolit přepínačem mezi manuálním a automatickým řízením. Automatické řízení pohonu bude umožňovat řídicí systém, neboli logický kontroler (PLC) například CROUZET MILLENIUM 3 CD20R 240V AC. Ten je vybaven dvanácti vstupy, osmi reléově spínanými výstupy, EPROM pamětí pro řídicí úlohu a displejem a ovládacími tlačítky. Za pomoci vhodně rozmístěných snímačů polohy natočení simulátoru, bude moci řídicí systém realizovat

zvolený program (sled obrátek a výdrž). Dalšími vstupy budou ovládací tlačítka na ovládacím panelu pro volbu příslušného programu. Na výstupech bude zapojeno ovládání motoru – otáčení vlevo a otáčení vpravo, přepínání rychlosti elektromotoru. Blokovací brzda bude přímo zapojena do napájecího obvodu elektromotoru.



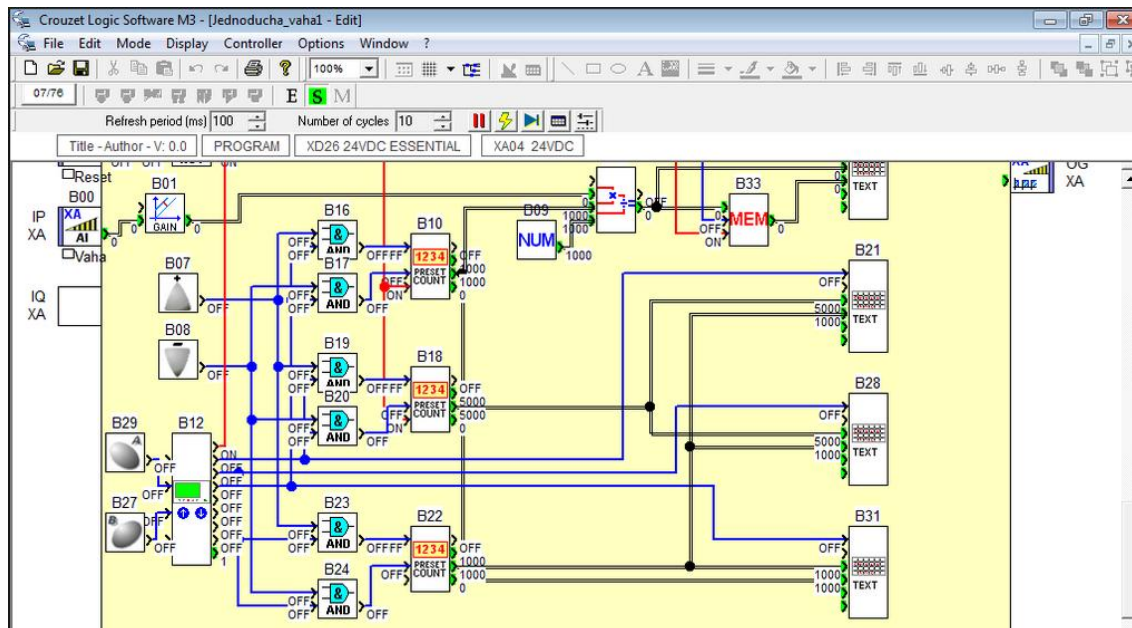
obr. 4-2 Blokové schéma zapojení automatického ovládání

Pro vytvoření ovládací úlohy (programu) je k řídicímu systému dodáváno i grafické vývojové prostředí M3 SOFT . Pomocí tohoto prostředí může být vytvořen libovolný program, neboli sled obrátek a výdrží ve zvolených pozicích. Příklady programů:

**Program 1:** 2,5 obrátky vlevo 900°; výdrž v poloze na střeše 3s; 2,5 obrátky vpravo 900° (navrácení do základní polohy)

**Program2:** 3,25 obrátky vlevo 990°; výdrž na boku 2s; 0,25 obrátky vlevo 90°; výdrž v poloze na střeše 5s; 0,5 obrátky vpravo 90° (navrácení do základní polohy)

Na následujícím obrázku je zobrazeno vývojové prostředí.



obr. 4-3 Vývojové prostředí řídicího systému (M3 Soft) [20]

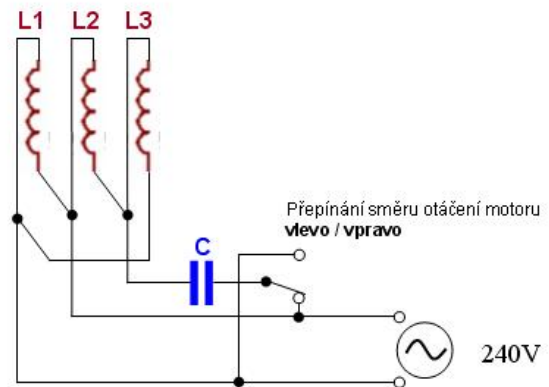
**Snímací aparát úhlu natočení** je tvořen čtyřmi indukčními snímači polohy rozmístěnými do čtyř základních poloh:  $S1 = 0^\circ$  (vůz na kolech);  $S2 = 90^\circ$  (vůz na levém boku);  $S3 = 180^\circ$  (vůz na střeše);  $S4 = 270^\circ$  (vůz na pravém boku). Vzhledem k nízkým otáčkám je pro zajištění spolehlivosti snímání třeba použít indukční snímače s vlastním napájením.

**Plynulost doběhu ve zvolené poloze** je u varianty se zapojením elektromotoru s kondenzátorem zajištěno pomocí dvouotáčkového elektromotoru, kdy je elektromotor přepnut na nižší otáčky  $90^\circ$  před zvolenou polohou. V momentě dosažení zvolené polohy je odpojeno napájení motoru a tím aktivována elektromagnetická brzda motoru. U varianty se zapojením elektromotoru přes frekvenční měnič je aktivováno plynulé brždění také  $90^\circ$  před zvolenou polohou. Při dosažení zvolené polohy je opět odpojeno napájení elektromotoru a tím aktivována elektromagnetická brzda.

**Zhodnocení variant řízení pohonu:** Návrh manuálního řízení předčí automatickou variantu jen z pohledu konstrukční jednoduchosti a nižší pořizovací cenou. Automatická varianta umožňuje jak manuální, tak automatické řízení. Vlastně se jedná o rozšíření manuální varianty a je možné ho kdykoliv do simulátoru doplnit. Z pohledu větší variability pohonu se vyplatí i investice do frekvenčního řízení otáček motoru pomocí frekvenčního měniče. Ten zajistí jednak plynulou regulaci otáček v širokém rozsahu, tak i plynulé dobrždění. Z bezpečnostního hlediska by automatický režim neměl být používán pro nácvik evakuace z převráceného vozu. Pro tuto situaci se jeví jako bezpečnější manuální režim s využitím pojistné zarážky.

### 4.2.3 Elektromotor:

**Typ motoru:** Při výběru typu motoru byly uvažovány varianty a) asynchronní jednofázový motor; b) asynchronní třífázový motor v zapojení s kondenzátorem, případně s frekvenčním měničem. Vzhledem k uvažovanému provozu simulátoru s otáčením na obě strany, je varianta s třífázovým motorem vhodnější. Při zapojení tohoto motoru s kondenzátorem, viz. schéma, je třeba počítat s poklesem účinníku motoru až na 0,75 (výkon motoru je třeba na tento pokles naddimenzovat). Zapojení přes frekvenční měnič je z hlediska investice nákladnější, ovšem je možné využít funkce **plynulé regulace otáček** a dalších funkcí dnešních sofistikovaných frekvenčních měničů na trhu.



obr. 4-4 El. schéma zapojení s kondenzátorem

**Výkon motoru:** Pro pokrytí požadavku 606,4 W s případným naddimenzováním pro zapojení s kondenzátorem se z nabízené palety jeví jako nejvhodnější výkon 750 W.

**Otáčky motoru:** Zvolil jsem běžně užívaný čtyřpólový motor s otáčkami 1395 ot/min. Případně dvouotáčkový motor 1400/700 ot/min pro variantu s pomalým doběhem.

**Upevnění:** Pro jednoduché spojení s převodovkou lze zvolit elektromotor s přírubou.

### 4.2.4 Převodovka

Vstupní parametry pro výběr převodovky je maximální výstupní moment  $M_k = 386,25$

a převodový poměr  $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1395}{15} = 93$ . Při výběru typu převodovky lze zvolit mezi

variantami a) čelní převodovka; b) kuželočelní převodovka c) šneková převodovka.

Kuželočelní převodovka oproti čelní umožňuje umístit elektromotor svisle dolů podél vzpěry oproti čelní převodovce, kdy je motor umístěn v ose simulátoru. Negativem je vyšší hmotnost převodovky a především vyšší cena. Pro zajištění vysokého převodového poměru, by však čelní i kuželočelní převodovka musela být nejméně dvou nebo třístupňová, viz. výpočet převodů při zvoleném modulu například  $m = 2$ .

