



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH ZAŘÍZENÍ PRO MĚŘENÍ VÝŠKOVÉ POLOHY TĚŽIŠTĚ AUTOMOBILU

DESIGN OF DEVICE FOR VEHICLE CENTER OF GRAVITY HEIGHT MEASUREMENT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jiří Rektořík

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Jiří Rektořík
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.
Akademický rok:	2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh zařízení pro měření výškové polohy těžiště automobilu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vytvoření detailního konstrukčního návrhu zařízení pro experimentální identifikaci výškové polohy těžiště vozidel kategorie M1. Navržené měřicí zařízení musí být založeno na principu měření výškové polohy těžiště pomocí tzv. metody zavěšení.

Cíle diplomové práce:

Rešerše metod a zařízení pro měření výškové polohy těžiště.

Definice požadavků na měřicí zařízení.

Detailní konstrukční návrh zařízení.

Analýza napjatostí navržených součástí.

Návrh měřicího řetězce a metody vyhod.

Teoretická analýza nepřesností měření.

Seznam doporučené literatury:

ČUPERA, Jiří a ŠTĚRBA, Pavel. Automobily (7): Diagnostika motorových vozidel I. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 195 s. ISBN 978-80-87143-9-7.

JENČÍK, Josef, VOLF, Jaromír a kol. Technická měření. Vyd. 1. Praha: České vysoké učení technické, 2000. ISBN 978-800-1021-385.

VLK, František. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel. 1. vyd. Brno: Vlk, 2001, 576 s. ISBN 80-238-6573-0

WINKLER, Chris B. Center of Gravity Height :A Round-Robin Measurement Program. The University of Michigan, Transportation Research Institute, 1991. Final technical report UMTRI-91-4.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem zařízení pomocí kterého bude možné měřit výškovou polohu těžiště automobilu. V první části diplomové práce jsou popsány jednotlivé metody měření, na jejichž principu fungují různá měřicí zařízení. Další část je věnována definování kladených požadavků na zařízení a jeho konstrukčnímu návrhu. U vybraných součástí byla provedena také jejich pevnostní analýza. Je zde popsán postup přípravy vozidla a zařízení na samotné měření. Část práce je věnována návrhu měřicího řetězce a vyhodnocení výsledků. Také je zde provedena teoretická analýza nepřesnosti měření.

KLÍČOVÁ SLOVA

těžiště, návrh zařízení, metoda zavěšení, kategorie M1, ÚADI, napět'ová analýza, MKP, měřicí řetězec, ANSYS, Inventor

ABSTRACT

The objective of this diploma thesis is the design of a device that measures the vehicle's centre of gravity height position. The first part defines individual methods of measurement using various measuring equipment. The next part deals with the definition of requirements for the device and the definition of the design. A stress-strain analysis was executed for selected components. This diploma thesis describes the preparation process of the vehicle and the device for the measurement. The next part is dedicated to the design of the measuring chain and to the evaluation of the results. The thesis concludes with a theoretic analysis of the measurement inaccuracy.

KEYWORDS

centre of gravity, height position, measurement centre of gravity height, CG, stress-strain analysis, measuring chain, measurement inaccuracy, ANSYS, Inventor

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

REKTOŘÍK, J. *Návrh zařízení pro měření výškové polohy těžiště automobilu*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 80 s. Vedoucí diplomové práce Petr Hejtmánek.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Petra Hejtmánka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2017

.....

Jiří Rektořík

PODĚKOVÁNÍ

V první řadě chci poděkovat vedoucímu diplomové práce Ing. Petru Hejtmánkovi, Ph.D. za odborné vedení a cenné rady při tvorbě této práce. Také bych rád poděkoval svým rodičům a přítelkyni za podporu při studiu na vysoké škole.

OBSAH

Úvod	9
1 Těžiště automobilu	10
1.1 Příčná a podélná poloha těžiště vozidla	10
1.2 Výšková poloha těžiště vozidla	13
2 Definice požadavků na měřicí zařízení	29
2.1 Kategorie M1	29
2.2 Umístění zařízení	30
2.3 Snadná montáž/demontáž	30
2.4 Výrobní cena	31
3 Detailní konstrukční návrh	32
3.1 Prvotní představa	32
3.2 Kyvná plošina	33
3.3 Ramena	44
3.4 Ložiskové desky	46
3.5 Stojny	47
3.6 Konzoly s čepy	49
3.7 Ostatní příslušenství zařízení	51
3.8 Finální podoba zařízení	53
4 Analýza napjatosti	54
4.1 Pohyblivá část	54
4.2 Konzola s čepem	56
4.3 Stojna	57
4.4 Shrnutí podstatných výsledků analýzy	59
5 Příprava na měření	60
6 Návrh měřicího řetězce a metody vyhodnocení	61
6.1 Způsob zatížení	61
6.2 Měřidla	66
6.3 Metoda vyhodnocení a postup měření	69
7 Analýza nepřesností měření	71
7.1 Nevhodně umístěné zařízení	71
7.2 Přesnost měřicího přístroje	72
7.3 Průhyb roštů pod koly a deformace rámu	73
Závěr	75
Seznam použitých zkratk a symbolů	78

ÚVOD

Automobily jsou v dnešní době nejrozšířenější dopravní prostředek, proto je velmi důležité jim věnovat značnou pozornost. Na vozidla je kladeno čím dál více požadavků. Automobily musí splňovat požadavky v oblasti ovladatelnosti vozidla, jízdního komfortu, ekonomie či ekologie provozu a v mnoha dalších oblastech. Avšak jedním z nejdůležitějších požadavků je bezpečnost vozidla. U automobilu, který má být snadno ovladatelný, bezpečný a u kterého budeme schopni do jisté míry předvídat jeho chování, je nezbytné znát důležité parametry, kterými jsou především poloha těžiště vozidla a jeho momenty setrvačnosti k jednotlivým osám.

Na poloze těžiště závisí chování daného vozidla. Ze znalosti vertikální a horizontální polohy těžiště můžeme predikovat rozložení hmotností na nápravy a jednotlivá kola během jízdy. Z toho lze usoudit, jak se bude vozidlo chovat v situacích, jako je akcelerace, decelerace či průjezd zatáčkou. Můžeme například posoudit, zda se bude vozidlo chovat přetáčivě nebo nedotáčivě. Výšková poloha těžiště má největší vliv na stabilitu automobilu při průjezdu zatáčkou (jeho možné překlolení). Díky znalosti polohy těžiště jsme také schopni vhodně navrhnout rozdělení brzdících sil na nápravy.

Cílem mé diplomové práce je zkonstruovat měřicí zařízení k experimentální identifikaci výškové polohy těžiště vozidel kategorie M1. Existuje více metod, pomocí nichž lze výškovou polohu těžiště měřit. Mnou navrhované zařízení bude vycházet z metody zavěšení automobilu. Polohu těžiště lze v dnešní době určit již při konstrukci automobilu z CAD modelu na počítači. Toto určení polohy je ale značně nepřesné, protože v modelu se zpravidla nepočítá s věcmi, jako je hmotnost kabeláže, hmotnost posádky, hmotnost provozních kapalin atd. Proto je mnohem lepší volbou určit polohu těžiště experimentálně pomocí vhodné metody. I zde ale může docházet k jistým nepřesnostem měření. U většiny metod musí být totiž vozidlo nakloněno pod velkým úhlem, kdy již dochází k přelítí provozních kapalin, a tím se získaná poloha těžiště vzdaluje od její skutečné polohy. Vybral jsem si konstrukci zařízení, založeném na metodě zavěšení, protože toto zařízení nebylo doposud na ÚADI zkonstruováno a měli bychom být pomocí něj schopni identifikovat výškovou polohu těžiště s velkou přesností. Hlavní výhodou této metody spočívá v tom, že k dopočítání výškové polohy těžiště stačí i malý úhel naklonění vozidla. Nedochozí tedy k tak velkému přelítí provozních kapalin a určení polohy by mělo být přesnější než u jiných metod.

1 TĚŽIŠTĚ AUTOMOBILU

Za těžiště automobilu považujeme jistý bod. Tento bod se pohybuje stejně, jako by v něm byla situována celková hmotnost automobilu a zároveň jako kdyby v tomto bodu působilo veškeré vnější silové zatížení působící na vozidlo. Polohu těžiště můžeme popsat pomocí následující vektorové rovnice: [1]

$$\mathbf{r}_T = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^n m_i \mathbf{r}_i \quad (1)$$

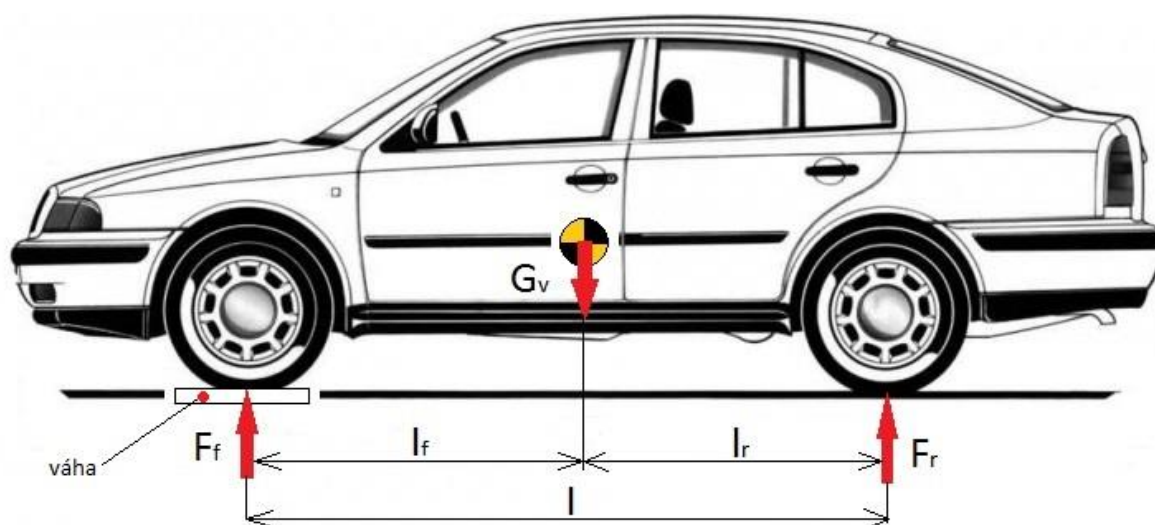
kde \mathbf{r}_T je polohový vektor těžiště tělesa, m_i je hmotnost i -té částice tělesa, \mathbf{r}_i je polohový vektor i -té částice tělesa, M je celková hmotnost tělesa.

Automobil považujeme za soustavu těles, která je složena z velkého množství částic. U soustav, která jsou složena pouze z několika málo částic, se poloha těžiště určuje poměrně snadno. Pokud si představíme nejjednodušší příklad, jako je soustava dvou částic, tak těžiště bude ležet na jejich spojnici, a to konkrétně v bodě, ve kterém je silový moment vyvolaný první částicí shodný se silovým momentem vyvolaným od druhé z částic. U skutečných těles již není nalezení polohy těžiště tak snadné, protože jsou tvořena velkým množstvím částic. Pokud bychom na běžná tělesa nahlíželi přístupem, že jsou tvořena z jednotlivých navzájem oddělených atomů, tak by nalezení polohy těžiště bylo takřka neřešitelné. Na tyto tělesa musíme nahlížet tak, že jsou tvořeny infinitezimálně malými hmotnými elementy. Určení souřadnic těžiště se poté provede integrací v dané ose, pomocí níž sečteme jednotlivé elementy v celém tělese a podělíme je celkovou hmotností tělesa. [1]

Těžiště tělesa může ležet buď v daném tělese, nebo také může ležet i mimo těleso. Například u tělesa prstencovitého tvaru se těžiště nachází vně tělesa. U homogenních těles, která jsou geometricky symetrická, lze využít této vlastnosti ke snazšímu určení polohy těžiště. Pokud máme osově symetrické těleso, tak těžiště leží právě na této ose symetrie. U středově symetrických těles leží těžiště ve středu symetrie. Rovinně symetrická tělesa mají těžiště v rovině symetrie.

1.1 PŘÍČNÁ A PODÉLNÁ POLOHA TĚŽIŠTĚ VOZIDLA

Příčná a podélná poloha těžiště vozidla má vliv na to, jak jsou zatížena jednotlivá kola vozidla. Tím pádem ovlivňuje chování vozidla v situacích, jako je akcelerace, decelerace nebo průjezd zatáčkou. Příčnou a podélnou polohu těžiště můžeme jednoduše určit díky tomu, že využijeme principu statické momentové rovnováhy. Před samotným měřením bychom měli zkontrolovat, zda jsou pneumatiky správně nafoukané na patřičný tlak, udávaný výrobcem vozidla. Nepřesnost měření může také vzniknout tím, že dané měření nebude prováděno na vodorovné podložce. Aby zjištěná poloha těžiště odpovídala co nejvíce realitě, tak by vozidlo mělo mít doplněno vhodné množství provozních kapalin. Měření je také možné provádět s posádkou vozidla. K určení podélné polohy těžiště potřebujeme znát rozvor kol daného automobilu. Obdobně pro určení příčné polohy musíme znát rozchod kol. Dále budeme k samotnému měření potřebovat váhy, které umístíme pod jednotlivá kola vozidla. Poté již budeme schopni určit hmotnost připadající na jednotlivá kola automobilu. [2] [3]



Obr. 1 Měření polohy těžiště vozidla v podélném směru [3]

Hmotnost pod jednotlivými koly automobilu budeme značit m_1 až m_4 . Přičemž m_1 je hmotnost pod levým předním kolem, m_2 pod pravým předním, m_3 pod levým zadním a m_4 pod pravým zadním. Pokud sečteme hmotnost pod předními koly, tak získáme hmotnost pod přední nápravou, kterou značíme m_f . Obdobně jsme schopni zjistit hmotnost pod zadní nápravou m_r . Celkovou hmotnost vozidla m_v určíme jako součet hmotností pod jednotlivými nápravami. Platí tedy následující rovnice: [3]

$$m_f = m_1 + m_2 \quad (2)$$

$$m_r = m_3 + m_4 \quad (3)$$

$$m_v = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 = m_f + m_r \quad (4)$$

Síly působící pod jednotlivými nápravami a tíhovou sílu automobilu vyjádříme následovně: [3]

$$F_f = m_f g = (m_1 + m_2)g \quad (5)$$

$$F_r = m_r g = (m_3 + m_4)g \quad (6)$$

$$G_v = m_v g = (m_f + m_r)g \quad (7)$$

kde g je tíhové zrychlení.