#### Jednostupňový převod:

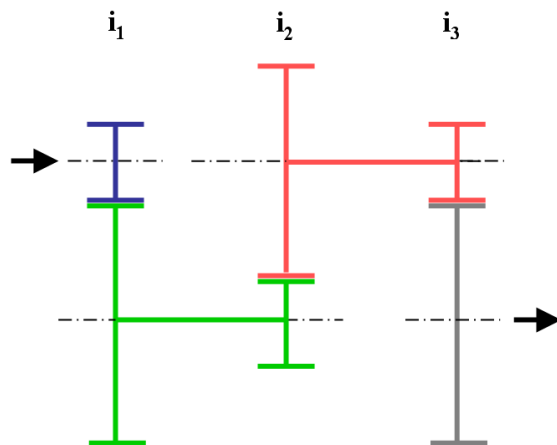
Poháněcí pastorek: minimální počet zubů  $Z_1 = 10$        $d_1 = Z_1 \cdot m = 10 \cdot 2 = 20$  mm

Poháněné kolo:  $Z_2 = Z_1 \cdot i = 10 \cdot 93 = 930$        $d_2 = Z_2 \cdot m = 930 \cdot 2 = 1860$  mm

### Třístupňový převod:

$$i = i_1 * i_2 * i_3 = 4,25 * 4,25 * 5,18 = 93,5$$

Převod $i_1 = i_2 = 4,25$	$Z_1 = 12$	$d_1 = Z_1 * m = 12 * 2 = 24 \text{ mm}$
	$Z_2 = Z_1 * i = 12 * 4,25 = 51$	$d_2 = Z_2 * m = 51 * 2 = 102 \text{ mm}$
Převod $i_3 = 5,18$	$Z_1 = 11$	$d_1 = Z_1 * m = 11 * 2 = 22 \text{ mm}$
	$Z_2 = Z_1 * i = 11 * 5,18 = 57$	$d_2 = Z_2 * m = 57 * 2 = 114 \text{ mm}$



obr. 4-5 Kinematické schéma třístupňové čelní převodovky

U šnekové převodovky lze tohoto převodu dosáhnout jedním stupněm zpřevodování. Dalšími výhodami šnekové převodovky je možnost umístění elektromotoru svisle dolů podél vzpěry, stejně jako u kuželočelní, ale především samosvornost šnekového převodu. Výrobci šnekových převodovek nabízí jednak normalizované řady převodových poměrů, ale je možné si

nechat vyrobit převodovku dle požadovaných parametrů. Při výběru převodovky s normalizovaným převodem, by bylo možné zajistit přesný požadovaný převod, pomocí předřazeného stupně čelním převodem. Například převodovky značky TOS Znojmo nabízí variantu s integrovaným čelním převodem (typ MRP):

$$i_{\text{čelní}} = 3 \text{ a } i_{\text{šnek}} = 30; \quad i = i_{\text{čelní}} * i_{\text{šnek}} = 3 * 30 = 90.$$

**Upevnění:** Pro jednoduché připojení elektromotoru lze zvolit verzi s přírubou a patkovým provedením pro upevnění na rám.

#### 4.2.5 Brzda

Pro zajištění simulátoru v jakékoliv poloze natočení je třeba elektropohon vybavit brzdou. Nejjednodušším řešením je elektromagnetická brzda s pružinami, které zajišťují brzdný moment. Ve variantě s proudovým řízením brzdy dochází k odbrzdění pouze při průchodu proudu motorem. K odbrzdění, tak na rozdíl od napět'ového řízení, nedojde ani při přerušeném vinutí motoru. Elektromagnetickou brzdu lze objednat přímo aplikovanou výrobcem na elektromotor. Pro zajištění nouzového otáčení simulátoru při výpadku elektrického proudu je třeba brzdu připojit k elektromotoru pomocí ručně odpojitelné spojky, případně vybrat variantu s integrovaným ručním odbrzděním.

#### 4.2.6 Pojistná zarážka

Vzhledem k uvažovanému využití simulátoru na nácvik evakuace z převráceného vozu navrhuji z bezpečnostních důvodů zařadit mezi elektropohon a otočný rám mechanickou zarážku. Společně s elektromagnetickou brzdou bezpečně zajistí, aby nedošlo k samovolnému otáčení simulátoru. Pojistnou zarážku představuje kolík, který propojí statickou část rámu (pouzdro) s otočným rámem (talířem). Pro zajištění dostatečné variability polohy natočení je opatřena 23 otvory rovnoměrně rozmístěnými na „talíři“ otočného rámu (tzn. 6 poloh pro každých 90° natočení simulátoru). Pouzdro statického rámu je ovšem nutné vybavit snímačem, který bude zajišťovat ochranu před spuštěním elektropohonu s neodjištěnou zarážkou.

#### 4.2.7 Ovládací panel elektropohonu

(soupis ovládacích prvků panelu + stručný popis funkce)

Vypínač ON / OFF – jedná se o hlavní vypínač, z pohledu možného neoprávněného zásahu by bylo vhodné jej řešit pomocí klíče

Stop tlačítko – pro zajištění okamžitého zastavení v případě nouze

Kontrolka zajištění zarážky – signalizuje neodjištění pojistné zarážky

Přepínač Manual / Auto – přepínání volby ovládání

Tlačítka Vlevo a Vpravo – pro manuální ovládání pohonu

Tlačítka P1; P2; P3 – pro volbu programu automatického řízení pohonu

#### **Závěr:**

V návrhu mechanického pohonu je pro zajištění přijatelných otáček simulátoru vstupní moment pro ruční pohon stále vysoký a ruční pohon bude poměrně nekomfortní z hlediska obsluhy simulátoru. A to nejen pro fázi rozběhu, ale především při dobrzdění simulátoru do požadované polohy. I z hlediska bezpečnosti ovládání ručního pohonu by muselo být postupováno velmi obezřetně a obsluha by měla být vybavena alespoň pracovními rukavicemi. Především z tohoto důvodu bych při realizaci upřednostnil elektropohon. Ve verzi s automatickým řízením a s využitím frekvenčního měniče by uspokojil veškeré nároky na něj kladené. Zajištění nouzového pohonu při výpadku elektrického proudu by bylo možné řešit elektromotorem s průběžnou hřídelí pro připojení nouzové kliky.

## 5. Základní pevnostní výpočty

Tato část práce se zaměřuje na vyšetření namáhání a následné dimenzování vytypovaných částí konstrukce s předpokládaným vysokým nebo kombinovaným namáháním. Pro řešení této části práce jsem využil prostředí programu MATHCAD, který umožňuje jednoduše sestavit výpočtový model a následně lze sestavit grafy průběhů hledaných namáhání. Další výhodou je parametrický přístup tohoto programu, kdy lze u vstupních veličin kdykoliv změnit jejich hodnotu a program podle výpočtového modelu přepočítá hledaná namáhání a grafy. Pevnostní výpočty budou zobrazeny jako přepis řešení v programu MATHCAD.

### Úkoly:

- Stručný rozbor výpočtového fyzikálního modelu včetně popisu očekávaných výstupů
- Výpočet požadovaných veličin pro dané vstupní parametry
- Analýza dosažených výsledků a popsat vliv důležitých parametrů

### Určit:

- a) silové poměry v otočném rámu a ložiscích simulátoru
- b) návrhový výpočet profilů rámu

### Vstupní parametry (je zadáno):

$m_k$ ...hmotnost odstrojené karoserie ( $m_k = 700 \text{ kg}$ )

$m_r$ ...hmotnost otočného rámu ( $m_r = 100 \text{ kg}$ )

$m_z$ ...hmotnost maximální zatížení posádkou ( $m_z = 400 \text{ kg}$ )

$L$ ...celková délka otočného rámu (vzdálenost mezi ložisky ( $L = 4220 \text{ mm}$ ))

$l$ ...délka podélného nosníku otočné části ( $l = 4160 \text{ mm}$ )

$z_r$ ...délka svislého nosníku otočné části, páky ( $z_r = 492 \text{ mm}$ )

$e_x$ ...excentricita těžiště v ose  $x$  ( $e_x = 182 \text{ mm}$ )

$e_y$ ...excentricita těžiště v ose  $y$  ( $e_y = 20 \text{ mm}$ )

$e_z$ ...excentricita těžiště v ose  $z$  ( $e_z = 50 \text{ mm}$ )

$r$ ...rozvor ( $r = 2462 \text{ mm}$ )

$x_p$ ...vzdálenost síly na přední nápravě od středu  $S$  ( $x_p = 1153 \text{ mm}$ )

$x_z$ ...vzdálenost síly na zadní nápravě od středu  $S$  ( $x_z = 1309 \text{ mm}$ )

$T$ ...perioda otáčení ( $T = 5 \text{ s}$ )

## 5.1 Silové poměry v otočném rámu a ložiscích

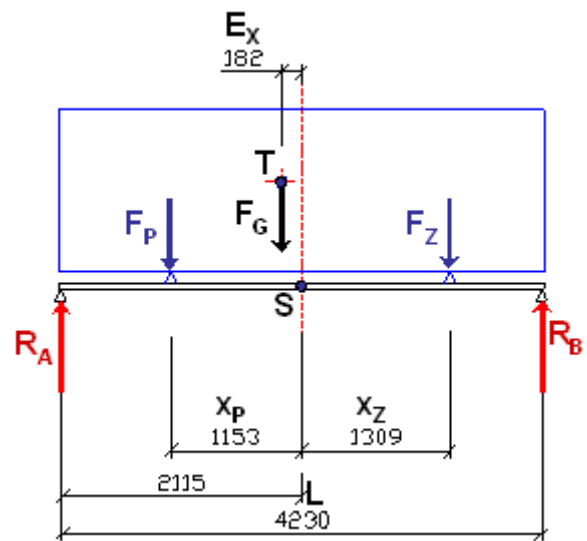
### 5.1.1 Výpočet ohybového momentu spodního podélníku a reakčních sil v ložiscích

K výpočtu namáhání spodního podélníku ohybovým momentem  $M_0$  a pro stanovení reakčních sil v ložiscích, je konstrukce nahrazena výpočtovým modelem prostého nosníku s dvěma podporymi, zatíženého dvěma osamělými silami v místech upevnění karoserie na otočný rám, viz. obrázek. Výpočtový model je oproti skutečnosti zjednodušen, kdy přední dvě podpěry karoserie jsou nahrazeny jednou silou v místě přední nápravy. Dalším zjednodušením je zanedbání posunu těžiště na podélné ose po demontáži vozidlových skupin a vlivem zatížení posádkou. Tato zjednodušení ovšem ovlivní výsledky ve smyslu vyšetření vyšších hodnot hledaných namáhání a sil.

#### Popis očekávaných výstupů

Pomocí výpočtového modelu a programu MATCAD bude vypočítán průběh posouvající síly  $Ty(x)$ , ohybového momentu  $Mo(x)$ , stanovení kritických míst a reakčních sil v ložiscích. Dalšími očekávanými výstupy jsou: grafický průběh  $Ty(x)$  a  $Mo(x)$ .

Vzhledem ke stanovené hmotnosti karoserie, osádky a délce otočné konstrukce vycházející z rozměrů karoserie, jsou rozhodujícími parametry pro průběh ohybového namáhání excentricita těžiště v ose  $x$   $e_x$  a vzdálenosti upevnění karoserie k otočnému rámu  $x_p$  a  $x_z$ .



obr. 5.1 Obrázek modelu pro výpočet  $Mo(x)$ ;  $Ty(x)$ ;  $R$

#### Síly na nápravách $F_P$ a $F_Z$

$$\underline{m}_c := \underline{m}_k + \underline{m}_t + \underline{m}_z \quad \underline{m}_c = 1.2 \times 10^3 \text{ kg} \quad \dots \text{celková hmotnost} \quad \underline{F}_G := \underline{m}_c \cdot g \quad \underline{F}_G = 1.177 \times 10^4 \text{ N} \quad \dots \text{tíhová síla}$$

Origin = 1

$$\underline{Res} := \begin{pmatrix} \underline{F}_P - \underline{F}_G + \underline{F}_Z = 0 \\ \underline{F}_P \cdot \underline{x}_P - \underline{F}_G \cdot \underline{e}_x - \underline{F}_Z \cdot \underline{x}_Z = 0 \end{pmatrix} \text{solve}, \begin{pmatrix} \underline{F}_P \\ \underline{F}_Z \end{pmatrix} \rightarrow \begin{pmatrix} \frac{894600 \cdot \text{g} \cdot \text{kg}}{1231} & \frac{582600 \cdot \text{g} \cdot \text{kg}}{1231} \end{pmatrix} \quad \underline{Res} = \begin{pmatrix} 7.127 \times 10^3 & 4.641 \times 10^3 \end{pmatrix} \text{ N}$$

$$\underline{F}_P := (\underline{Res}^T)_0 \quad \underline{F}_P = 7.127 \times 10^3 \text{ N} \quad \dots \underline{F}_P \text{ síla na přední nápravě}$$

$$\underline{F}_Z := (\underline{Res}^T)_1 \quad \underline{F}_Z = 4.641 \times 10^3 \text{ N} \quad \dots \underline{F}_Z \text{ síla na zadní nápravě}$$

#### Reakce v podporách $R_A$ $R_B$

Origin = 1

$$\underline{Res} := \begin{pmatrix} \underline{R}_A - \underline{F}_P - \underline{F}_Z + \underline{R}_B = 0 \\ \underline{R}_A \cdot \frac{L}{2} - \underline{F}_P \cdot \underline{x}_P + \underline{F}_Z \cdot \underline{x}_Z - \underline{R}_B \cdot \frac{L}{2} = 0 \end{pmatrix} \text{solve}, \begin{pmatrix} \underline{R}_A \\ \underline{R}_B \end{pmatrix} \rightarrow \begin{pmatrix} \frac{70860 \cdot \text{g} \cdot \text{kg}}{109} & \frac{59940 \cdot \text{g} \cdot \text{kg}}{109} \end{pmatrix} \quad \underline{Res} = \begin{pmatrix} 6.375 \times 10^3 & 5.393 \times 10^3 \end{pmatrix} \text{ N}$$

$$\underline{R}_A := (\underline{Res}^T)_0 \quad \underline{R}_A = 6.375 \times 10^3 \text{ N} \quad \dots \text{reakční síla } \underline{R}_A$$

$$\underline{R}_B := (\underline{Res}^T)_1 \quad \underline{R}_B = 5.393 \times 10^3 \text{ N} \quad \dots \text{reakční síla } \underline{R}_B$$

**Posouvající síla  $T_y(x)$**

$$T_y(x) := \text{if} \left[ x \leq \left( \frac{L}{2} - x_P \right), R_{\Delta}, \text{if} \left[ x \leq \left( \frac{L}{2} + x_Z \right), R_{\Delta} - F_P, R_{\Delta} - F_P - F_Z \right] \right]$$

$$T_y \left( \frac{L}{2} - x_P \right) = 6.392 \times 10^3 \text{ N} \quad \dots \text{ posouvající síla v místě upevnění přední nápravy}$$

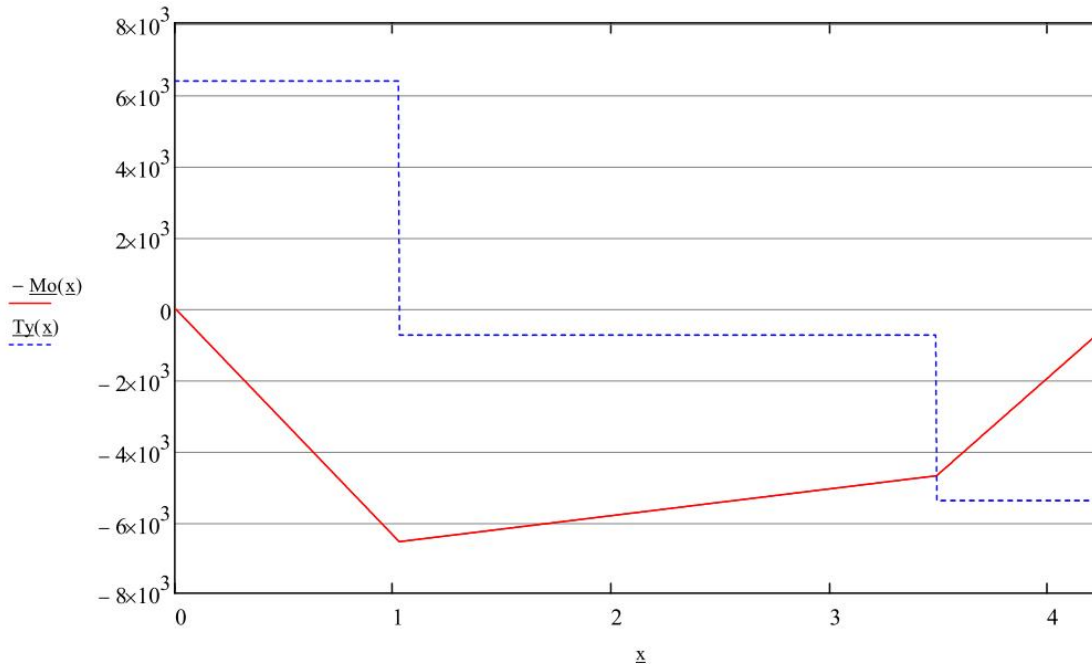
$$T_y \left( \frac{L}{2} + x_Z + 1\text{mm} \right) = -5.376 \times 10^3 \text{ N} \quad \dots \text{ posouvající síla v místě upevnění zadní nápravy}$$

**Ohybový moment  $M_o(x)$**

$$M_o(x) := \text{if} \left[ x \leq \left( \frac{L}{2} - x_P \right), R_{\Delta} \cdot x, \text{if} \left[ x \leq \left( \frac{L}{2} + x_Z \right), R_{\Delta} \cdot x - F_P \cdot \left[ x - \left( \frac{L}{2} - x_P \right) \right], R_{\Delta} \cdot x - F_P \cdot \left[ x - \left( \frac{L}{2} - x_P \right) \right] - F_Z \cdot \left[ x - \left( \frac{L}{2} + x_Z \right) \right] \right] \right]$$

$$M_o \left( \frac{L}{2} - x_P \right) = 6.117 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{m} \quad \dots \text{ ohybový moment v místě upevnění přední nápravy}$$

$$M_o \left( \frac{L}{2} + x_Z \right) = 4.307 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{m} \quad \dots \text{ ohybový moment v místě upevnění zadní nápravy}$$



**graf 5.1** Graf průběhu  $M_o(x)$  a  $T_y(x)$  v podélném nosníku

**Závěr :**

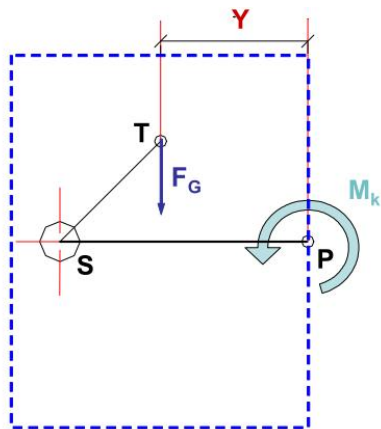
Z průběhu ohybového momentu v nosníku  $M_o(x)$  je patrné maximum v místě upevnění pod přední nápravou. Vlivem otáčení konstrukce **nebude docházet ke změně velikosti  $M_o(x)$ , měnit se bude smysl  $M_o(x)$  k profilu nosníku.** Tj. při otočení rámu o  $90^\circ$  bude pro nosník v souřadném systému ( $x$  délka nosníku;  $y$  výška nosníku;  $z$  šířka nosníku) namáhán ohybovým momentem ve směru  $z$  (na šířku nosníku). Při navrhování nosníku je třeba tento fakt zohlednit a vybrat profil nosníku s dostatečným modulem průřezu v ohybu pro obě osy  $y$  a  $z$ .

### 5.1.2 Výpočet kroticího momentu podélného nosníku

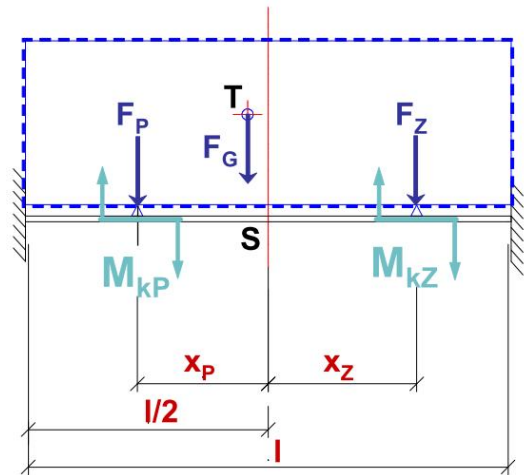
K výpočtu namáhání podélného nosníku je konstrukce nahrazena výpočtovým modelem prostého nosníku oboustranně vetknutého, zatíženého dvěma osamělými momenty v místech upevnění karoserie na otočný rám, viz. obrázek výpočtového modelu. Výpočtový model je oproti skutečnosti zjednodušen, kdy přední dvě podpěry karoserie jsou nahrazeny jednou silou a momentem v místě přední nápravy. Dalším zjednodušením je zanedbání posunu těžiště na podélné ose, po demontáži vozidlových skupin a vlivem zatížení posádkou. Tato zjednodušení ovšem ovlivní výsledky ve smyslu vyšetření vyšších hodnot hledaných namáhání a sil.