Podélnou polohu těžiště auta poté určíme z následujících dvou rovnic momentové rovnováhy, vztažených buď k zadní, nebo přední nápravě: [3]

$$G_v l_r = F_f l \quad (8)$$

$$G_v l_f = F_r l \quad (9)$$

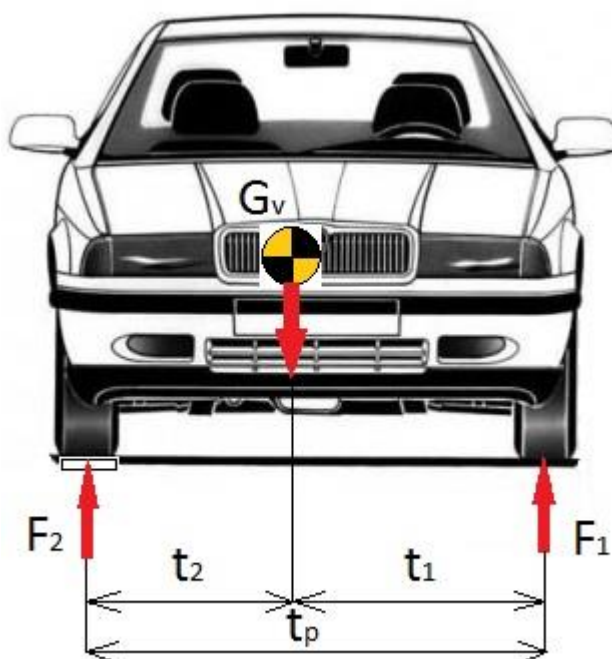
kde l je rozvor kol vozidla, l_r je souřadnice podélné polohy těžiště od zadní nápravy, l_f je souřadnice podélné polohy těžiště od přední nápravy. Platí, že součet l_f a l_r je roven rozvoru kol l .

Po vyjádření souřadnice podélné polohy těžiště mají rovnice následující tvar: [3]

$$l_r = \frac{F_f l}{G_v} = \frac{m_f l}{m_v} = \frac{(m_1 + m_2)l}{(m_1 + m_2 + m_3 + m_4)} \quad (10)$$

$$l_f = \frac{F_r l}{G_v} = \frac{m_r l}{m_v} = \frac{(m_3 + m_4)l}{(m_1 + m_2 + m_3 + m_4)} \quad (11)$$

Pokud chceme určit souřadnici příčné polohy těžiště, postupujeme obdobně jako u podélné souřadnice:



Obr. 2 Měření polohy těžiště vozidla v příčném směru [3]

Síly působící pod koly vozidla na jeho pravé/levé straně a tíhovou sílu automobilu vyjádříme následovně: [3]

$$F_1 = (m_1 + m_3)g \quad (12)$$

$$F_2 = (m_2 + m_4)g \quad (13)$$

$$G_v = (m_1 + m_2 + m_3 + m_4)g \quad (14)$$

Příčnou polohu těžiště auta poté určíme z následujících dvou rovnic momentové rovnováhy, vztažených buď k působišti síly F_1 nebo F_2 : [3]

$$G_v t_1 = F_2 t_p \quad (15)$$

$$G_v t_2 = F_1 t_p \quad (16)$$

kde t_p je rozchod kol vozidla, t_1 je souřadnice příčné polohy těžiště od působišti síly F_1 , t_2 je souřadnice příčné polohy těžiště od působišti síly F_2 . Platí, že součet t_1 a t_2 je roven rozchodu kol t_p .

Po vyjádření souřadnice příčné polohy těžiště mají rovnice následující tvar: [3]

$$t_1 = \frac{F_2 t_p}{G_v} = \frac{(m_2 + m_4) t_p}{(m_1 + m_2 + m_3 + m_4)} \quad (17)$$

$$t_2 = \frac{F_1 t_p}{G_v} = \frac{(m_1 + m_3) t_p}{(m_1 + m_2 + m_3 + m_4)} \quad (18)$$

1.2 VÝŠKOVÁ POLOHA TĚŽIŠTĚ VOZIDLA

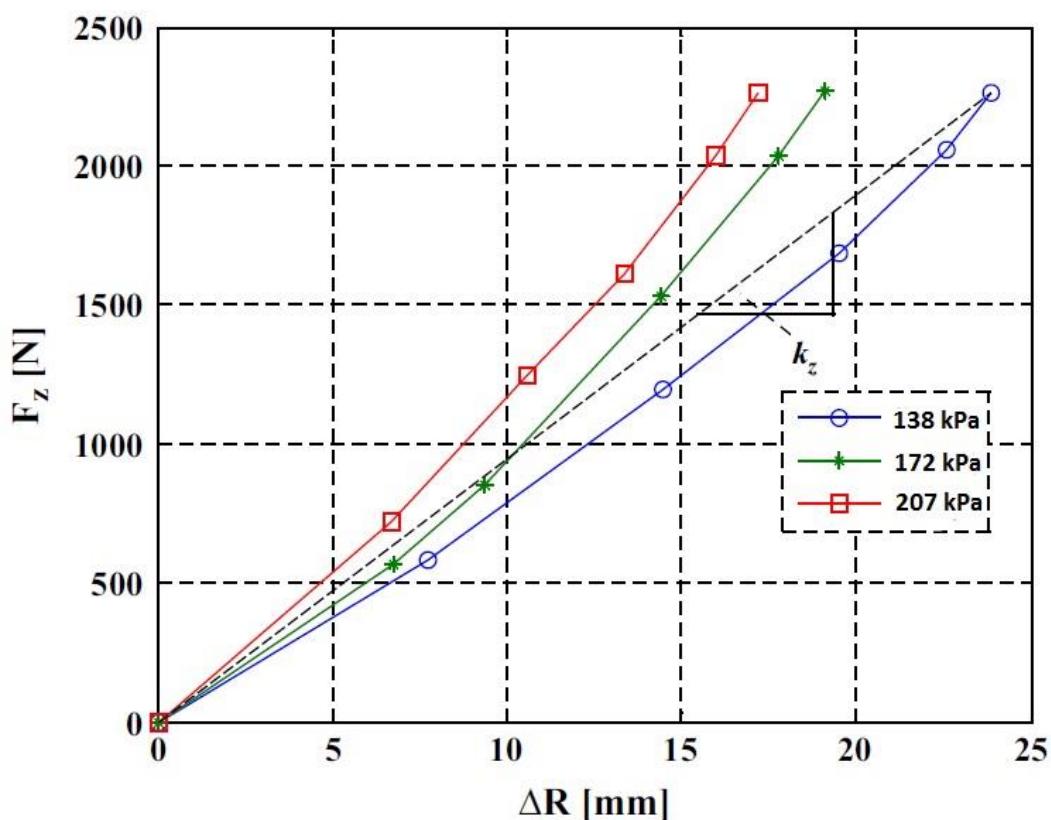
Výšková poloha těžiště ovlivňuje dynamické jízdní vlastnosti. Převážně určuje to, jak se bude měnit zatížení jednotlivých kol, jestliže se vozidlo pohybuje se zrychlením. Toto zrychlení může působit buď v podélné ose vozidla (akcelerace, decelerace), nebo v příčné ose (zrychlení působící při průjezdu zatáčkou). Pokud například automobil akceleruje, tak síla působící v těžišti vyvolává silový moment, který způsobí to, že kola zadní nápravy jsou přitěžována a kola přední nápravy odlehčována. Míra přitížení (odlehčení) kol je dána velikostí silového momentu, jehož ramenem je právě zmiňovaná výšková poloha těžiště. Obdobná situace nastává, pokud automobil projíždí zatáčkou. Zde dochází k rozdílnému zatížení na pravých a levých kolech automobilu, a to zase díky působení silového momentu, jehož ramenem je výšková poloha těžiště. Ta ovlivňuje konkrétně i to, jak bude automobil při působení odstředivé síly náchylný k překlolení. Výšková souřadnice těžiště je důležitá i pro stanovení velikosti klopného momentu. Kromě toho bývá také zadávána jako důležitá vstupní veličina v různých matematicko-fyzikálních modelech simulujících chování vozidla.

Nízká výšková poloha těžiště je u vozidel vždy žádoucí, protože zaručuje lepší chování vozidla z hlediska dynamiky. Během zatáčení či prudkého brzdění jsme pak schopni dosáhnout mnohem lepších jízdních vlastností. Avšak v praxi je už jen díky konstrukčním možnostem návrhu vozidla dosažení této ideálně nízké polohy těžiště velmi obtížné. [4]

Výškovou polohu těžiště můžeme stanovit pomocí více metod. U většiny z nich bývá vozidlo částečně nebo úplně nadzvednuto například pomocí zvedáku nebo jeřábu. Abychom docílili co největší přesnosti měření, tak je vhodné, aby při zvedání vozidla bylo zamezeno stlačení pružin. Toho docílíme tak, že na vozidle vyměníme původní tlumiče za pevné tyče, které nedovolí kolům změnit svou polohu vůči karoserii. Musíme zajistit možnost otáčení kol na podložce. Vozidlo by tedy mělo být odbrzděno a nemělo by mít zařazený rychlostní stupeň. Pokud by se tak nestalo, tak by vlivem zabrzdění či zařazení rychlostního stupně vznikaly při

zvedání automobilu pod koly podélné síly, které by zapříčinily výškovou změnu polohy karoserie. Podložka pod vozidlem by měla být dokonale tuhá a vodorovná. Ve vozidle by také měly být doplněny všechny provozní kapaliny, aby se stav při měření přiblížil co nejvíce stavu v reálném provozu. Abychom zamezili pružení samotných pneumatik, tak je doporučeno zvýšit tlak v pneumatikách přibližně o 1 bar oproti doporučené hodnotě tlaku v pneumatice. [4]

Hodnota tlaku v pneumatice ovlivňuje to, jak moc se se změnou svislého zatížení pneumatiky změní její poloměr. To má největší dopad na samotnou svislou tuhost pneumatiky, která je vyjádřena jako poměr svislého zatížení pneumatiky vůči změně poloměru pneumatiky. V následujícím grafu jde vidět závislost změny poloměru pneumatiky na jejím svislém zatížení pro 3 různé hodnoty tlaku v pneumatice. Měření bylo provedeno na pneumatice s označením 215/70 R15, tedy pneumatice o šířce 215 mm. Poměr výšky vůči šířce pneumatiky je 70 % a vnitřní průměr pneumatiky je 15 ". Poloměr nezatížené pneumatiky je 0,34 m. [5]



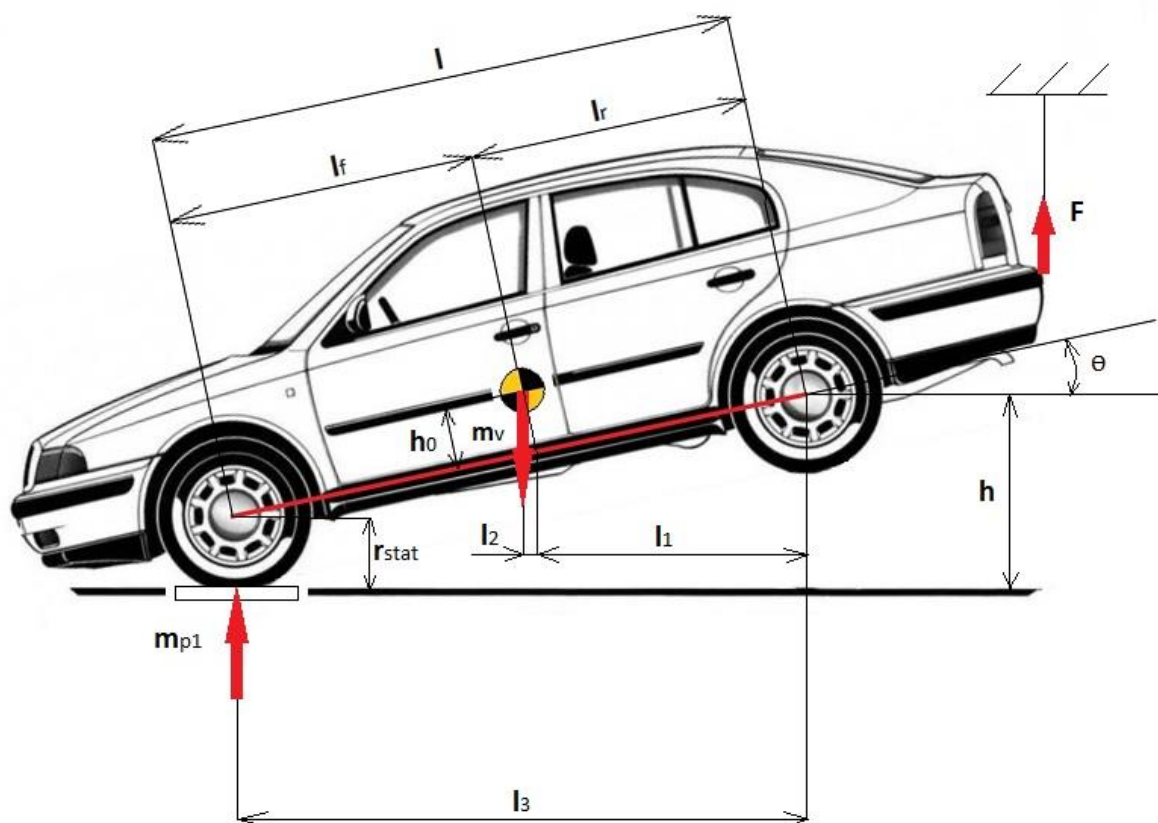
Obr. 3 Závislost svislého zatížení pneumatiky a změny jejího poloměru [5]

Nejznámější metody, jakými lze stanovit výškovou polohu těžiště, jsou následující:

- Vážení vozidla, které je nakláněno na nápravu
- Vážení vozidla, které je naklápěno na bok
- Zavěšení celého vozidla
- Postupné zavěšování vozidla
- Zjištění úhlu překlopení
- Pomocí centrifugy.