#### Popis očekávaných výstupů :

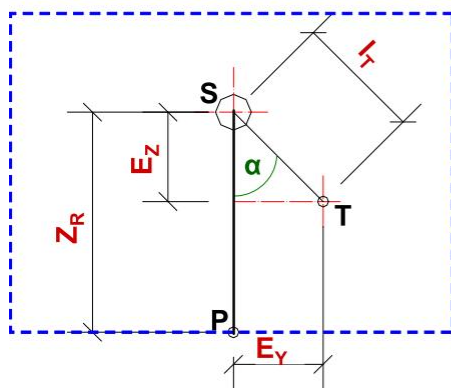
Pomocí výpočtového modelu a programu MATHCAD bude vypočítán průběh kroticího momentu v nosníku  $M_k(x)$ , stanovení kritických míst. Dalšími výstupy jsou: grafický průběh  $M_k(x)$ , dále grafický průběh kroticího momentu na úhlu natočení konstrukce.



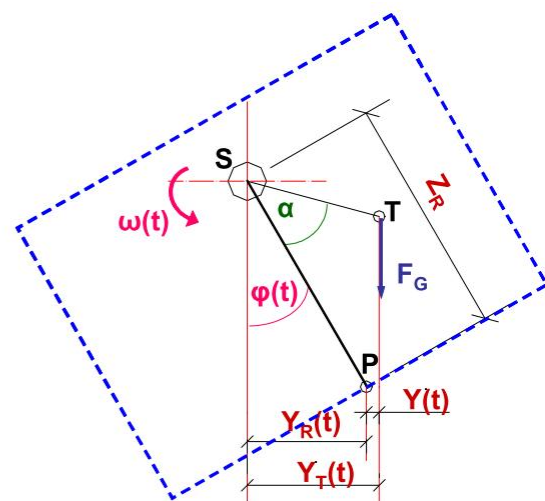
obr. 5.2 Vznik kroticího momentu  $M_k = F_G \cdot y$



obr. 5.3 Obrázek modelu pro výpočet  $M_{kP}$  a  $M_{kZ}$



obr. 5.4 Vzdálenost těžiště od středu  $I_t$  úhel odklonění těžiště od páky  $\alpha$



obr. 5.5 Výpočet ramene  $Y$  kroticího momentu

### Kroutící momenty v místech upevnění podpěr karoserie

$$\omega := 2\pi \cdot \frac{1}{T} \quad \dots \text{úhlová rychlost otáčení simulátoru} \quad \varphi(t) := \omega t \quad \dots \text{úhel otáčení simulátoru}$$

$$l_T := \sqrt{e_y^2 + e_z^2} \quad l_T = 0.054 \text{ m} \quad \dots \text{vzdálenost těžiště od osy otáčení}$$

$$\alpha := \text{atan}\left(\frac{e_y}{e_z}\right) \quad \alpha = 21.801^\circ \quad \dots \text{úhel odklonění těžiště od páky}$$

$$y_T(t) := l_T \cdot \sin(\alpha + \varphi(t)) \quad \dots \text{y vzdálenost těžiště od osy otáčení}$$

$$y_f(t) := z_f \cdot \sin(\varphi(t)) \quad \dots \text{y vzdálenost páky od osy otáčení}$$

$$y(t) := y_f(t) - y_T(t) \quad \dots \text{y rameno kroutícího momentu}$$

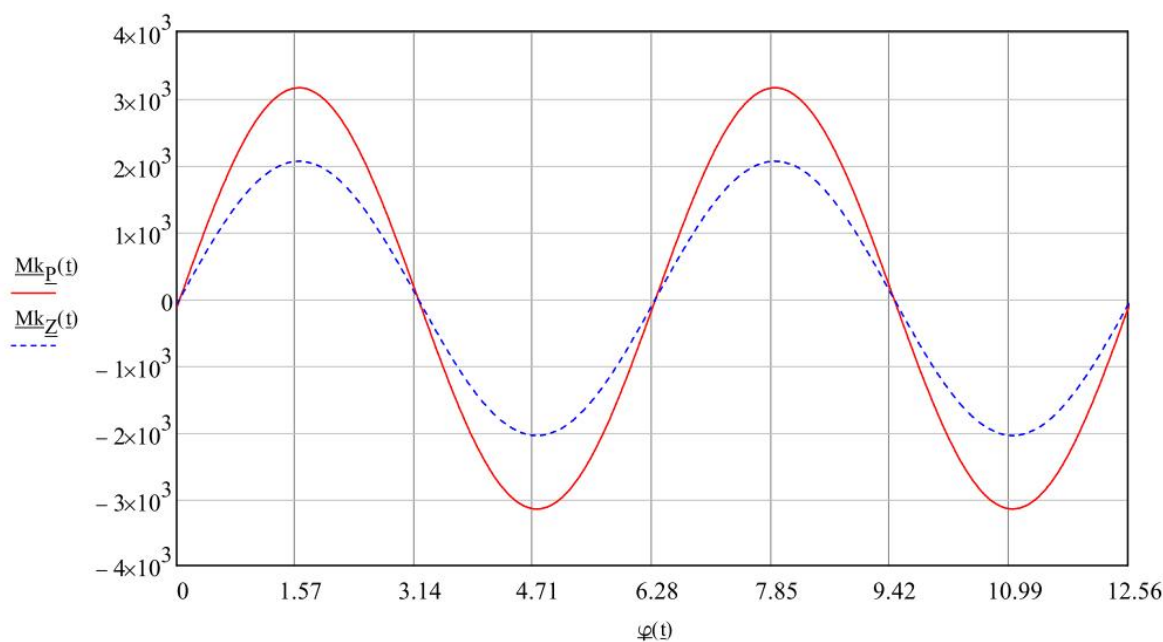
$$M_{kP}(t) := F_P \cdot y(t) \quad \dots M_{kP} \text{ kroutící moment na přední nápravě}$$

$$M_{kZ}(t) := F_Z \cdot y(t) \quad \dots M_{kZ} \text{ kroutící moment na zadní nápravě}$$

$$M_{kP}(1.3s) = 3.153 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{m} \quad \dots \text{hodnota amplitudy kroutícího momentu na přední nápravě}$$

$$M_{kZ}(1.3s) = 2.053 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{m} \quad \dots \text{hodnota amplitudy kroutícího momentu na zadní nápravě}$$

$$\varphi_{\max 1} = 93.6^\circ \quad \varphi_{\max 2} = 273.6^\circ \quad \dots \text{hodnota úhlu natočení pro max hodnotu kroutícího momentu}$$

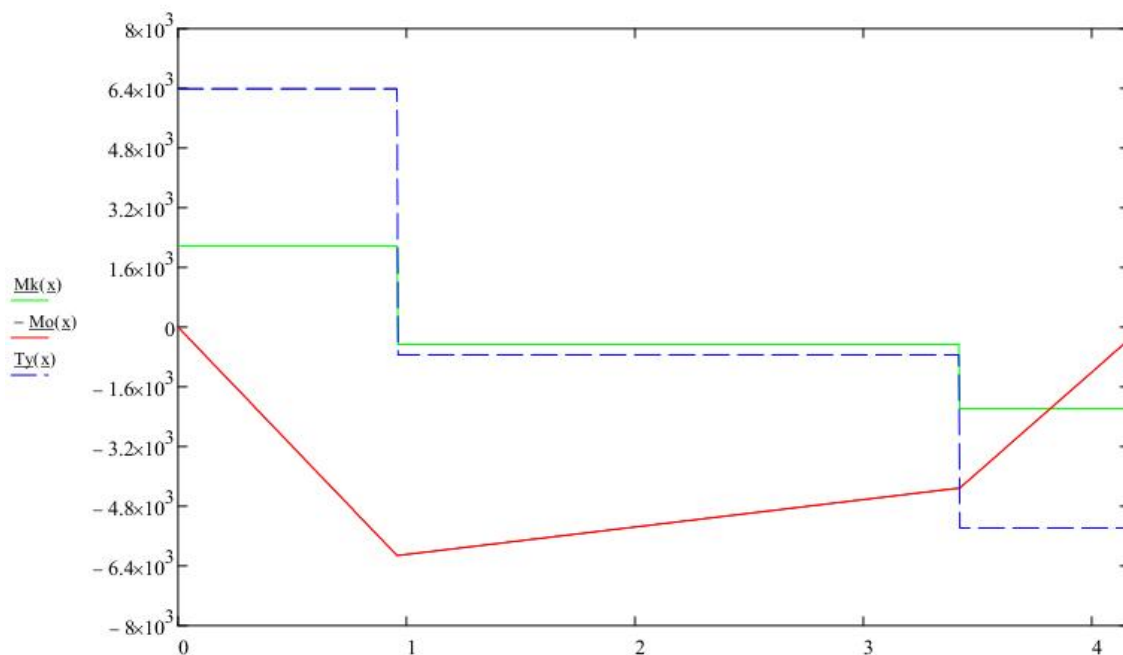


graf 5.2 Graf průběhu  $M_{kP}$  a  $M_{kZ}$  v závislosti na úhlu natočení

### Průběh kroutícího momentu $M_k$ v nosníku v závislosti na $x$

$$M_{k_a} := \frac{M_{kP}(1.3s) + M_{kZ}(1.3s)}{2} \quad M_{k_a} = 2.603 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{m} \quad \dots \text{kroutící moment ve vetknutí}$$

$$M_k(x) := \left[ \text{if}\left[x \leq \left(\frac{L}{2} - x_P\right), M_{k_a}, \text{if}\left[x \leq \left(\frac{L}{2} + x_Z\right), M_{k_a} - M_{kP}(1.75s), M_{k_a} - M_{kP}(1.75s) - M_{kZ}(1.75s)\right]\right] \right]$$



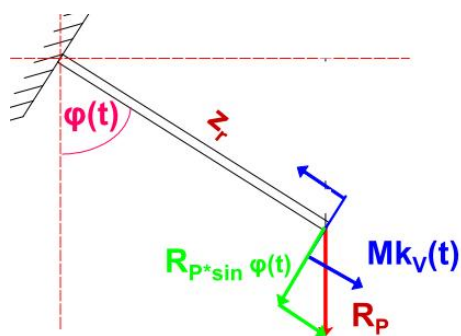
graf 5.3 Graf průběhu  $M_k(x)$ ;  $M_o(x)$ ;  $T_y(x)$  v podélném nosníku

**Závěr:** Z průběhu  $M_k(x)$  je patrná maximální hodnota v místě upevnění pod přední nápravou. Z výše uvedeného grafu  $M_o(x)$  a  $M_k(x)$  je třeba navrhovaný nosník dimenzovat na toto kritické místo, kde  $M_o$  i  $M_k$  dosahují maximálních hodnot.