1.2.1 METODA VÁŽENÍ VOZIDLA NAKLÁNĚNÉHO NA NÁPRAVU

Jde o poměrně snadno proveditelnou metodu, která se v praxi velmi často používá. Princip této metody spočívá v tom, že automobil se nadzvedne do dané výšky tak, aby kola jedné nápravy byla zvednuta v dané výšce nad podložkou, a pod kola druhé nápravy jsou umístěny váhy. Postupným nadzvedáváním vozidla dochází k tomu, že se těžiště vychýlí směrem k té nápravě, pod kterou jsou váhy. Tato náprava je tedy více přitížena a díky vahám pod koly jsme schopni zjistit o kolik. Známe-li rozvor kol, přírůstek hmotnosti na vahách a výšku, do které jsme automobil nadzvedli, tak jsme schopni snadno ze statické momentové rovnováhy dopočítat výškovou polohu těžiště. [3]



Obr. 4 Metoda vážení vozidla nakloněného na nápravu [3]

Ze znalosti goniometrických funkcí jsme schopni vyjádřit vyznačené vzdálenosti na obrázku následovně: [3]

$$l_1 = l_r \cos(\theta) \quad (19)$$

$$l_2 = h_0 \sin(\theta) \quad (20)$$

$$l_3 = l \cos(\theta) \quad (21)$$

Rovnice statické momentové rovnováhy vztažená k ose zadní nápravy má tvar: [3]

$$m_{p1}l_3 - m_v(l_1 + l_2) = 0 \quad (22)$$

Z rovnice vyjádříme zatížení pod koly na vahách m_{p1} a dosadíme vyjádřené vzdálenosti: [3]

$$\begin{aligned} m_{p1} &= \frac{m_v(l_1 + l_2)}{l_3} = \frac{m_v(l_r \cos(\theta) + h_0 \sin(\theta))}{l \cos(\theta)} = \frac{m_v l_r \cos(\theta)}{l \cos(\theta)} + \frac{m_v h_0 \sin(\theta)}{l \cos(\theta)} \\ &= m_v \frac{l_r}{l} + m_v \operatorname{tg}(\theta) \frac{h_0}{l} \end{aligned} \quad (23)$$

Hmotnost připadající na nápravu, pokud se vozidlo nachází ve vodorovné poloze, jsme schopni vyjádřit z momentové rovnováhy při výpočtu podélné složky těžiště následovně: [3]

$$m_p = m_v \frac{l_r}{l} \quad (24)$$

Pokud je tedy vozidlo zvednuté, tak přírůstek hmotnosti připadající na přitíženou nápravu v důsledku zvednutí se zvětší o Δm_{p1} . Platí tedy: [3]

$$m_{p1} = m_p + \Delta m_{p1} \quad (25)$$

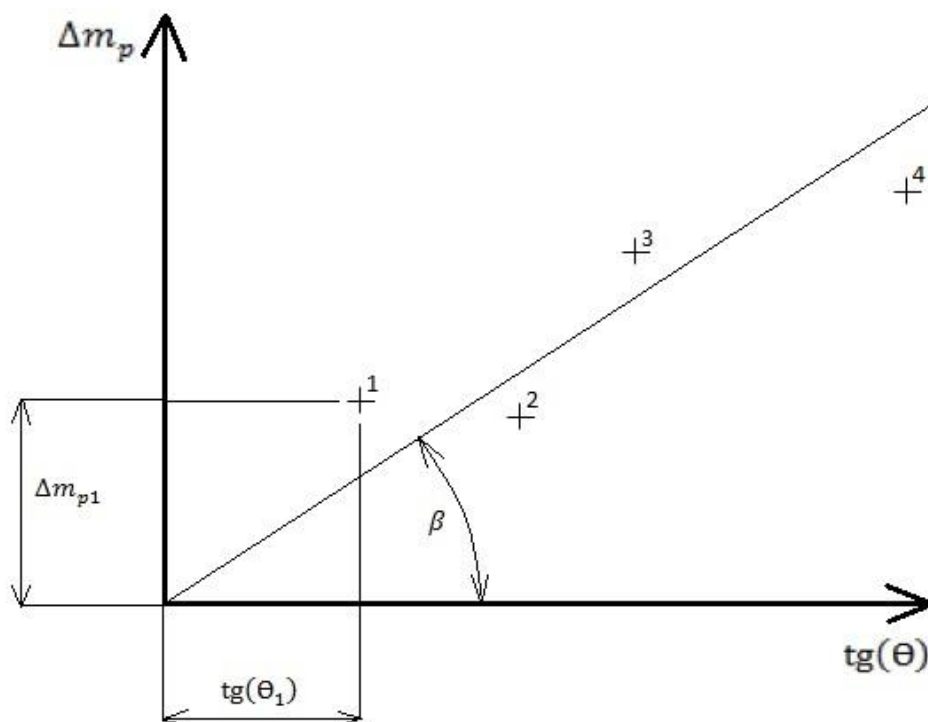
Ze členu odpovídajícímu přírůstku hmotnosti Δm_{p1} jsme po dosazení schopni vyjádřit výšku těžiště od spojnice středů kol h_0 . [3]

$$\Delta m_{p1} = m_{p1} - m_p \quad (26)$$

$$m_v * \operatorname{tg}(\theta) \frac{h_0}{l} = m_{p1} - m_p \quad (27)$$

$$h_0 = \frac{\Delta m_p}{m_v} \frac{l}{\operatorname{tg}(\theta)} \quad (28)$$

Chybu měření můžeme snížit tím, že provedeme vícero měření a pokaždé pro jiný úhel náklonu automobilu θ . V grafu znázorníme pro každé měření hodnotu $\operatorname{tg}(\theta)$ a hodnotu přírůstku hmotnosti Δm_p . [3]



Obr. 5 Graf sloužící ke snížení chyby měření [3]

Jednotlivá měření proložíme přímkou. Směrnice této přímky má tvar: [3]

$$\operatorname{tg}(\beta) = \frac{\Delta m_p}{\operatorname{tg}(\theta)} \quad (29)$$

Pokud již známe směrnici přímky, tak se výška těžiště od spojnice středů kol vyjádří jako: [3]

$$h_0 = \frac{\Delta m_p}{m_v} \frac{l}{\operatorname{tg}(\theta)} = \frac{l}{m_v} \operatorname{tg}(\beta) \quad (30)$$

Celková výška těžiště h se stanoví tak, že k hodnotě výšky těžiště nad spojnici kol h_0 přičteme hodnotu výšky středu kola od podložky r_{stat} : [3]

$$h = h_0 + r_{stat} \quad (31)$$

Nevýhodou metody je to, že při nadzvednutí je automobil nakloněn pod poměrně velkým úhlem. Tím pádem dochází k přelití provozních kapalin, a vzniká tak nepřesnost v měření. U této metody je třeba zamezit stlačení pružin. Maximální naklonění vozidla je limitováno tím, že nárazník vozidla nesmí přijít do kontaktu s podložkou. Tuto metodu není vhodné využívat u vozidel, která mají těžiště velmi blízko spojnici středů kol. Příkladem může být vozidlo formulového typu. Čím je těžiště blíže ke spojnici středů kol, tím bude přírůstek zatížení na vahách menší, a tím více vzroste chyba měření.

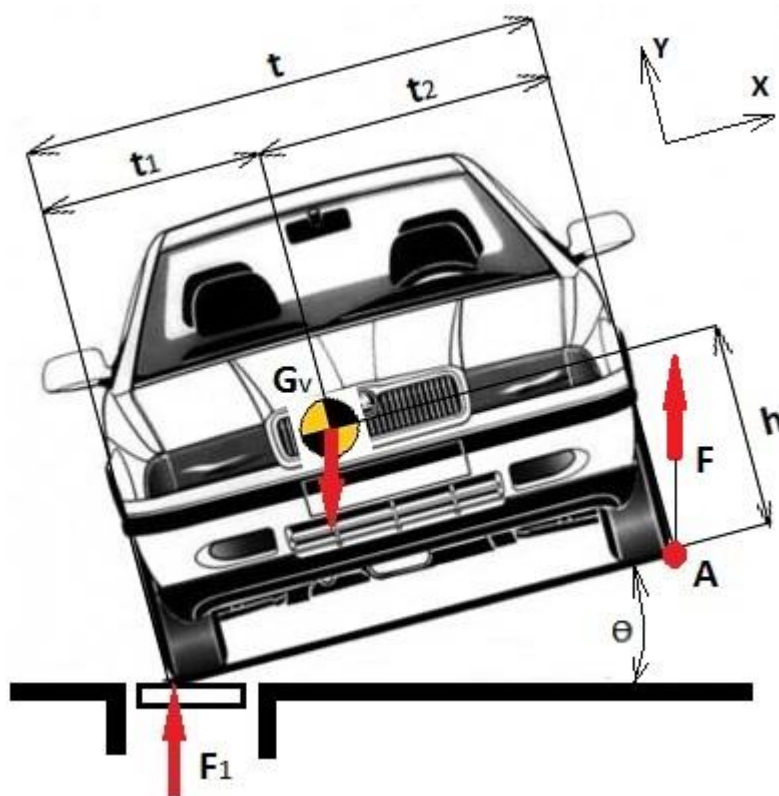


Obr. 6 Ukázka využití metody vážení při naklonění na nápravu v praxi [7]

1.2.2 METODA VÁŽENÍ VOZIDLA NAKLÁPĚNÉHO NA BOK

Metoda je obdobná jako při naklánění automobilu na nápravu. Princip spočívá v tom, že díky zvedacího zařízení vozidlo nadzvedneme na bok o patřičný úhel. Z důvodu naklopení dojde postupně k vychylování těžiště směrem ke kolům na podložce a tedy k jejich přetížení. Díky tomu, že pod těmito koly jsou váhy, tak jsme schopni zjistit, jak moc se kola přetížila. Následně lze opět ze statické momentové rovnováhy vyjádřit výškovou polohu těžiště.

V praxi se většinou nenadzvedává přímo samotné vozidlo, ale naklápěcí plošina, k níž je automobil připevněn. Vůz by měl být pevně připevněn, aby se nemohl posunout žádným směrem. Je také potřebné znát polohu těžiště plošiny a její hmotnost. Při naklopení totiž i samotná plošina způsobí přírůstek hmotnosti, který musíme následně odečíst. Opět i u této metody je nutné zabránit, aby došlo ke stlačení tlumičů. Toho docílíme stejně jako u předchozí metody. [6]



Obr. 7 Metoda vážení vozidla nakloněného na bok [3]

Pokud si pro jednoduchý případ, kdy považují plošinu jako nehmotnou, stanovím rovnici statické momentové rovnováhy vztahující se k bodu A, tak bude vypadat následovně: [3]

$$G_{vy} t_2 + G_{vx} h - F_{1y} t = 0 \quad (32)$$

Jednotlivé síly a jejich složky lze vyjádřit jako:

$$G_v = m_v g \quad (33)$$

$$G_{vx} = G_v \sin(\theta) = m_v g \sin(\theta) \quad (34)$$

$$G_{vy} = G_v \cos(\theta) = m_v g \cos(\theta) \quad (35)$$

$$F_1 = m_1 g \quad (36)$$

$$F_{1y} = F_1 \cos(\theta) = m_1 g \cos(\theta) \quad (37)$$

Z rovnice statické momentové rovnováhy vyjádřím výšku těžiště h :

$$h = \frac{F_{1y} t}{G_{vx}} - \frac{G_{vy} t_2}{G_{vx}} = \frac{m_1}{m_v} t \cotg(\theta) - t_2 \cotg(\theta) \quad (38)$$

kde t je rozchod kol vozidla.

Hlavní výhodou naklápění automobilu na bok je to, že zde dochází k většímu nárůstu hmotnosti oproti metodě naklápění na nápravu. U metody naklápění vozidla na nápravu se totiž vozidlo natáčí kolem osy kol nápravy na podložce. To znamená, že leží-li těžiště blízko spojnice středů předního a zadního kola, tak při zvednutí vozidla je přitížení kol menší. Je to způsobeno tím, že silový moment vyvolávající přitížení je malý. Oproti tomu při naklopení vozidla na bok se vozidlo natáčí v místě kontaktu pneumatiky s podložkou. Rameno silového momentu vyvolávajícího přitížení je tedy větší o statický poloměr pneumatiky. Jsme tedy schopni přesněji určit polohu těžiště i u vozidel s níže uloženým těžištěm. Avšak tato metoda skýtá i nevýhody. Jednou z nich je opět to, že při velkém náklonu dochází k přelití provozních kapalin a tím pádem ke změně polohy těžiště. Druhou může být to, že pokud zvedáme samotné vozidlo, které není na plošině, tak jsou při naklopení hodně deformovány pneumatiky, díky čemuž vzniká chyba měření.

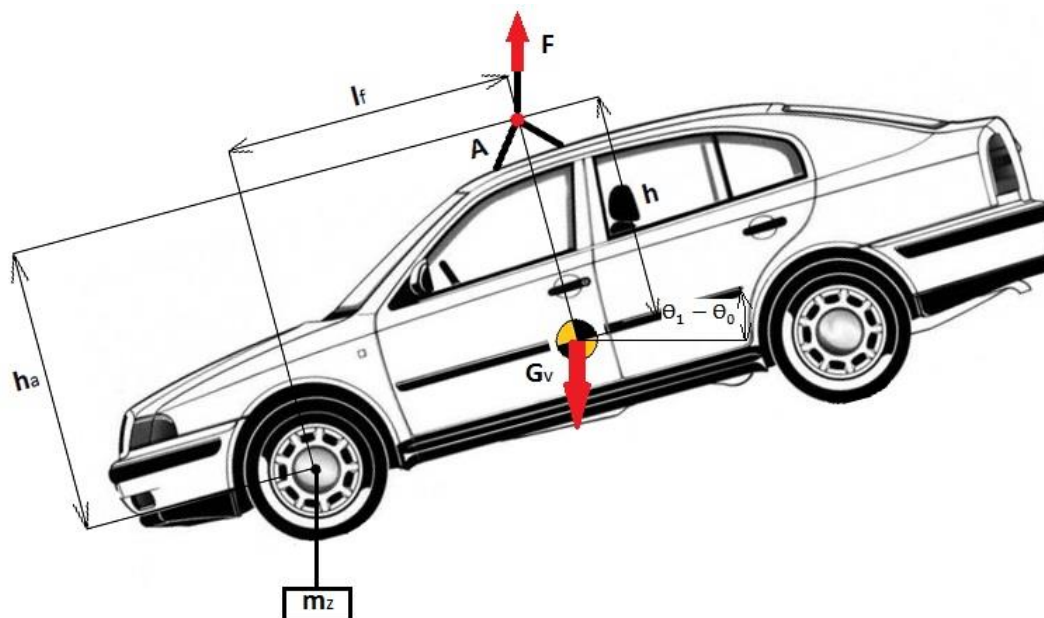


Obr. 8 Ukázka využití metody vážení při naklonění na bok v praxi [8]

1.2.3 METODA ZAVĚŠENÍ CELÉHO VOZIDLA

Tato metoda spočívá v tom, že automobil je celý nadzvednut nad úroveň podložky. Vozidlo je nadzvednuto tak, aby podélná poloha těžiště ležela co nejbližší ke svislé ose procházející čepem závěsu, kolem kterého se vozidlo natáčí. Tím docílíme toho, že zvednuté vozidlo bude co nejméně vychýleno od vodorovné osy. Podélnou polohu těžiště lze stanovit buď experimentálně postupným posouváním vozidla, nebo ji můžeme předem stanovit pomocí některé z metod. Následně se na vozidlo zavěsí závaží o předem známé hmotnosti. Známé také délku ramene, na jakém je závaží přiděláno. Po připevnění závaží se posune podélná poloha těžiště. Díky tomu se zavěšené vozidlo vychýlí. A to tak, aby svislá osa procházející

čepem zavěšení procházela zároveň novou podélnou polohou těžiště. Když změříme úhel, o který se vozidlo natočilo, tak můžeme z rovnice statické momentové rovnováhy vyjádřit výškovou polohu těžiště.



Obr. 9 Zavěšení celého vozidla [3]

Pokud stanovíme rovnici statické momentové rovnováhy k bodu A, tak bude mít následující tvar: [3]

$$m_z g [l_f \cos(\theta_1 - \theta_0) - h_a \sin(\theta_1 - \theta_0)] - m_v g h \sin(\theta_1 - \theta_0) = 0 \quad (39)$$

Pokud z rovnice vyjádříme vzdálenost těžiště od bodu A, tak ve tvaru: [3]

$$h = \frac{m_z}{m_v} [l_f \cotg(\theta_1 - \theta_0) - h_a] \quad (40)$$

Pokud změříme výšku bodu závěsu A od podložky a od této hodnoty odečteme hodnotu h , tak získáme výškovou polohu těžiště automobilu.

Provedení zařízení fungujících na základě této metody může být různé. Buď může být zavěšení automobilu přichyceno přímo ke karoserii a automobil je nadzvednut například jeřábem, nebo je vozidlo připevněno na kyvné houpačce, která má možnost se otáčet ve směru její příčné osy procházející čepem. V každém případě ale musí být u této metody splněno to, že střed otáčení leží vždy nad těžištěm vozidla. Díky této podmínce je zajištěno, že měřicí zařízení bude stabilní a nedojde k úplnému přetočení vozidla. [6]



Obr. 10 Ukázka využití metody zavěšení celého vozidla v praxi [8]

1.2.4 METODA POSTUPNÉHO ZAVĚŠOVÁNÍ VOZIDLA

Obecně lze u těles určovat polohu jejich těžiště také pomocí jejich postupného zavěšování. Princip této metody spočívá v tom, že pokud těleso v nějakém bodě zavěšíme a necháme ho ustálit, tak pak jeho těžiště bude ležet na pomyslné svislé čáře vedené z místa zavěšení. Čáře, která spojuje těžiště a místo závěsu, se říká těžnice. Těžnici si na těleso vyznačíme. Dále se těleso zavěší v jiném místě a po ustálení vyznačíme další těžnici. Těžiště tělesa leží přesně v místě průsečíku těžnic. Pokud se jedná o prostorové těleso, tak jej potřebujeme zavěsit minimálně ve třech různých bodech. U rovinných těles stačí těleso zavěsit pouze na dvou různých místech. [1]

Metoda by teoreticky šla použít i u určení polohy těžiště automobilu, ale v praxi se nevyužívá. Největší problém by byl v jeho zavěšení. Mohlo by totiž dojít k poškození vozidla v místě závěsu. Navíc by při zavěšení došlo k velkému přelítí provozních kapalin, a do měření by tím pádem byla vnesena chyba.



Obr. 11 Postupné zavěšování tělesa

1.2.5 METODA ZJIŠTĚNÍ ÚHLU PŘEKLOPENÍ

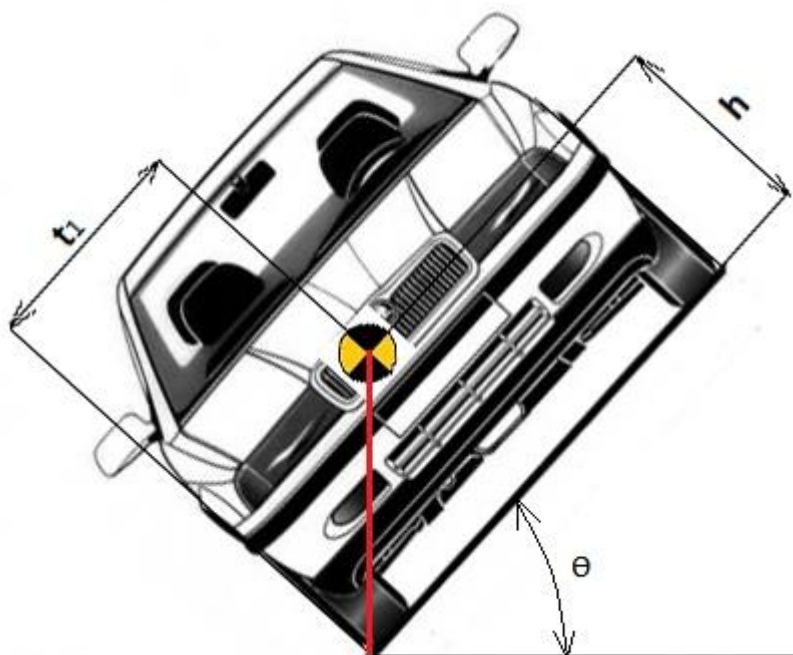
Zvolený přístup spočívá ve vyvážení vozidla na dvou bodech, nacházejících se na bočnicích přední a zadní pneumatiky na jedné straně vozu. Vozidlo se bude nacházet v rovnovážné poloze tehdy, pokud se při pohledu zepředu bude těžiště nacházet na svislé ose procházející osou naklápění. Pokud je automobil nakloněn do polohy, kdy je v rovnováze, tak k jeho udržení v této poloze postačí velmi malá síla. V této pozici se změří úhel naklonění, z kterého jsme následně schopni dopočítat výšku těžiště. K výpočtu výšky těžiště je ovšem nutné znát nejprve jeho příčnou a podélnou polohu. Metoda je vhodná spíše pro lehčí vozidla. U těžších vozidel je náročnější zajištění vozidla v rovnovážné poloze. [9]

Před samotným vyvážením tímto způsobem jsou u vozidla vyměněny tlumiče za tuhé tyče, aby nedocházelo v průběhu měření ke změně světlé výšky vozidla. Ve vozidle by měly být doplněny provozní kapaliny a je vhodné, aby zde seděl i řidič s posádkou. Popřípadě lze přítomnost člověka ve vozidle nahradit například závažím odpovídajícím jeho hmotnosti. Pokud měříme vozidlo menších rozměrů, tak může být do rovnovážné polohy zvednuto například pomocí dílenského hydraulického jeřábu. [9]

V případě, že je rozchod kol na přední a zadní nápravě shodný, tak odvození výšky těžiště na základě znalosti trigonometrie je velmi snadné. Stanoví se jako: [9]

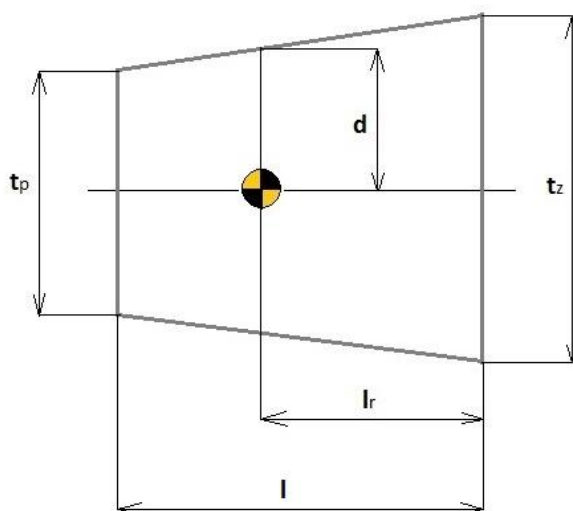
$$h = t_1 \operatorname{tg}(90 - \theta) \quad (41)$$

kde h je výška těžiště, t_1 je příčná souřadnice těžiště a θ je úhel naklonění vyváženého vozidla.



Obr. 12 Metoda zjištění úhlu překlpení [9]

Málokterý automobil má ale rozchod kol na přední a zadní nápravě shodný. Proto je zapotřebí stanovit vzdálenost d mezi těžištěm a osou překlápění v místě mezi nápravami. Abychom věděli v jakém konkrétním místě tuto vzdálenost určit, tak musíme znát kromě příčné i podélnou souřadnici těžiště. Situaci, kdy má automobil rozdílné rozchody náprav, lze znázornit následovně: [9]



Obr. 13 Schéma vozidla s rozdílnými rozchody náprav při pohledu shora [9]

Nejprve je třeba určit vzdálenost d znázorněnou na schématu. Potom již můžeme určit výšku těžiště: [9]

$$d = t_p + [(t_z - t_p)m_r] \quad (42)$$

$$h = \frac{d}{2} \operatorname{tg}(90 - \theta) \quad (43)$$

kde t_p je rozvor přední nápravy, t_z rozvor zadní nápravy a m_r je zatížení zadní nápravy.



Obr. 14 Využití metody zjištění úhlu překlopení v praxi [9]

1.2.6 METODA MĚŘENÍ POMOCÍ CENTRIFUGY

V Americe existuje instituce NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration), která se zabývá bezpečností silniční dopravy. Tato instituce velmi úzce spolupracuje se společností NASA (National Aeronautics and Space Administration). Společnost NASA vlastní velkou vysokorychlostní centrifugu (hala, v níž je centrifuga umístěna, má průměr 46 m). Ta slouží primárně k testování vesmírných plavidel. Díky spolupráci s institucí NHTSA bylo umožněno využívat toto zařízení také k testování osobních vozidel. Prvotním impulsem, který vedl instituci NHTSA k zahájení testování, bylo to, že v posledních letech stále roste obliba vozidel typu SUV. Tato kategorie vozidel je díky svému výše položenému těžišti mnohem náchylnější k převrácení vozidla na střechu. Převrácení automobilu může mít zásadní dopad na zdraví posádky. K převrácení vozidla nejčastěji dochází v krizových situacích, kdy se velmi rychle změni směr jízdy. [10]

Vysokorychlostní centrifuga, na které probíhá měření, je poháněna dvěma elektromotory. Tyto elektromotory dokáží roztočit centrifugu takovou rychlostí, že těleso umístěné na konci ramene centrifugy se může pohybovat obvodovou rychlostí až 321 kmh^{-1} . Roztočení

centrifugy na maximální rychlost spotřebuje velké množství elektrické energie. Ovšem po jejím roztočení už spotřeba elektrické energie rapidně klesá. Několikatunové rameno je uloženo ve velmi precizně vyrobených ložiscích, které kladou pohybu ramene jen malý odpor. K jeho rozpohybování stačí vynaložit poměrně malou sílu. Jsou ho schopni rozpohybovat dva až tři dospělí lidé. Brzdění centrifugy probíhá pomocí převodovky, kde dochází díky postupnému podřazování ke zvyšování převodového poměru. Obdobně jako když podřazujeme u osobního automobilu s manuální převodovkou. Během měření je ve vozidle místo řidiče umístěna figurína vybavena snímači zrychlení. Ve vozidle jsou doplněny provozní kapaliny. Palivo je zde ale nahrazenou nehořlavou kapalinou, a to z důvodu bezpečnosti. Vozidlo se na rameno centrifugy umísťuje pomocí jeřábu a k rameni je zajištěno tak, aby mu bylo umožněno se maximálně naklonit o 20° . [10]

Metodika vyhodnocení samotného měření spočívá v tom, že se hodnotí, jak moc velké tendence má daný typ automobilu k převrácení. Tendence k převrácení je dle NHTSA nazvána jako faktor statické stability. Faktor statické stability je hvězdičkové ohodnocení automobilu. Přičemž platí, že čím méně hvězdiček automobil má, tak tím má větší tendenci k přetočení. V průběhu měření je vyhodnocována především síla, při které se vozidlo začne převracet. Boční zrychlení vyvolané centrifugou může dosahovat hodnoty přesahující jedno G. Z naměřených veličin lze stanovit kromě faktoru statické stability i výškovou polohu těžiště. [10]



Obr. 15 Umísťování vozidla přichystaného na měření na centrifuze [10]

1.2.7 METODY MĚŘENÍ VÝŠKY TĚŽIŠTĚ V PRAXI

Je zajímavé se zaměřit na to, pomocí jakých zařízení se určuje výšková poloha těžiště vozidla v laboratořích předních světových výrobců automobilů. Existuje studie, která byla vypracována Institutem pro výzkum dopravy v Michiganu. Tato studie se zabývá hodnocením měření výšky těžiště v praxi u osobních automobilů. Studie popisuje metody, na nichž jednotlivá měřicí zařízení pracují. Je zde také stručně popsána konstrukce těchto zařízení. Primárním cílem této studie bylo porovnat přesnost měření výšky těžiště konkrétního typu automobilu měřeného na různých měřicích pracovištích. Tedy pomocí různých zařízení fungujících na odlišných metodách měření. Laboratoře, které se podílely na studii, byly následující: General Motors Corporation (GM), Ford Motor Company (Ford), Chrysler Corporation (Chrysler) a National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA). [6]