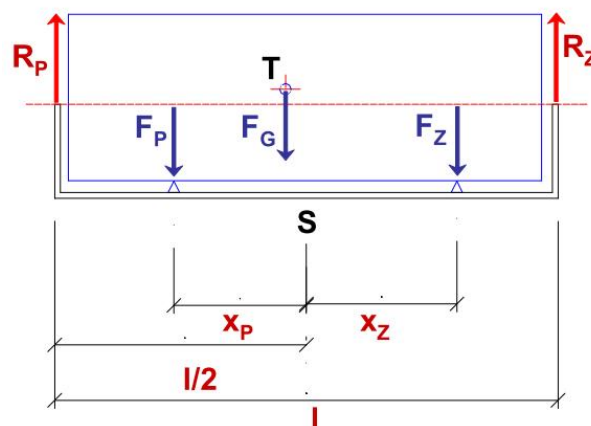
Vlivem otáčení konstrukce se mění jednak velikost  $M_k$  vlivem měnící se hodnoty ramene  $y$ , ale i smysl  $M_k(x)$  k profilu nosníku. Pro zadané parametry bude maximální hodnota  $M_k$  pro úhly natočení konstrukce  $93,6^\circ$  a  $273,6^\circ$ . Vzhledem ke konstantnímu průběhu  $M_o$  k úhlu natočení konstrukce, bude nosník nejvíce namáhán při natočení s maximální hodnotou  $M_k$ .

### 5.1.3 Výpočet ohybového momentu příčnicku spojující čep a podélný nosník

K výpočtu namáhání spojovacího příčnicku ohybovým momentem je konstrukce nahrazena výpočtovým modelem prostého nosníku na jedné straně vetknutého k otočnému čepu, na druhé straně zatíženého osamělou silou a silovou dvojicí viz obrázek výpočtového modelu.



obr 5.6 Výpočtový model ohybového namáhání příčnicku (páky)



obr 5.7 Obrázek modelu pro výpočet reakčních sil  $R_p$  a  $R_z$

## Popis očekávaných výstupů

Pomocí výpočtového modelu a programu MATCAD budou vypočítány reakční síly v příčnicích, dále průběh posouvající síly  $Ty(x)$ , ohybového momentu  $Mo(x)$ , stanovení kritických míst. Dalšími očekávanými výstupy jsou: grafický průběh  $Ty(x)$  a  $Mo(x)$  a grafický průběh ohybového momentu v závislosti na úhlu natočení.

### Síly v příčnicích $R_P$ $R_Z$

$Origin = 1$

$$\underline{Res} := \begin{pmatrix} R_P - F_P - F_Z + R_Z = 0 \\ R_P \cdot \frac{1}{2} - F_P \cdot x_P + F_Z \cdot x_Z - R_Z \cdot \frac{1}{2} = 0 \end{pmatrix} \xrightarrow{\text{solve}} \begin{pmatrix} R_P \\ R_Z \end{pmatrix} \rightarrow \begin{pmatrix} \frac{89480 \cdot \text{g} \cdot \text{kg}}{137} & \frac{74920 \cdot \text{g} \cdot \text{kg}}{137} \end{pmatrix}$$

$$\underline{Res} = \left( 6.405 \times 10^3 \quad 5.363 \times 10^3 \right) \text{N}$$

$$R_P := (\underline{Res}^T)_0 \quad R_P = 6.405 \times 10^3 \text{N} \quad \dots \text{reakční síla v předním příčniku } R_P$$

$$R_Z := (\underline{Res}^T)_1 \quad R_Z = 5.363 \times 10^3 \text{N} \quad \dots \text{reakční síla v zadním příčniku } R_Z$$

### Ohybový moment v předním a zadním příčniku

$$\underline{Mo}_{R_P}(t) := R_P \cdot \sin(\varphi(t)) \cdot z_t \quad \dots \text{ohybový moment od síly } R_P$$

$$\underline{Mo}_{R_Z}(t) := R_Z \cdot \sin(\varphi(t)) \cdot z_t \quad \dots \text{ohybový moment od síly } R_Z$$

$$\underline{Mk}_Y(t) := \frac{\underline{Mk}_P(t) + \underline{Mk}_Z(t)}{2} \quad \dots \text{kroučící moment podélného nosníku (sílová dvojice)}$$

$$\underline{Mo}_P(t) := \underline{Mk}_Y(t) - \underline{Mo}_{R_P}(t) \quad \dots \text{ohybový moment v předním příčniku}$$

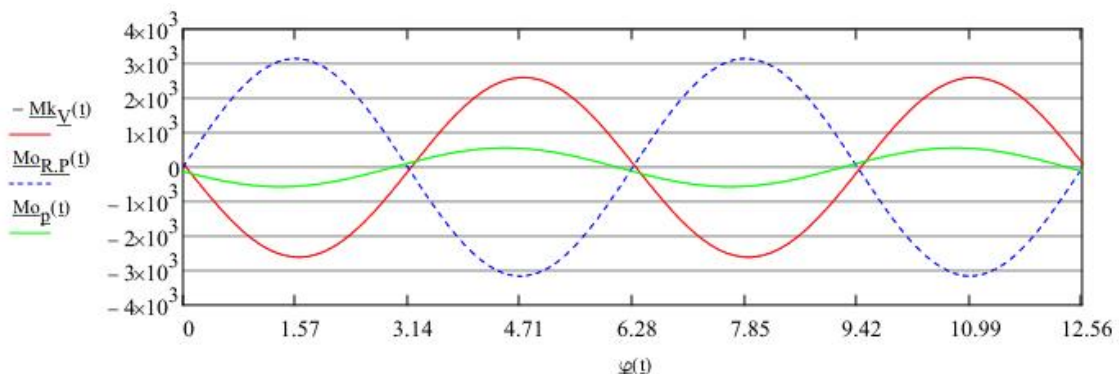
$$\underline{Mo}_Z(t) := \underline{Mk}_Y(t) - \underline{Mo}_{R_Z}(t) \quad \dots \text{ohybový moment v zadním příčniku}$$

$$-\underline{Mo}_P(1.08s) = 563.02 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \dots \text{hodnota amplitudy výsledného ohybového momentu v příčniku}$$

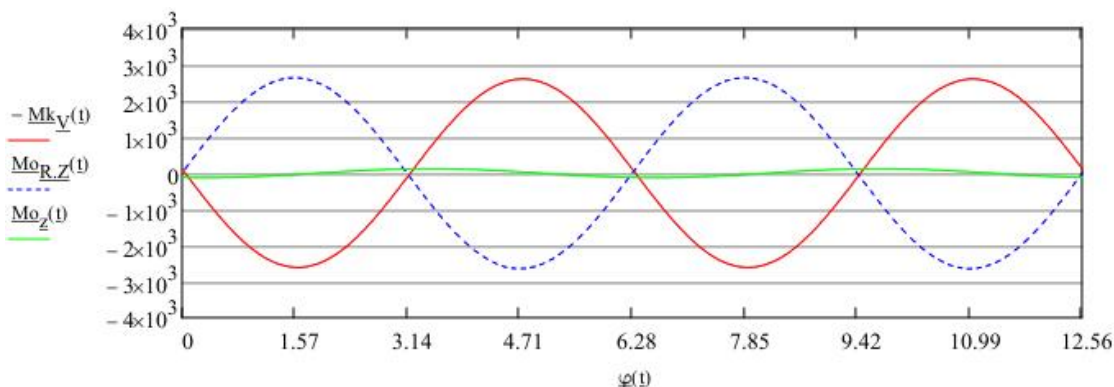
$$\underline{Mo}_Z(2.75s) = 123.605 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \dots \text{hodnota amplitudy výsledného ohybového momentu v příčniku}$$

$$\varphi_{\max 3} = 77.76^\circ \quad \varphi_{\max 4} = 257.76^\circ \quad \dots \text{hodnota úhlu natočení pro max hodnotu ohybového momentu v předním příčniku}$$

$$\varphi_{\max 5} = 198^\circ \quad \varphi_{\max 6} = 18^\circ \quad \dots \text{hodnota úhlu natočení pro max hodnotu ohybového momentu v zadním příčniku}$$

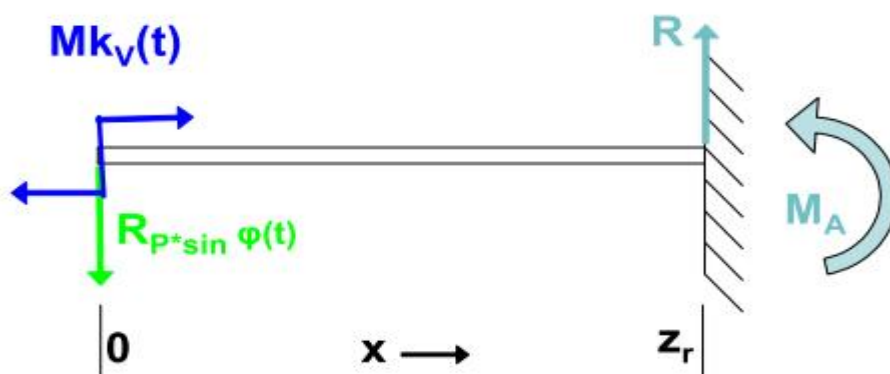


graf 5.4 Graf průběhu  $Mk_v(t)$ ;  $Mop(t)$ ;  $Mop(t)$  v předním příčniku



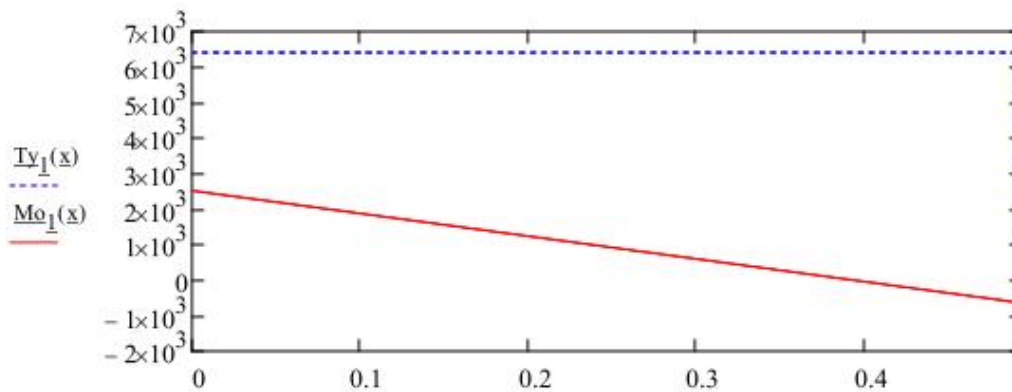
graf 5.5 Graf průběhu  $M_{kv}(t)$ ;  $M_{orz}(t)$ ;  $M_{oz}(t)$  v zadním příčniku

**Průběh ohybového momentu v předním příčniku (více zatížený než zadní)**



obr 5.8 Výpočtový model průběhu ohybového namáhání v předním příčniku

$$\begin{aligned} R_{\text{v}} &:= R_{\text{p}} & R &= 6.405 \times 10^3 \text{ N} & \dots \text{ Reakční síla ve vetknutí} \\ M_{\Delta} &:= R_{\text{p}} \cdot y_{\text{t}}(1.08\text{s}) - M_{\text{kv}}(1.08\text{s}) & M_{\Delta} &= 563.02 \text{ N}\cdot\text{m} & \dots \text{ Reakční moment ve vetknutí} \\ T_{y_1}(x) &:= \text{if}(x \leq z_r, R, R - R_{\text{p}}) \\ M_{o_1}(x) &:= \text{if}(x \leq 0, M_{\text{kv}}(1.08\text{s}), M_{\text{kv}}(1.08\text{s}) - R_{\text{p}} \cdot x) \\ M_{o_1}(z_r) &= -634.655 \text{ N}\cdot\text{m} & \dots \text{ Ohybový moment ve vetknutí s čepem} \\ M_{o_1}(0) &= 2.517 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{m} & \dots \text{ Ohybový moment ve vetknutí s podélníkem} \end{aligned}$$



graf 5.6 Graf průběhu  $T_{y_1}(x)$ ;  $M_{o_1}(x)$  v předním příčniku

**Závěr:** Příčnick je vlivem otáčení konstrukce namáhán střídavě na tah, tlak (vzpěr) a ohyb, dále je patrné, že přední příčnick je namáhán více. Nejvyšších hodnot ohybový moment dosahuje při natočení konstrukce o 77,8° a 257,8° pro přední a 18° a 198° pro zadní. Z průběhů působících momentů na příčnick v závislosti na úhlu natočení je patrné, že silová dvojice se s ohybovým momentem od reakční síly v příčnicku téměř vyruší.

## 5.2 Návrhový výpočet profilů rámu a čepu

Navrhovaný materiál: konstrukční ocel 11375  $Re = 375 \text{ MPa}$

Koeficient bezpečnosti:  $K = 2$   $\sigma_{dov} := \frac{Re}{K}$   $\sigma_{dov} = 187.5 \text{ MPa}$

**Spodní podélník** - kombinace namáhání ohybu a krutu (HMH podmínka)

$D := 101.6 \text{ mm}$   $d := 89.6 \text{ mm}$  .... hodnoty navrhovaného profilu

$$\begin{aligned} J_o &:= \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} & J_k &:= \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32} \\ W_o &:= \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(D^4 - d^4)}{(D)} & W_k &:= \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(D^4 - d^4)}{(D)} \\ \sigma &:= \frac{M_o \left( \frac{L}{2} - x_p \right)}{W_o} & \sigma &= 150.345 \text{ MPa} & \tau &:= \frac{M_k p(1.75s)}{W_k} & \tau &= 32.349 \text{ MPa} \\ \sigma_{red} &:= \sqrt{\sigma^2 + \sqrt{3} \cdot \tau^2} & \sigma_{red} &= 156.256 \text{ MPa} \end{aligned}$$

**Přední příčnick** - namáhání na tah, tlak a ohyb (kontrolní výpočet řešen na na ohybové namáhání)

$b := 100 \text{ mm}$   $h := 10 \text{ mm}$  .... hodnoty navrhovaného profilu

Kontrolní výpočet:

$$W_{o1} := \frac{1}{6} \cdot h \cdot b^2 \quad \sigma_1 := \frac{-M_{op}(1.08s)}{W_{o1}} \quad \sigma_1 = 33.781 \text{ MPa}$$

\* Kontrolní výpočet jen pro ohybový moment reakční síly v příčnicku:

$$\sigma_2 := \frac{R_p \cdot z_T}{W_{o1}} \quad \sigma_2 = 189.079 \text{ MPa}$$

**Otočný čep na straně pohonu** - kontrolní výpočet řešen na kombinaci namáhání ohyb a krut (HMH podmínka)

$D_2 := 50 \text{ mm}$   $B := 16 \text{ mm}$   $x := 20 \text{ mm}$  .... (průměr čepu, šířka ložiska, mezera ložiskem a vetknutím čepu)

$$\begin{aligned} J_{o2} &:= \frac{\pi D_2^4}{64} & J_{k2} &:= \frac{\pi D_2^4}{32} \\ W_{o2} &:= \frac{\pi D_2^3}{32} & M_{o2} &:= R_{\Delta} \left( x + \frac{B}{2} \right) & W_{k2} &:= \frac{\pi D_2^3}{16} & M_{k_{pohonu}} &:= 618 \text{ N}\cdot\text{m} \\ \sigma_2 &:= \frac{M_{o2}}{W_{o2}} & \sigma_2 &= 14.583 \text{ MPa} & \tau_2 &:= \frac{M_{k_{pohonu}}}{W_{k2}} & \tau_2 &= 25.18 \text{ MPa} \\ \sigma_{red2} &:= \sqrt{\sigma_2^2 + \sqrt{3} \cdot \tau_2^2} & \sigma_{red2} &= 36.205 \text{ MPa} \end{aligned}$$

### **Zhodnocení:**

Podélník: Vzhledem k měnícímu se smyslu ohybového momentu vůči profilu podélníku, vlivem otáčení konstrukce, je navržen kruhový průřez. Pro splnění pevnostního výpočtu je navržen nosník CHS 101.6 x 6 mm.

Příčník: Je navrhován na ohybové namáhání, není řešeno tahové a tlakové (vzpěr) namáhání. Pro splnění pevnostního výpočtu je navržen nosník obdélníkového průřezu FL 100 x 10 mm. Tento profil byl vybrán s ohledem na přírubové spojení s čepem a svarové spojení s podélným nosníkem. Příčník je dodatečně vyztužen profilem FL 50 x 10 mm pro zvětšení tuhosti v podélném směru simulátoru pro zachycení ohybového momentu, vzniklého při naklonění simulátoru o max. 15° při nakládce.

Čep: Vzhledem k vysokému krouticímu momentu pro pohon a možným rázovým zatížením, např. při přepravě, je navržen dostatečně veliký průměr čepu 50 mm s plným průřezem. Ložisko je zvoleno jednořadé kuličkové s označením 6010 (d=50mm; D=80mm; B=16mm; C=13147N).

## **Závěr**

V úvodu této práce byl čtenáři představen problém s nekázní účastníků silničního provozu, kdy dochází k velmi těžkým zraněním při dopravních nehodách důsledkem nepřipoutání pasažérů dopravních prostředků bezpečnostními pásy. Dopravní veřejnost si v dnešním hustém silničním provozu nepřipouští toto riziko s dostatečnou důležitostí. Ke zlepšení povědomí o nutnosti používání bezpečnostních pásů je navržen prostředek osvěty, který umožní vyzkoušet si účinky dopravní nehody, při níž dojde k převrácení vozu.

Kapitola, zdůvodnění potřeby tohoto zařízení, se nejdříve zaměřuje na problematiku bezpečnostních pásů. Je zde za pomoci uvedených zdrojů popsána funkce systému bezpečnostních pásů, stručná historie, dále jejich smysl, správné používání a především jejich bezpečnostní význam interpretovaný pomocí statistických údajů z dopravních nehod. Dále bylo třeba čtenáře seznámit s účinky působící na posádku, při dopravní nehodě, pro připoutanou a nepřipoutanou posádku. Tato pasáž byla doplněna vhodnými fotografiemi z nárazové zkoušky. Závěr kapitoly se pak zaměřuje na nelichotivý postoj české dopravní veřejnosti, k nutnosti používání bezpečnostních pásů, kdy v porovnání se zeměmi EU se v jejich používání pohybujeme na chvostu. Aktivním přístupem osvěty za pomoci navrhovaného simulátoru můžeme přispět ke zlepšení tohoto nelichotivého výsledku.