Zařízení pracující na principu metody vážení vozidla nakloněného na nápravu využívá ve svých laboratořích například automobilka Chrysler. Vozidlo je nakláněno díky tomu, že kola jedné nápravy najedou na plošinu, která je díky mechanismu schovanému pod úroveň podložky nadzvedávána. Pohybu kol na zvedací plošině je zabráněno tím, že jsou zde z plechu vytvořeny speciální zábrany ve tvaru klínu. Pod každým z kol jsou umístěny váhy, díky nimž lze monitorovat zatížení jednotlivých kol. Váhy pod koly na úrovni podložky mají možnost podélného pohybu díky lineárnímu vedení. Úhel náklonu vozidla se určuje z výšky zdvihu plošiny a znalostí rozvoru náprav. Pro kontrolu správnosti výpočtu úhlu náklonu je ještě na střeše automobilu umístěn sklonoměr. Obvykle se vozidlo na tomto zařízení naklání pod úhlem $20^\circ - 30^\circ$. [6]

Zařízení založené na metodě vážení vozidla nakloněného na bok využívá k měření například korporace výrobců automobilů General Motors. Jejich zařízení je tvořeno velmi tuhou naklápací plošinou, která je vyrobena jako svařenec z nosníků profilu I. Plošina je zvedána pomocí hydraulického válce. Úhel naklonění se měří pomocí sklonoměru, který je namontován na rám plošiny. [6]

V laboratořích automobilky Ford se využívá zařízení fungující na principu metody zavěšení celého vozidla. Jedná se o jednoduchou kyvnou houpačku, na které lze ještě kromě výšky těžiště měřit také momenty setrvačnosti. Hliníkový rám houpačky, obdélníkového tvaru, je tvořen z profilu tvaru I. Rám vozidlo obklopuje z boku kolem jeho obvodu. Z rámu vystupují dva příčnický, které vedou pod koly vozidla. Houpačka je z výchozí polohy zvednuta pomocí zvedacího zařízení. Poté se na příčnický aplikuje předem známé zatížení. Zatížení je v místě, od kterého je známa jeho přesná poloha vůči ose otáčení. Měří se vozidlo bez cestujících, které má doplněny všechny provozní kapaliny. [6]

Instituce NHTSA prováděla měření ve spolupráci se společností NASA na centrifuze. Toto zařízení bylo podrobněji popsáno v předchozí kapitole. [6]

Jednotlivá měření probíhala ve všech laboratořích na třech automobilech a jednom referenčním objektu. Jednalo se o vozidla Chrysler mini-van, Ford pickup a vozidlo typu SUV vyrobené korporací GM. Referenčním objektem byla rámová konstrukce podvozku vozidla včetně kol. Tento objekt sloužil k porovnání naměřených hodnot. Bylo docíleno poměrně dobré opakovatelnosti měření v jednotlivých laboratořích, avšak naměřené hodnoty výšky těžiště se u jednotlivých laboratoří lišily. [6]

Tab. 1 Naměřená výška těžiště pomocí různých metod [6]

Měřený objekt	Výška těžiště v dané laboratoři [mm]				Průměrná hodnota [mm]
	NHTSA	GM	Ford	Chrysler	
Ford pickup	691,4	666,8	703,6	664,9	681,7
GM SUV	669,8	648,7	707,6	629,9	660,9
Chrysler mini-van	642,1	629,4	658,1	619,3	637,3
Referenční objekt	606,6	612,4	636,1	582,4	609,3

Pro každé vozidlo a také pro referenční objekt byla spočítána průměrná hodnota naměřené výšky těžiště z jednotlivých laboratoří. U referenčního objektu známe jeho přesnou výšku těžiště, která je 612,1 mm. Je zřejmé, že tato hodnota se příliš neliší od vypočítané průměrné hodnoty určené z měření. Pokud tedy porovnáme odchylku jednotlivých laboratoří vůči průměrné hodnotě u každého z vozidel a referenčního objektu, tak je zřejmé, že nejmenších odchylek bylo dosaženo v laboratořích NHTSA, kde probíhalo měření na centrifuze. Laboratoře GM, Ford a Chrysler dosahovaly přibližně podobně velkých odchylek, které byly větší než u laboratoře NHTSA. [6]

2 DEFINICE POŽADAVKŮ NA MĚŘICÍ ZAŘÍZENÍ

Mezi nejdůležitější požadavky, které jsou na zařízení kladeny, řadíme především jeho velikost. Ta je určena primárně velikostí automobilů, které se budou na zařízení měřit. Kromě velikosti automobilu záleží také i na velikosti samotného prostoru, ve kterém má být zařízení umístěno. Důležitá je také snadná montáž, a případně demontáž zařízení. V neposlední řadě je podstatná i jeho výrobní cena.

2.1 KATEGORIE M1

Zařízení by mělo být navrženo tak, aby na něm bylo možné měřit automobily kategorie M1. Dle přílohy k zákonu č. 56/2001 Sb. je vozidlo kategorie M1 definováno jako motorové vozidlo, které má nejméně čtyři kola a používá se pro dopravu osob. Jedná se o vozidla, která mají maximálně osm míst určených k přepravě osob, vyjímaje místo řidiče. Může jít i o víceúčelová vozidla. [11]

Príslušná vyhláška určuje maximální povolené rozměry automobilu pouze pro více kategorií vozidel současně, a nikoliv přímo pro danou kategorii zvlášť. Z tohoto důvodu je nutné při návrhu zařízení vycházet z normy ČSN 73 6058. V této normě jsou definovány orientační rozměry konkrétně pro osobní automobily. Orientační rozměry jsou určeny následující tabulkou: [12] [13]

Tab. 2 Orientační rozměry osobních automobilů [13]

Vozidlo		Orientační rozměr [m]			
Skupina	Druh	Šířka	Délka	Výška	Rozvor
1	Malé a střední osobní automobily	1,65	4,25	1,50	2,40
	Velké osobní automobily	1,80	5,00	1,90	2,80

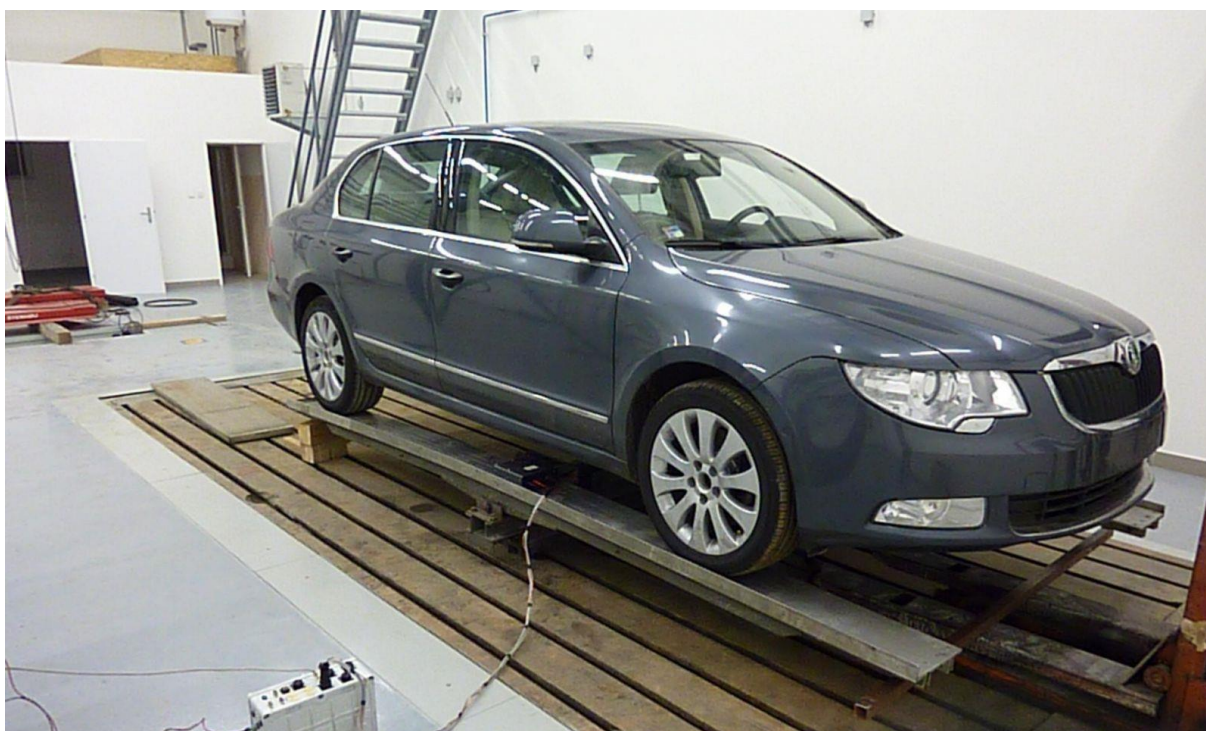
Jak již bylo zmíněno, tak rozměry uvedené v předchozí tabulce jsou pouze orientační. Při návrhu konstrukce zařízení je nejprve nutné si stanovit maximální rozměry a hmotnost vozidla, které bude na zařízení ještě možno měřit. Z toho důvodu se bude muset k daným orientačním rozměrům přičíst ještě rezerva. Přičtením rezervy bude zajištěno, že se do těchto rozměrů bezpečně vlezou všechna vozidla dané kategorie. Maximální možné rozměry a hmotnost vozidla, které bude ještě možno měřit, byly zvoleny následovně:

Tab. 3 Maximální přípustné rozměry a hmotnost vozidla, které bude možné na zařízení měřit

Délka [mm]	Šířka [mm]	Výška [mm]	Rozvor [mm]	Rozchod [mm]	Hmotnost [kg]
5000	2100	1900	2850	1700	2000

2.2 UMÍSTĚNÍ ZAŘÍZENÍ

Vyrobené zařízení by mělo být umístěno v prostorách laboratoří ÚADI. V těchto prostorech se nachází ocelová montážní deska obdélníkového tvaru, která má délku téměř 7 m a šířku necelé 3 m. V desce jsou vyfrézované podélně T-drážky, které umožňují přichycení měřicích zařízení. Deska je znivelovaná tak, že dosahuje velké rovinnosti. Z tohoto důvodu se přímo nabízí pevně přichytit konstrukci navrhovaného zařízení k desce s využitím T-drážek. V prostorách nad montážní deskou je výška zařízení limitována výškou stropu, která je přibližně 3,5 m. Výhodou je, že v těchto prostorách se nachází u stropu elektrický jeřáb, který se může využít k usnadnění montáže či demontáže zařízení.



Obr. 16 Montážní plošina v laboratořích ÚADI, na které právě probíhá měření [14]

2.3 SNADNÁ MONTÁŽ/DEMONTÁŽ

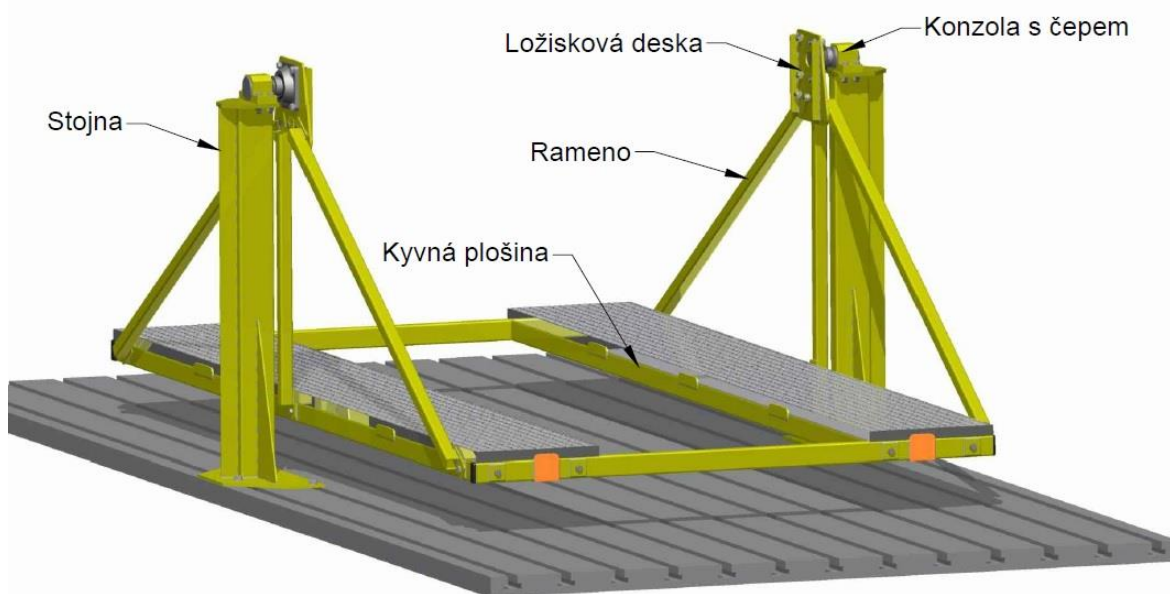
Konstruované zařízení by mělo být snadno smontovatelné a rozebíratelné. Proto nebude zařízení navrhováno jako jeden celek, nýbrž jako skupina dílčích celků. Představa je taková, že mezi základní celky, které budou už nadále nerozebíratelné, budou patřit: dvě hlavní části rámu kyvné plošiny, dva příčníky (spojující hlavní části plošiny), ramena spojující kyvnou plošinu s uložením ložiskového tělesa, konzoly s navařenými čepy a dvě boční stojny, které nesou kyvnou plošinu a jsou pevně spojeny s upínací deskou v podlaze. Tyto dílčí celky budou navrženy tak, aby je bylo možné s využitím lidské síly, popřípadě s využitím jeřábu, snadno přemístit. Zařízení by samozřejmě bylo možné navrhnout i tak, aby bylo sestaveno ještě z daleko menších demontovatelných celků, ale v tomto případě by případná montáž a demontáž zabrala příliš mnoho času. Sestavení zařízení by připomínalo spíše dětskou stavebnici LEGO. Z důvodu zkrácení času montáže bylo tedy rozhodnuto pro návrh větších celků. Jednotlivé větší celky budou k sobě připevněny pomocí rozebíratelných spojů.