Následující kapitola, ideový návrh, si kladla za cíl zformulovat požadavky, kladené na simulátor. A na základě rozboru těchto požadavků vycházejících už ze samotného technického zadání, následně vybrat nejvhodnější variantu, pro samotné konstrukční řešení. Byl zvolen postup, kdy byla problematika rozdělena do jednotlivých bodů osnovy, které byly následně v kapitole řešeny. V úvodu byly představeny již funkční simulátory převrácení vozu. Následuje rozbor účinků nehody na posádku, kdy dojde k převrácení vozu. V této části bylo nutné zhodnotit je po stránce technické, ekonomické a bezpečnostní a následně vybrat účinky vhodné k simulaci. V dalším kroku zaměřující se na kabinu simulátoru, byla vybrána varianta, využívající částečně demontovaný osobní vůz Škoda Fabia hatchback. Následuje výběr nejvhodnější varianty rámové konstrukce, především její otočné části, dále výběr varianty mobility zařízení. Zde se jeví jako nejvhodnější řešení opatřit simulátor vlastními kolečky. Na přívěsný vozík by byl nakládán a nebyl by s ním pevně spojen. V konceptu pohonu

otáčení rotační části, se zaměřuji především na zformulování všech požadavků a vstupních parametrů na pohon otáčení. Je zde vytvořeno blokové schéma obou variant požadovaných pohonů.

Třetí kapitola se zabývá návrhem konstrukčního řešení podstatných skupin a částí simulátoru. Úvodem bylo nutné stanovit polohu osy otáčení vzhledem k vyšetřené poloze těžiště rotačních hmot. V případě realizace doporučuji odhadnutou polohu těžiště kabiny přesně spočítat, za pomoci zkoušek vážení vozidla. Dalším důležitým úkolem bylo stanovit systém vyvážení nevyvážku, vzniklého možným nesouměrným zatížením posádkou. Elegantním řešením bylo posunutí osy otáčení směrem doleva o 20 mm od středu karoserie. Vzniklý moment kompenzuje účinky nevyvážku posádky. Je jen nutné dodržet pravidlo, že větší zátěž musí být na levé straně simulátoru. Řešení návrhu kabiny simulátoru vychází z vybrané varianty úpravy osobního vozu Škoda Fabia. Zde je proveden rozbor exteriérových a interiérových vozidlových skupin z hledisek zachování věrnosti simulace a úspory hmotnosti. Dále je zde navržena nezbytná úprava funkce otvírání bočních dveří a spouštěcích skel z pohledu zajištění bezpečnosti provozu simulátoru. Rámová konstrukce je navržena s ohledem na vstupní parametry, kterými jsou: celkové rozměry kabiny a přívěsu, dále hmotnost plně obsazené kabiny. Statická část rámové konstrukce je jednoduchý podstavový rám obdélníkového tvaru se vzpěrami pro otočné uložení rotační části a pojezdovými kolečky. Otočná část rámové konstrukce je navržena ve tvaru klikové hřídele. Spodní podélník je doplněn o podpěry pro upevnění kabiny. Podpěry jsou navrženy vzhledem ke zvoleným upevňovacím bodům na karoserii (rozměry a umístění na podélném nosníku). Navržené upevnění umožňuje dostatečné rozpětí seřízení polohy kabiny k ose otáčení ve svislém i příčném směru. Čepy otočného uložení jsou přes přírubu připevněny k otočnému rámu pomocí šroubových spojů. Uložení zajišťující otáčení je řešeno pomocí jednořadých kuličkových ložisek uložených v dvoudílných pouzdrech na přední a zadní podpěře. Pro aplikaci na přívěsný vozík byl vybrán vhodný přívěs a to přívěs AGADOS typ Adam 5. Umístěním karoserie na otočný rám dojde k vyvýšení nástupních otvorů karoserie o 630 mm. Bylo nutné navrhnout možné způsoby zajištění komfortního nastupování a vystupování ze simulátoru.

V návrhu řešení pohonu otáčení jsou řešeny dvě varianty, mechanický ruční pohon a elektrický pohon. U mechanického pohonu i přes navrhnutý systém vyvážení

vychází pro zajištění požadované frekvence otáčení příliš veliké ovládací síly. Je navržen jednostupňový převod pomocí ozubených kol s čelním ozubením, kdy poháněné kolo plní i funkci talíře pojistné zarážky. Elektrický pohon je navržen ve dvou variantách řízení, a to pohon manuální a automatický. Podrobněji je popsána varianta automatického režimu ovládání pohonu. Ta již představuje sofistikovaný pohon, umožňující realizovat naprogramovaný sled otáček a výdrží, ve zvolených polohách. Ve verzi s frekvenčním měničem bude zajišťovat i plynulý doběh a lze plynule měnit frekvenci otáčení. Další variantou řešení pohonu by mohl být hydraulický pohon, který v diplomové práci není řešen. Nabízí však stejné přednosti jako elektrický pohon a navíc by již bylo možné realizovat teleskopické podpěry, a to nejen pro zajištění komfortního nastupování do simulátoru, ale bylo by možné realizovat simulaci rázů, přenášených do karoserie, vlivem „kutálení karoserie po podložce“. Hydraulický pohon je z hlediska investice nákladnější, ale s přihlédnutím na možnost dalšího rozšíření užitečných vlastností simulátoru, stojí přinejmenším za zvážení.

V poslední kapitole je proveden rozbor zatížení vytypovaných prvků konstrukce a následně proveden pevnostní výpočet navrhovaného profilu. Byly vytypovány prvky otočného rámu, a to podélný nosník, klika a čep, které budou nejvíce namáhány, a to nejen co do velikosti, tak i do kombinací namáhání a závislostí na úhlu natočení. Pro řešení kapitoly základní pevnostní výpočty jsem zvolil prostředí programu MATHCAD, který svým parametrickým přístupem umožní v budoucnu změnit hodnotu jakéhokoliv parametru a celý výpočet bude přepočítán na nové zadání (pevnostní výpočty v programu MATHCAD budou na příloženém CD).

Diplomová práce nebyla pojata jako výrobní dokumentace simulátoru, ani se detailně nezabývá montážním postupem simulátoru. Hlavním cílem této práce bylo provést rozbor problematiky simulátoru převrácení vozu. Největší přínos spatřuji v kapitolách konstrukční řešení, návrh pohonu a základní pevnostní výpočty. Především kapitola pevnostních výpočtů nabízí rozbor namáhání nejvíce zatěžovaných prvků konstrukce, jenž bude možné použít při případné realizaci. Vhodným rozšířením této práce by mohlo být vytvoření 3D modelu konstrukce a následná MKP analýza. V příloze je práce doplněna o ekonomický a technologicko-bezpečnostní rozbor.

## Seznam použitých zdrojů

- [1] Simulátor nárazu [on-line]. [10.10.2012]  
*Dostupné z: <http://www.uamk.cz/produkty-uamk/simulator-narazu>*
- [2] Dílenská učební pomůcka SP78 Škoda – Pasivní bezpečnost [9.1.2013]
- [3] Legislativa pro bezpečnostní pásy [on-line]. [10.11.2012]  
*Dostupné z: <http://www.czrso.cz/clanky/legislativa-pro-bezpecnostni-pasy/>*
- [4] Bezpečnostní pás [on-line]. [30.10.2012]  
*Dostupné z: [http://cs.wikipedia.org/wiki/Bezpe%C4%8Dnostn%C3%AD\\_p%C3%A1s](http://cs.wikipedia.org/wiki/Bezpe%C4%8Dnostn%C3%AD_p%C3%A1s)*
- [5] Proč bychom měli používat bezpečnostní pásy [on-line]. [10.12.2012]  
*Dostup z: [http://www.autorevue.cz/proc-bychom-meli-pouzivat-bezpecnostni-pasy-tema\\_1](http://www.autorevue.cz/proc-bychom-meli-pouzivat-bezpecnostni-pasy-tema_1)*
- [6] BESIP [on-line]. [10.1.2013]  
*Dostupné z: <http://www.ibesip.cz/cz/ridic/zasady-bezpecne-jizdy/bezpecnostni-pasy>*
- [7] Bezpečnostní pásy v osobních automobilech slaví 50 let [on-line]. [15.1.2012]  
*Dostupné z: <http://www.auto.cz/tribodove-bezpecnostni-pasy-v-osobnich-automobilech-slavi-50-let-5114>*
- [8] Používání bezpečnostních pásů [on-line]. [20.1.2012]  
*Dostupné: <http://www.opava-city.cz/scripts/detail.php?id=10075>*
- [9] Škoda Fábía – ilustrativní obrázky [on-line]. [21.2.2012]  
*Dostupné z: <http://obrazky.cz/?q=%C5%A1koda+fabia>*
- [10] Dílenská učební pomůcka SP34 Škoda – Fabia 1 [18.1.2013]
- [11] Dílenská učební pomůcka SP64 Škoda – Fábía 2 [18.1.2013]
- [12] Brno živě: Simulátor převrácení vozu; Radek Ondrášík 11.6.2007 [on-line]. [20.11.2012]  
*Dostupné z: [http://www.autorevue.cz/brno-zive-simulator-prevraceni-vozu\\_2](http://www.autorevue.cz/brno-zive-simulator-prevraceni-vozu_2)*
- [13] Autosalón 2009: Miisaaanek 8.6.2009 [on-line]. [25.11.2012]  
*Dostupné z: <http://www.youtube.com/watch?v=30AWCoy-dCc>*
- [14] Ocelář cz – ocelářské tabulky: Jiří Hrůza 2010 [on-line]. [2.1.2013]  
*Dostupné z: <http://www.steelcalc.com/cs/prurezchar.aspx>*
- [15] ZKL GROUP.cz: ZKL a.s. 2012 [on-line]. [5.1.2013]  
*Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs>*
- [16] Navrátil s.r.o.: [on-line]. [10.2.2013]  
*Dostupné z: <http://www.navratilsro.cz>*
- [17] Trojan: cabalsoft 2010 [on-line]. [20.2.2013]  
*Dostupné z: <http://www.privesy.cz>*
- [18] AGADOS s.r.o.: QCM [on-line]. [20.2.2013]  
*Dostupné z: <http://www.agados.cz>*
- [19] Odtahová technika cz: CZ Hartman s.r.o. 2012 [on-line]. [20.2.2013]  
*Dostupné z: <http://www.odtahova-technika.cz>*
- [20] T.E.A. Technik s.r.o.: Sowa Net [on-line]. [10.2.2013]  
*Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz>*
- [21] Crouzet Millenium 3. [on-line]. [12.4.2013]  
*Dostupné z: <http://www.google.com>*