2.4 VÝROBNÍ CENA

V dnešní době záleží (kromě vhodně navržené konstrukce stroje či zařízení) také čím dál více na jeho výrobních nákladech. Z tohoto důvodu bude konstrukce navržena tak, aby její výrobní cena byla pokud možno nízká. Docílí se toho tak, že se při návrhu konstrukce bude využívat co nejvíce normalizovaných součástí a rám konstrukce bude tvořen z normalizovaných polotovarů.

3 DETAILNÍ KONSTRUKČNÍ NÁVRH

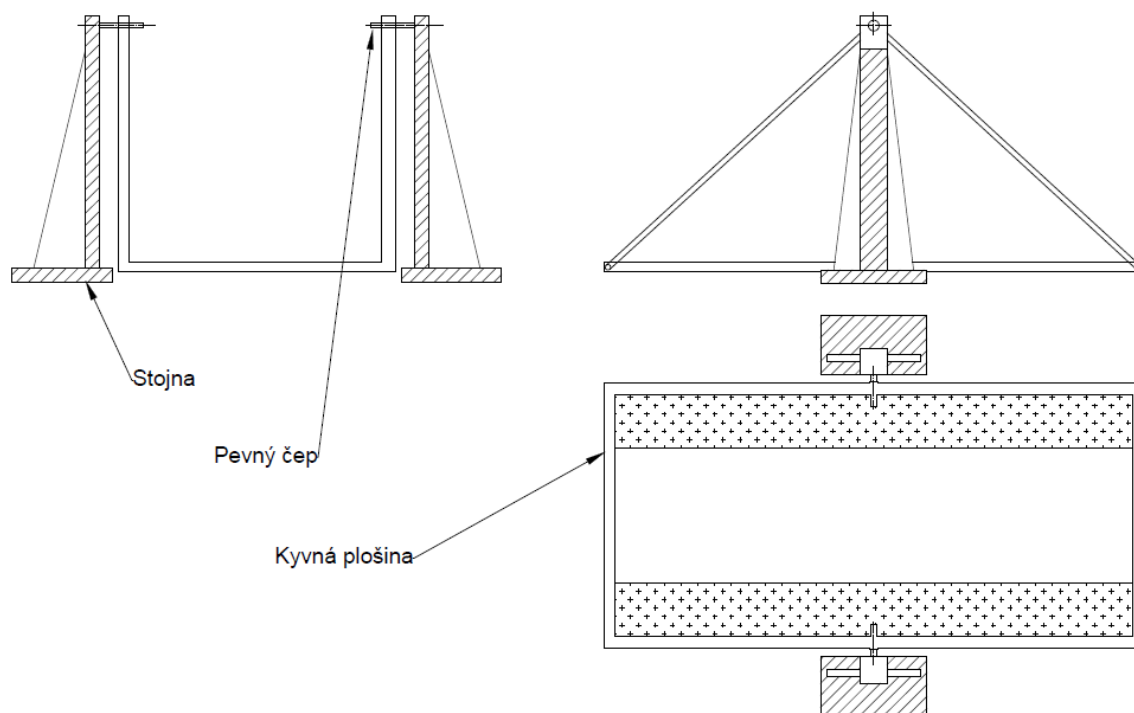
Tato kapitola je věnována detailnímu konstrukčnímu návrhu jednotlivých hlavních celků zařízení, kterými jsou: kyvná plošina (tvořená dvěma pojezdovými poli, které jsou spojeny pomocí dvou spojujících příčníků), ložiskové desky (na kterých jsou upevněna ložisková tělesa), ramena (spojující kyvnou plošinu s ložiskovými deskami), stojny (nesou pohyblivou část zařízení a jsou pevně připevněna k upínací desce v podlaze), konzoly s čepy a další dílčí celky zařízení. Konstrukční návrh byl vytvořen v softwaru Autodesk Inventor 2015.



Obr. 17 Konstrukční návrh

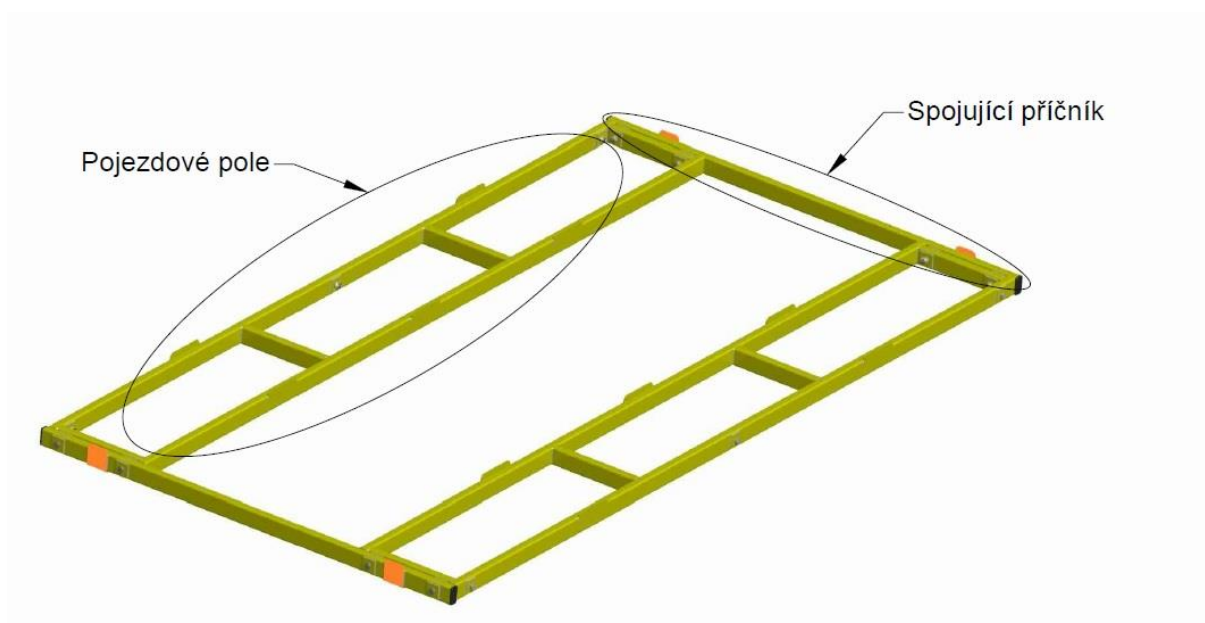
3.1 PRVOTNÍ PŘEDSTAVA

Prvotní představa o konstrukci zařízení byla taková, že k upínací desce v prostorách laboratoře budou připevněny dvě nosné stojny. Na každé stojně bude v její vrchní části připevněna konzola, v níž bude pevně navařen čep. Tato část zařízení nebude vykonávat žádný pohyb a bude sloužit jako nosná konstrukce pro zbylou část zařízení. Kyvná plošina, na níž bude pevně umístěn automobil, bude pomocí ramen připojena k ložiskovým deskám, na kterých budou připevněna ložisková tělesa s ložisky, které umožní otáčení celku kolem čepů. Celá tato část zařízení bude mít možnost vykonávat kyvný pohyb vůči nepohyblivé části zařízení. Tuhý rám, kyvná plošina, ramena i stojny budou vytvořeny jako svařenec z bezešvých ocelových trubek obdélníkového profilu, tzv. jechlů. Byly zvoleny běžně dostupné rozměry těchto profilů. Rozměry jsou vybrány z katalogu na internetových stránkách ověřeného českého výrobce polotovarů www.ferona.cz.



Obr. 18 Prvotní představa o konstrukci zařízení

3.2 KYVNÁ PLOŠINA

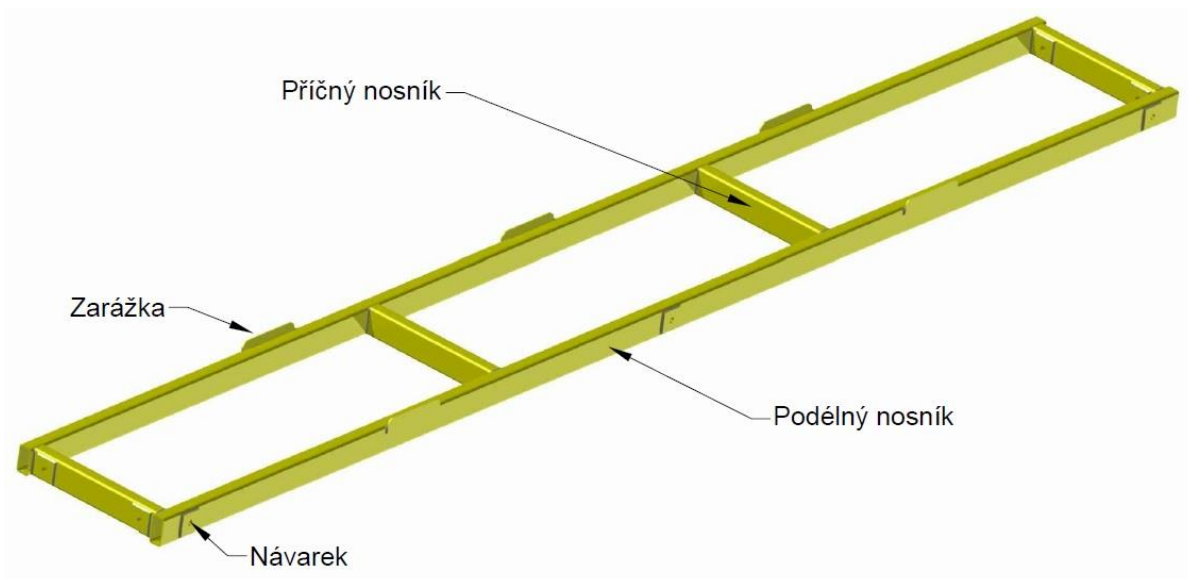


Obr. 19 Kyvná plošina

Plošina pod automobilem má obdélníkový tvar. Je tvořena dvěma pojezdovými poli, které jsou navzájem spojeny pomocí dvou spojujících příčníků. Pojezdová pole jsou k příčníkům připojena pomocí šroubů s částečným závitem. Tyto šrouby budou v místě spoje plnit funkci čepu. Kdyby byl rám kyvné plošiny vytvořen jako jeden nerozebíratelný celek, dosahoval by velké hmotnosti a manipulace s ním by byla obtížná. Proto bylo rozhodnuto pro rozdělení

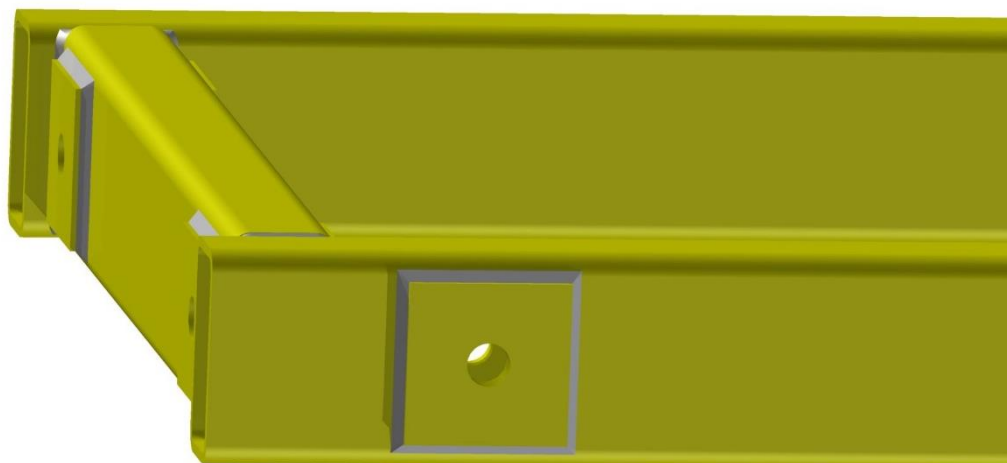
rámu na více částí. Délka plošiny byla zvolena 4 m a šířka 2,1 m. Jelikož je maximální rozvor měřeného vozidla 2,85 m a je velmi nepravděpodobné, že by podélná poloha těžiště ležela přímo uprostřed délky rozvoru, proto musí být délka plošiny větší než samotný rozvor. Délka plošiny byla vypočítána tak, že k maximálnímu rozvoru byl přičten přírůstek, který zaručí, že s vozidlem bude na plošině možné pohybovat směrem dopředu nebo dozadu s dostatečnou rezervou. Umožnění posunutí vozidla na plošině je důležité, abychom docílili, že podélná poloha těžiště vozidla se bude před začátkem měření nacházet na stejné úrovni jako osa otáčení plošiny.

3.2.1 POJEZDOVÉ POLE



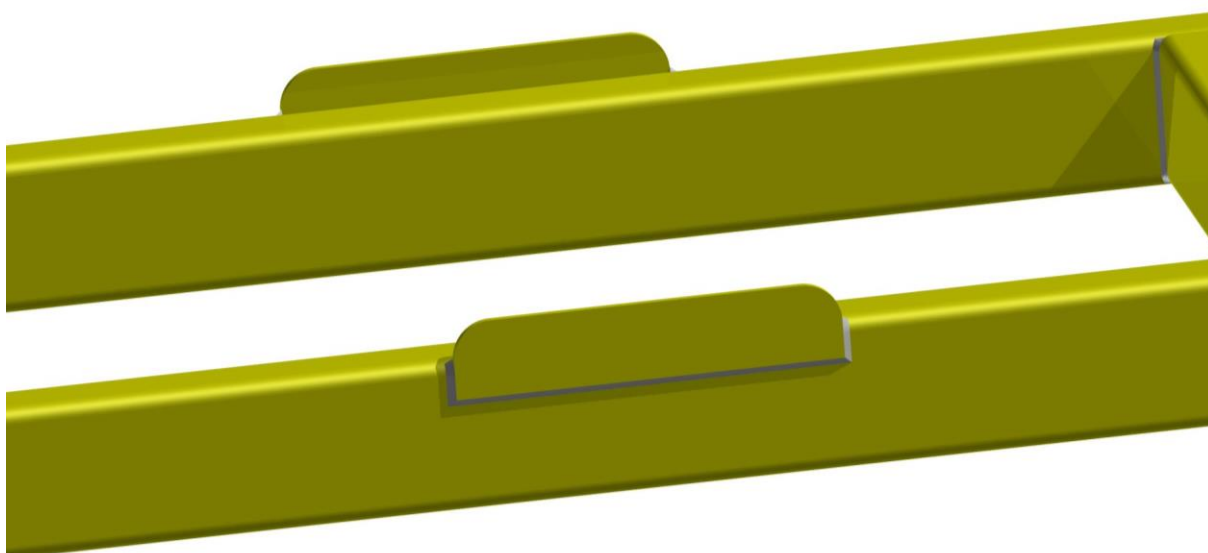
Obr. 20 Pojezdové pole

Jedno pojezdové pole je tvořeno ze dvou podélných a čtyř příčných nosníků. Přičemž dva podélné nosníky na obou stranách pojezdového pole budou tvořit podporu pro pojezdovou plochu pod koly automobilu. Šířka pojezdové plochy je 500 mm. Podélné nosníky budou spojeny tak, že mezi ně budou navařeny čtyři krátké příčné nosníky, které zaručí, že při zatížení pojezdového pole koly vozidla, nedojde k příliš velkému zvětšení vzdálenosti mezi nosníky podélnými. Dva příčné nosníky, umístěné blíže ke krajům podélných nosníků, také umožní připevnění pojezdového pole ke spojujícím příčnicům. Na podélném nosníku, který se nachází blíže ke kraji kyvné plošiny, jsou z vnitřní i vnější strany návarky, které lokálně zesílí stěnu profilu a vytvoří také stykovou plochu, ke které budou připevněny ramena plošiny.



Obr. 21 Detail návarku

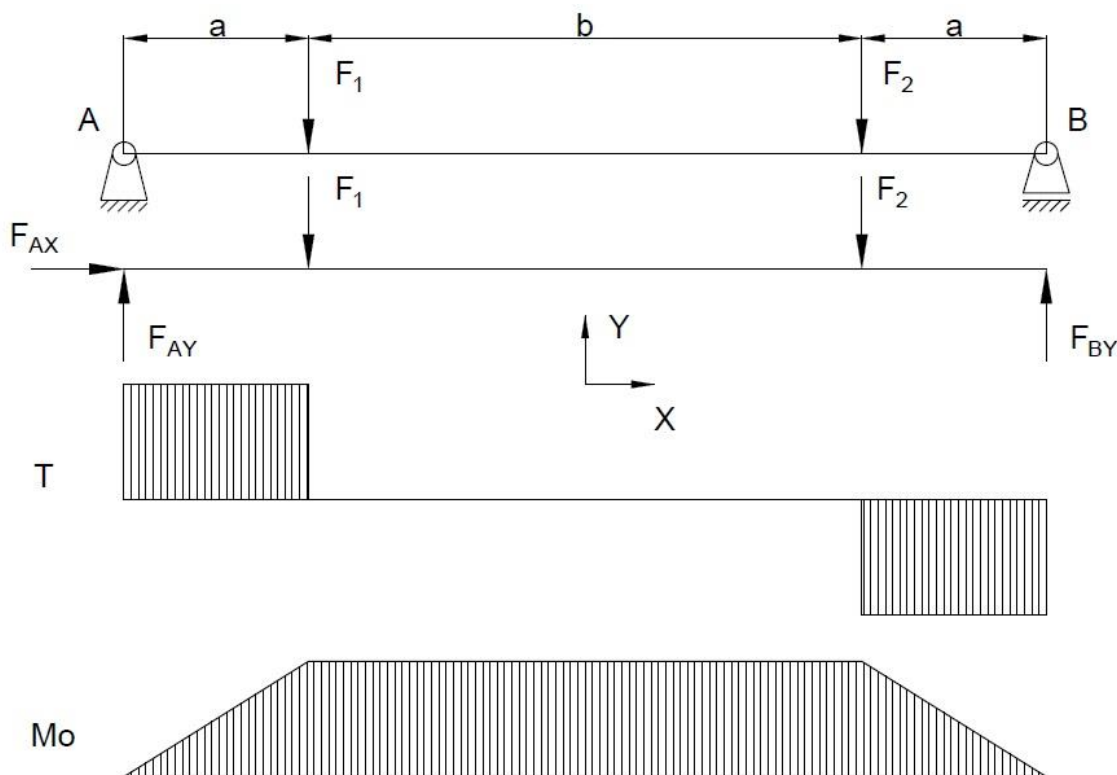
Návarky mají čtvercový tvar o délce hrany 60 mm. Po obrobení mají tloušťku 6 mm a jsou vyrobeny z oceli s označením S355 J2 (obdoba oceli s označením dle ČSN 11503). Po jejich navaření a obrobení bude skrze ně vyvrtána díra o průměru 17 mm. Tou bude následně prostrčen spojovací čep. Shodné návarky jsou také navařeny z vnější i vnitřní strany na krajních příčných nosnících. Budou sloužit k přichycení pojezdového pole pomocí čepů ke spojovacím příčnům. Kromě návarků jsou na podélných nosnících navařeny zarážky pojezdové plochy pod koly vozidla. Tyto zarážky jsou obdélníkového tvaru o délce stran 200 mm a 40 mm. Zarážky mají tloušťku 4 mm. Oba horní ostré rohy zarážky jsou zakulaceny na rádius 20 mm z důvodu bezpečnosti, aby nedošlo k případnému pořezání o tyto hrany. Zarážky jsou vyrobeny z oceli s označením S355 J2.



Obr. 22 Detail zarážky

Nejprve bylo potřeba vhodně navrhnout rozměry profilu podélných nosníků, jelikož ty budou namáhány daleko více než krátké nosníky, které je spojují. Je nutné také ověřit navržené průměry spojovacích čepů (šroubů s částečným závitem) kontrolou na stříh a otažení. Profil podélných nosníků byl při navrhování dimenzován tak, aby byla splněna podmínka, že největší působící ohybové zatížení bude menší nebo maximálně shodné, jako maximální přípustné napětí stanovené pro daný materiál při daném typu zatížení. Profil krátkých příčných nosníků byl zvolen stejný jako profil podélných nosníků. Při analytickém výpočtu se uvažovalo s jistými zjednodušeními. Výpočet namáhání nosníků byl proveden na namáhání ohybem, jelikož účinek tohoto typu namáhání zde bude dominantní. Pro jednoduchost výpočtu budu předpokládat, že souřadnice podélné složky těžiště automobilu se nachází ve stejné vzdálenosti od přední i zadní nápravy a souřadnice příčné složky těžiště je ve stejné vzdálenosti od levých i pravých kol. Kola automobilu jsou tedy rovnoměrně zatížena. Dalším zjednodušujícím předpokladem je to, že kola vozidla se nachází přesně uprostřed pojezdové plošiny. V těchto výpočtech je také zanedbána hmotnost samotné plošiny. Výpočet je proveden pro vnitřní nosník nacházející se blíže ke středu plošiny. Předpokládá se, že bude více zatížen než vnější. I když budou ve skutečnosti nosníky k sobě přivařeny, tak ve výpočtu bylo uvažováno s uložením nosníku na jedné straně pomocí rotační vazby a na druhé straně posuvně. Toto zjednodušení bylo provedeno z důvodu docílení staticky určitého uložení nosníku.

Pro podélný nosník byl zvolen jeklový profil dle normy EN 10219, který má výšku 80 mm, šířku 40 mm a tloušťka stěny je 4 mm. Nosník má délku 4 m a je vyroben z oceli s označením S235 JRH (obdobu oceli s označením dle ČSN 11375). Profil má hmotnost 6,908 kg na jeden metr jeho délky. Podélný nosník bude nejvíce namáhán na ohyb, jestliže vozidlo bude mít velkou hmotnost a malý rozvor kol. Na obrázku níže je schematicky znázorněno zatížení vnitřního podélného nosníku a průběh VVÚ:



Obr. 23 VVÚ podélného nosníku pojezdového pole

Přičemž je dáno: $a = 800 \text{ mm}$, $b = 2400 \text{ mm}$, $F_1 = 2500 \text{ N}$, $F_2 = 2500 \text{ N}$,
 $W_{el} = 16200 \text{ mm}^3$, $\sigma_{do} = 165 \text{ MPa}$

kde W_{el} je modul průřezu v ohybu, σ_{do} je maximální dovolené napětí při statickém ohybovém zatížení. [16]

Rovnice silové a momentové rovnováhy budou mít následující tvar:

$$\Sigma F_{iX} = 0 \Rightarrow F_{AX} = 0 \quad (44)$$

$$\Sigma F_{iY} = 0 \Rightarrow F_{AY} - F_1 - F_2 + F_{BY} = 0 \quad (45)$$

$$\Sigma M_{iA} = 0 \Rightarrow -F_1 a - F_2(a + b) + F_{BY}(2a + b) = 0 \quad (46)$$

Z následujících rovnic lze vyjádřit a dopočítat síly F_{AY} a F_{BY} :

$$F_{BY} = \frac{F_1 a + F_2(a + b)}{2a + b} = 2500 \text{ N} \quad (47)$$

$$F_{AY} = F_1 + F_2 - F_{BY} = 2500 \text{ N} \quad (48)$$

Maximální působící ohybový moment je následující:

$$M_{omax} = F_{AY} a = 2000 \text{ Nm} \quad (49)$$

Maximální působící napětí v ohybu lze vyjádřit jako:

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_{el}} = 123,46 \text{ MPa} \quad (50)$$

Kontrola bude provedena tak, že porovnáme hodnotu maximálního působícího napětí v ohybu σ_o s hodnotou maximálního dovoleného napětí σ_{do} . Přičemž musí platit podmínka, že $\sigma_o \leq \sigma_{do}$.

$$\sigma_o \leq \sigma_{do} \quad (51)$$

$123,46 \text{ MPa} \leq 165 \text{ MPa} \rightarrow$ Podmínka splněna

Jelikož je podmínka splněna, tak lze usuzovat, že profil polotovaru je navržen vhodně. Je zde ponechána i dostatečně velká rezerva, která zohlední nepřesnosti výpočtu způsobené zjednodušujícími předpoklady.

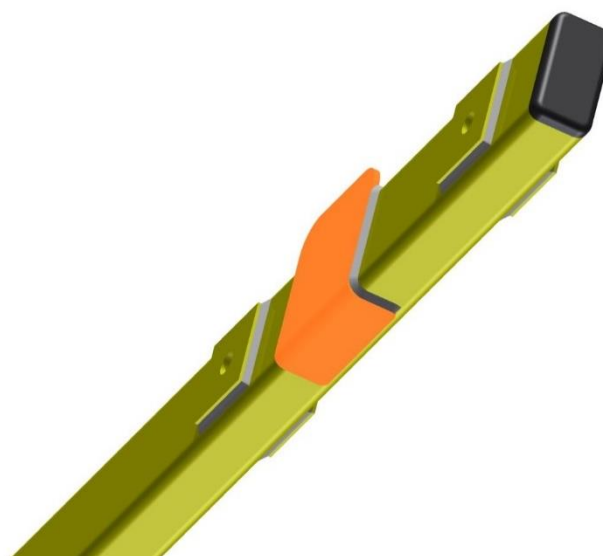
3.2.2 SPOJUJÍCÍ PŘÍČNÍKY



Obr. 24 Spojovací příčník

Spojovací příčníky plní funkci toho, že jsou pomocí nich k sobě připojeny obě pojezdová pole. Díky propojení pojezdových polí těmito příčníky získáme kompletní konstrukci rámu kyvné plošiny. Na daný jeklový profil jsou v patričních místech navařeny z obou stran profilu opět ty samé návarky, jaké jsou navařeny i na konstrukci rámu pojezdového pole. Na profilu jsou také navařeny zarážky pojezdové plochy ve tvaru písmene L (v modelu označeny oranžovou barvou).

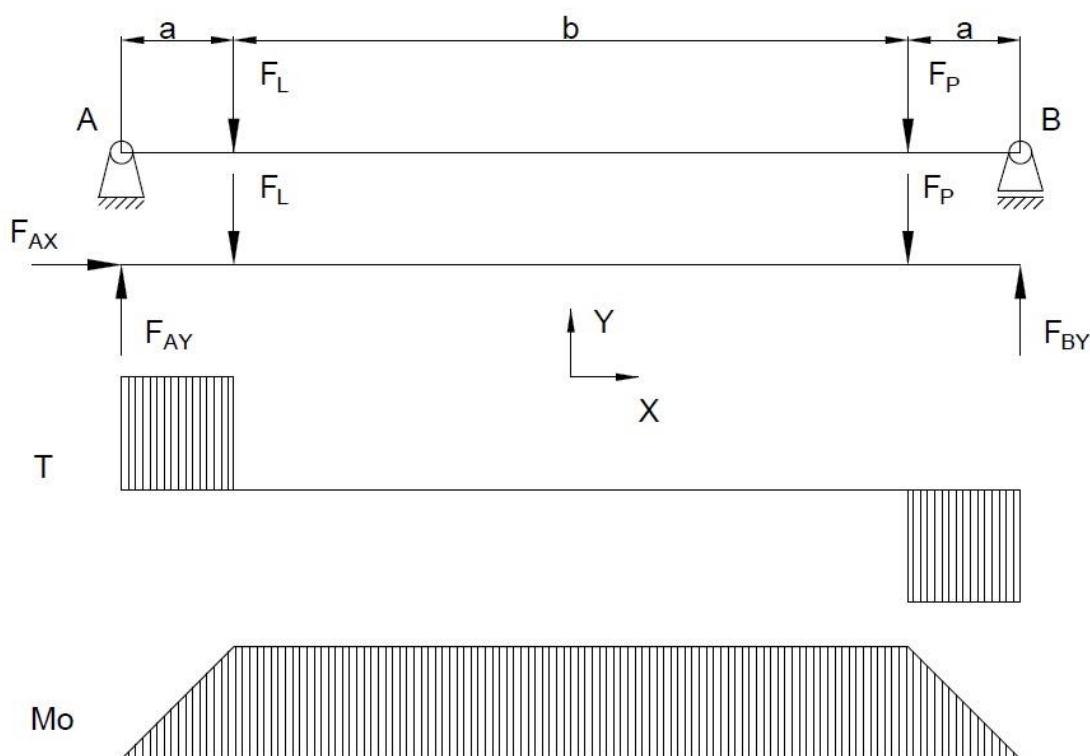
Zarážky plní dvojí funkci. Kromě toho, že vymezují polohu pojezdové plochy, tak slouží také k vyztužení spodní strany jeklového profilu v daných místech, ve kterých bude při najíždění vozidla kyvná plošina podepřena. Zarážky jsou vyrobeny z oceli s označením S355 J2. Tloušťka plechu, z něhož je zarážka vypálena a ohnuta, je 4 mm. Rozvinutý polotovár plechového výstřižku před ohybem má obdélníkový tvar o délce stran 100 mm a 133 mm. Ostré hrany profilu jsou na jedné straně zakulaceny na rádius 20 mm a na druhé 5 mm. Kromě návareků a zarážek jsou ještě do čela profilu jeklů vsazeny plastové ucpávky, které budou plnit bezpečnostní funkci. Jsou zde proto, aby nedošlo k poranění o čelo profilu. Ucpávky jsou vyrobeny z černého polyethylenu. Tyto ucpávky je možné zakoupit např. na internetovém obchodě s hutním materiálem na webu www.alms-brno.cz.