## Seznam obrázků, grafu a tabulek

<b>obr. 1-1</b> tříbodový bezpečnostní pás [2]	2
<b>obr. 1-2</b> funkce pyrotechnického předepínače pásů [2]	3
<b>obr. 1-3</b> účinky dopravní nehody na <b>připoutanou</b> posádku [2]	5
<b>obr. 1-4</b> účinky dopravní nehody na <b>nepřipoutanou</b> posádku [2]	6
<b>obr. 2-1</b> Simulátor převrácení vozu institutu AČR [13]	11
<b>obr. 2-2</b> Simulátor převrácení vozu VW [12]	11
<b>obr. 2-3</b> Simulátor převrácení vozu institutu UAMK [1]	11
<b>obr. 2-4</b> Škoda Fabia první generace [9]	14
<b>obr. 2-5</b> Škoda Fabia první generace - celkové rozměry [10]	14
<b>obr. 2-6</b> Škoda Fabia druhé generace [9]	14
<b>obr. 2-7</b> Škoda Fabia druhé generace - celkové rozměry [11]	15
<b>obr. 2-8</b> Blokové schéma elektropohonu s manuálním ovládním	19
<b>obr. 2-9</b> Blokové schéma elektropohonu s automatickým ovládním	19
<b>obr. 3-1</b> Poloha osy otáčení na svislé ose při převrácení vozidla	21
<b>obr. 3-2</b> Poloha těžiště posádky na svislé ose	22
<b>obr. 3-3</b> Otočný rám – poloha těžiště	23
<b>obr. 3-4</b> Otočná část simulátoru – zvolené pásmo polohy osy otáčení	24
<b>obr. 3-5</b> Zvolené upevňovací body pro přední nápravu	28
<b>obr. 3-6</b> Zvolené upevňovací body pro zadní nápravu	28
<b>obr. 3-7</b> Pojezdové kolečko - parametry	29
<b>obr. 3-8</b> Obálka otočné části simulátoru	30
<b>obr. 3-9</b> Vzpěra pro uložení otočné části	31
<b>obr. 3-10</b> Celkový pohled na statickou část	31
<b>obr. 3-11</b> Klika otočného rámu	32
<b>obr. 3-12</b> Celkový pohled na otočný rám	32
<b>obr. 3-13</b> Detail uložení otočného rámu	33
<b>obr. 3-14</b> Detail upevnění s možností seřízení	34
<b>obr. 3-15</b> Podpěra pro upevnění v bodech PN1	34
<b>obr. 3-16</b> Podpěra pro upevnění v bodech PN2	34
<b>obr. 3-17</b> Podpěra pro upevnění v bodech ZN1 a ZN2	35
<b>obr. 3-18</b> Umístění podpěr na otočný rám	35
<b>obr. 3-19</b> Přívěs Trojan A2513HT	36
<b>obr. 3-20</b> Přívěs Agados Adam 5	36
<b>obr. 3-21</b> Přívěs Fitzel EURO 30-20/48T	36
<b>obr. 4-1</b> Kinematické schéma jednostupňového čelního převodu	40
<b>obr. 4-2</b> Blokové schéma zapojení automatického ovládním	41
<b>obr. 4-3</b> Vývojové prostředí řídicího systému (M3 Soft) [20]	42
<b>obr. 4-4</b> El. schéma zapojení s kondenzátorem	43
<b>obr. 4-5</b> Kinematické schéma třístupňové čelní převodovky	44
<b>obr. 5.1</b> Obrázek modelu pro výpočet $M_o(x)$ ; $T_y(x)$ ; $R$	47
<b>obr. 5.2</b> Vznik krotícího momentu $M_k = F_g \cdot y$	49
<b>obr. 5.3</b> Obrázek modelu pro výpočet $M_{kp}$ a $M_{kz}$	49
<b>obr. 5.4</b> Vzdálenost těžiště od středu $I_t$ úhel odklonění těžiště od páky $\alpha$	49
<b>obr. 5.5</b> Výpočet ramene $Y$ krotícího momentu	49
<b>obr. 5.6</b> Výpočtový model ohybového namáhání příčníku (páky)	51
<b>obr. 5.7</b> Obrázek modelu pro výpočet reakčních sil $R_p$ a $R_z$	51
<b>obr. 5.8</b> Výpočtový model průběhu ohybového namáhání v předním příčníku	53

<b>graf 1.1</b> Používání bezpečnostních pásů dle států EU [6]	7
<b>graf 1.2</b> Používání bezpečnostních pásů v Česku - postoje [8]	8
<b>graf 5.1</b> Graf průběhu $M_o(x)$ a $T_y(x)$ v podélném nosníku	48
<b>graf 5.2</b> Graf průběhu $M_{kp}$ a $M_{kz}$ v závislosti na úhlu natočení	50
<b>graf 5.3</b> Graf průběhu $M_k(x)$ ; $M_o(x)$ ; $T_y(x)$ v podélném nosníku	51
<b>graf 5.4</b> Graf průběhu $M_{kv}(t)$ ; $M_{orp}(t)$ ; $M_{op}(t)$ v předním příčnicku	52
<b>graf 5.5</b> Graf průběhu $M_{kv}(t)$ ; $M_{orz}(t)$ ; $M_{oz}(t)$ v zadním příčnicku	53
<b>graf 5.6</b> Graf průběhu $T_{y1}(x)$ ; $M_{o1}(x)$ v předním příčnicku	53
<b>tab. 1</b> účinnost bezpečnostních pásů [6]	4

## ***Příloha č1:***

### **Ekonomický rozbor – kalkulace**

**Ekonomický rozbor nakupovaného materiálu a základních dílů pro stanovení základní kalkulace potřebných investic pro případnou realizaci simulátoru.**

#### **1) Karoserie**

– zde je uvažováno s darem od firmy Škoda Auto. a.s. Úprava karoserie může proběhnout v rámci kapacit univerzity. Možné výdaje lze očekávat na případnou výměnu spouštěčů bočních skel za mechanickou variantu cca **1000,-**

#### **2) Rámová konstrukce**

- cena materiálu je stanovena vynásobením celkové hmotnosti konstrukce 230 kg (statická část 147 kg; otočná část 83 kg) a průměrné ceny 35 ,- za kg hutních polotovarů z materiálu 11375, cena cca **8000,-Kč**

- pojezdová kolečka 4 ks, cena **4800,-Kč**

- ložiska, pouzdra, spojovací materiál, cena do **1500,-Kč**

#### **3) Přívěs**

– je největší investicí tohoto projektu. Lze však dokoupit později, vlastní simulátor lze lokálně provozovat i bez přívěsu, cena **109 000,-Kč + 1500,-Kč** za 4 ks kvalitních fixačních popruhů.

#### **4) Pohon**

- Manuální variantu pohonu lze řešit téměř bez investic zajištěním vhodných dílů (setrvačnick, pastorek a volant). Oproti tomu, elektrický pohon ve variantě s automatickým řízením, s frekvenčním měničem bude obsahovat tyto investice:

- elektromotor s brzdou, cena cca **8000,-Kč**

- šneková převodovka, cena cca **15 000,-Kč**

- řídicí systém (PLC) + snímací aparát (snímače polohy), cena cca **5800,-Kč + 2000,-Kč**

- frekvenční měnič, cena cca **7000,-Kč**

- ovládací panel, cena do **1000,-Kč**

#### **Zhodnocení:**

a) cenová kalkulace pro základní verzi simulátoru tj. bez přívěsu a s mechanickým pohonem je **15 300,- Kč**

b) cenová kalkulace kompletní verze simulátoru tj. s přívěsem a elektrickým pohonem s automatickým řízením je **164 600,-Kč**

## ***Příloha č2:***

### **Technologický rozbor a bezpečnostní pravidla**

**Při montáži zařízení bude třeba postupovat v těchto krocích:**

- provést přípravu kabiny (demontáž vozidla + úpravy karoserie)
- ověřit polohu odhadnutého těžiště kabiny pomocí zkoušek vážení vozidla (kabiny)
- svaření statického a otočného rámu
- montáž otočného rámu pomocí otočného uložení na statickou část rámu
- montáž kabiny na rámovou konstrukci (zde bude třeba použít zvedacího zařízení pro vyzvednutí kabiny do úrovně otočného rámu)
- vyvážení otočné části simulátoru, pomocí seřizovatelného upevnění kabiny na podpěrách otočného rámu
- posunout karoserii o 20 mm do leva pro zajištění kompenzačního momentu
- montáž elektropohonu (měl by ji provádět kvalifikovaný pracovník) a následně před uvedením do provozu provést revizi elektrického zařízení
- před uvedením do provozu bude nutné provést zatěžovací zkoušky, samozřejmě bez lidské posádky (vše důkladně odzkoušet a odladit)

#### **Bezpečnostní pravidla**

- obsluhovat simulátor smí jen odborně proškolená obsluha
- před nástupem a výstupem posádky vždy zajistit otočný rám bezpečnostní pojistnou zarážkou u mechanického pohonu, u elektrického pohonu vypnout hlavní vypínač a vyjmout klíček
- rozmístit posádku simulátoru tak, aby větší zátěž byla na levé straně ve směru jízdy
- před spuštěním vždy zkontrolovat
  - 1) zda je posádka řádně připoutaná bezpečnostními pásy
  - 2) řádné uzavření všech dveří kabiny a spouštěcích skel
  - 3) aby se v prostoru simulátoru nevyskytovali další osoby
- při převozu simulátoru se vždy ujistit, zda je simulátor dostatečně zafixován k přívěsu pomocí popruhů, a že je zajištěn otočný rám pojistnou zarážkou.

**Poznámka: pro splnění účelu osvěty v používání bezpečnostních pásů je třeba, aby obsluha vždy pasažérům vysvětlila funkci bezpečnostních pásů, jejich správné používání a znala správný postup evakuace z převráceného vozidla.**