Obr. 25 detailní pohled na vsazenou ucpávku a umístění návareků spolu se zarážkami

Profil spojujících příčníků byl při navrhování dimenzován tak, aby byla splněna podmínka, že největší působící ohybové zatížení bude menší nebo maximálně shodné, jako maximální přípustné napětí stanovené pro daný typ zatížení a pro daný materiál. Při analytickém výpočtu budou uvažována stejná zjednodušení, která se uvažovala i při dimenzování podélných nosníků pojezdového pole. Pro příčný nosník byl zvolen jeklový profil dle normy EN 10219, který má také výšku 80 mm, šířku 40 mm a tloušťka stěny je 4 mm. Nosník má délku 2,1 m

a je vyroben z oceli s označením S235 JRH. Profil má hmotnost 6,908 kg na jeden metr jeho délky. Na obrázku níže je schematicky znázorněno zatížení příčného nosníku a průběh VVÚ:



Obr. 26 VVÚ spojovacího příčnicku

Příčemž je dáno: $a = 250 \text{ mm}$, $b = 1600 \text{ mm}$, $F_L = 5000 \text{ N}$, $F_P = 5000 \text{ N}$, $W_{el} = 16200 \text{ mm}^3$, $\sigma_{do} = 165 \text{ MPa}$

kde W_{el} je modul průřezu v ohybu, σ_{do} je maximální dovolené napětí při statickém ohybovém zatížení. [16]

Rovnice silové a momentové rovnováhy budou mít následující tvar:

$$\Sigma F_{iX} = 0 \Rightarrow F_{AX} = 0 \quad (52)$$

$$\Sigma F_{iY} = 0 \Rightarrow F_{AY} - F_L - F_P + F_{BY} = 0 \quad (53)$$

$$\Sigma M_{iA} = 0 \Rightarrow -F_L a - F_P(a + b) + F_{BY}(2a + b) = 0 \quad (54)$$

Z následujících rovnic lze vyjádřit a dopočítat síly F_{AY} a F_{BY} :

$$F_{BY} = \frac{F_L a + F_P(a + b)}{2a + b} = 5000 \text{ N} \quad (55)$$

$$F_{AY} = F_L + F_P - F_{BY} = 5000 \text{ N} \quad (56)$$

Maximální působící ohybový moment je následující:

$$M_{omax} = F_{AY}a = 1250 \text{ Nm} \quad (57)$$

Maximální působící napětí v ohybu lze vyjádřit jako:

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_{el}} = 77,16 \text{ MPa} \quad (58)$$

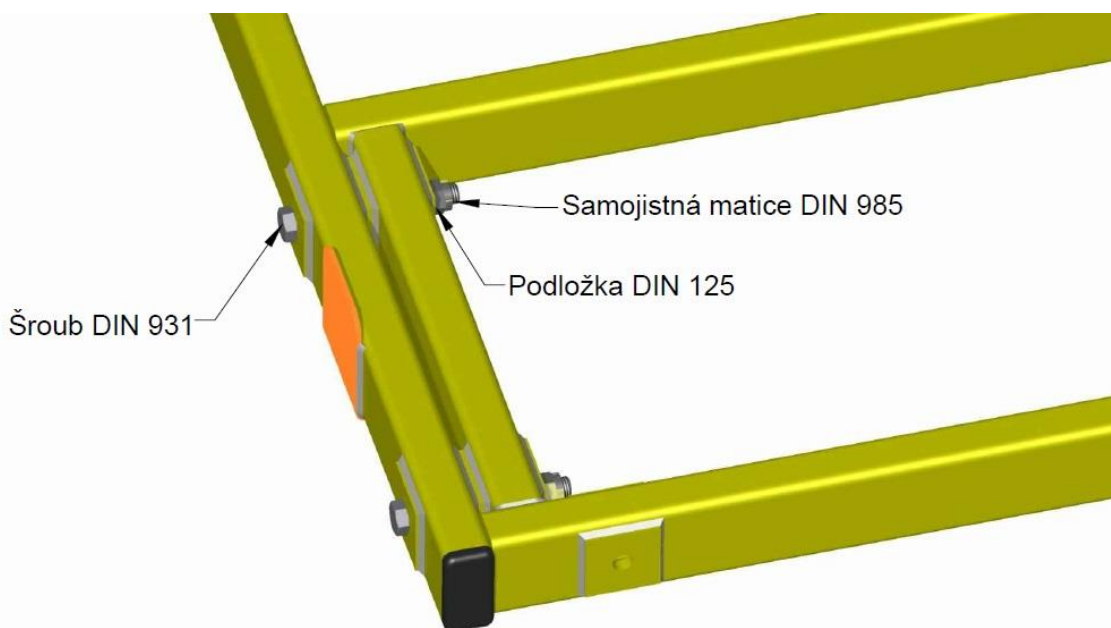
Kontrola bude provedena tak, že porovnáám hodnotu maximálního působícího napětí v ohybu σ_o v s hodnotou maximálního dovoleného napětí σ_{do} . Přičemž musí platit podmínka, že $\sigma_o \leq \sigma_{do}$.

$$\sigma_o \leq \sigma_{do} \quad (59)$$

$77,16 \text{ MPa} \leq 165 \text{ MPa} \rightarrow$ Podmínka splněna

Jelikož je podmínka splněna, tak lze usuzovat, že profil polotovaru je opět vhodně navržen. Je zde zase ponechána dostatečně velká rezerva, která zohlední nepřesnosti výpočtu způsobené zjednodušujícími předpoklady.

3.2.3 PROPOJENÍ PŘÍČNÍKŮ S POJEZDOVÝMI POLI



Obr. 27 Propojení příčnicku s pojezdovým polem

Pojezdové pole bude k příčnícím připojeno v místech, ve kterých je stěna profilu zesílena návarky. Samotné spojení bude provedeno pomocí šroubů s částečným závitem. Díky tomu bude zajištěno to, že v místě spoje nemá šroub závit a plní tím pádem funkci čepového spoje. Jedno pojezdové pole je k příčným nosníkům připevněno čtyřmi šrouby dle normy DIN 931. Jedná se o šrouby s metrickým závitem, které mají běžné stoupání. Jmenovitý průměr šroubu je 16 mm a délka šroubu je 130 mm. Jedná se o vysokopevnostní šrouby pevnostní třídy 8.8. Na šroub je nasazena podložka dle normy DIN 125, s vnitřním průměrem 17 mm, tloušťka je

3 mm. Šroub je zajištěn samojistnou maticí dle normy DIN 985, která má výšku hlavy 16 mm.

Je vhodné provést kontrolu navrženého průměru čepu (šroubu) na smyk a otláčení. Bude tím ověřeno, zda je navržený průměr čepu dostatečný. Při analytickém výpočtu byla uvažována jistá zjednodušení obdobně jako u návrhu pojezdového pole a spojujících příčnicků. Uvažují, že všechny spojující čepy budou zatíženy rovnoměrně a analytický výpočet bude proveden pouze pro jeden čep. Potřebné veličiny pro výpočet jsou následující: [16]

$$F_{\xi} = 2500 \text{ N}, d_{\xi} = 16 \text{ mm}, \tau_d = 300 \text{ MPa}, p_d = 35 \text{ MPa}, t = 20 \text{ mm}$$

kde F_{ξ} je síla působící na jeden čep, d_{ξ} je průměr spojujícího čepu a τ_d je maximální dovolené napětí ve smyku pro vysoko pevnostní šrouby s označením 8.8 při statickém zatížení, p_d je maximální dovolený tlak v otláčení (pro materiál spoje s nejmenší pevností – ocel S235 JRH, z níž je vyroben jekl), t je nejmenší tloušťka spojovaných materiálů (tloušťka stěn profilu + tloušťka návarků).

Výpočet kontroly navrženého průměru čepu na střih bude proveden tak, že porovnáme hodnotu smykového napětí v čepu τ s hodnotou maximálního dovoleného napětí ve smyku τ_d . Přičemž musí platit podmínka, že $\tau \leq \tau_d$. Při výpočtu byl proveden následující postup:

$$\tau = \frac{4F_{\xi}}{\pi d_{\xi}^2} = \frac{4 \cdot 2500}{\pi \cdot 16^2} = 12,43 \text{ MPa} \quad (60)$$

$$\tau \leq \tau_d \quad (61)$$

$12,43 \text{ MPa} \leq 300 \text{ MPa} \rightarrow$ Podmínka splněna

Výpočet kontroly navrženého průměru čepu na otláčení bude proveden tak, že porovnáme hodnotu tlaku v otláčení p s hodnotou maximálního dovoleného tlaku v otláčení p_d . Přičemž musí platit podmínka, že $p \leq p_d$. Při výpočtu byl postup následovný:

$$p = \frac{F_{\xi}}{t d_{\xi}} = \frac{2500}{20 \cdot 16} = 7,81 \text{ MPa} \quad (62)$$

$$p \leq p_d \quad (63)$$

$7,81 \text{ MPa} \leq 35 \text{ MPa} \rightarrow$ Podmínka splněna


Jelikož jsou obě podmínky splněny, tak lze usoudit, že navržený průměr čepu je dostatečný. Je zde ponechána i poměrně velká rezerva, která zohlední uvažovaná zjednodušení během analytického výpočtu.

3.2.4 POJEZDOVÁ PLOCHA

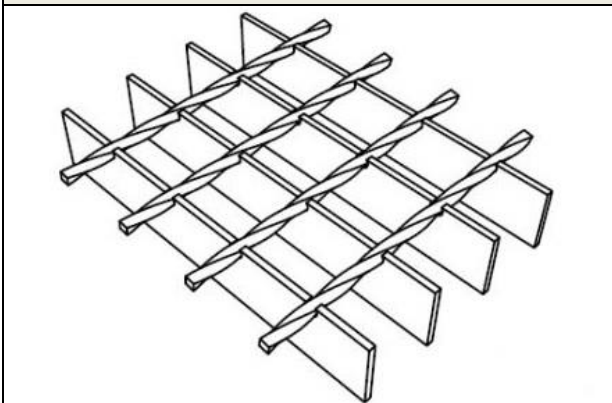
Při navrhování pojezdové plochy pod koly automobilu se rozhodovalo mezi dvěma možnými řešeními. První řešení spočívá v tom, že na podélných nosnících by byly umístěny podlahové rošty. Další návrh by se lišil v tom, že namísto podlahových roštů by se na podélné nosníky

položil děrovaný plech. V následujících tabulkách jsou sepsány hlavní výhody a nevýhody každého řešení.

Tab. 4 Děrovaný plech [15]

DĚROVANÝ PLECH	
	Výhody:
	<ul style="list-style-type: none"> • Nízká hmotnost • Nižší cena
	Nevýhody:
	<ul style="list-style-type: none"> • Větší průhyb při stejném zatížení a stejné vzdálenosti mezi podporami • Menší počet ok, které lze využít u uchycení kol automobilu • Horší manipulovatelnost

Tab. 5 Podlahový rošt [16]

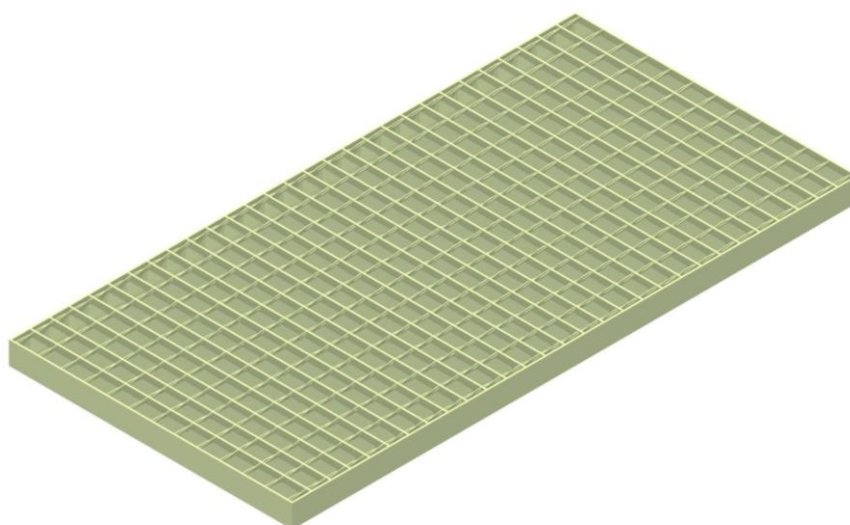
PODLAHOVÝ ROŠT	
	Výhody:
	<ul style="list-style-type: none"> • Snadná manipulovatelnost • Menší průhyb při stejném zatížení a stejné vzdálenosti mezi podporami • Vysoká nosnost
	Nevýhody:
	<ul style="list-style-type: none"> • Vyšší hmotnost • Vyšší pořizovací náklady

Pro navrhované zařízení bylo zvoleno, že jako pojezdová plocha budou využity podlahové rošty. Oproti děrovanému plechu je sice hmotnost roštů vyšší, ale na druhou stranu je rošt samonosný, takže může být umístěn pouze na dvou podélných nosnících. Zatímco pod plechem by se musely udělat mezi podélnými nosníky příčky, které by daný plech podepřely. Tím by narostla hmotnost rámu plošiny a ve výsledku by byla hmotnost plošiny takřka stejná, jako s využitím roštů. Rošty mají výhodu i v tom, že je s nimi snadná manipulace a obsahují větší množství ok, která lze využít k připevnění kol vozidla k plošině. Bude použito osm odporově svařovaných roštů s následujícími parametry:

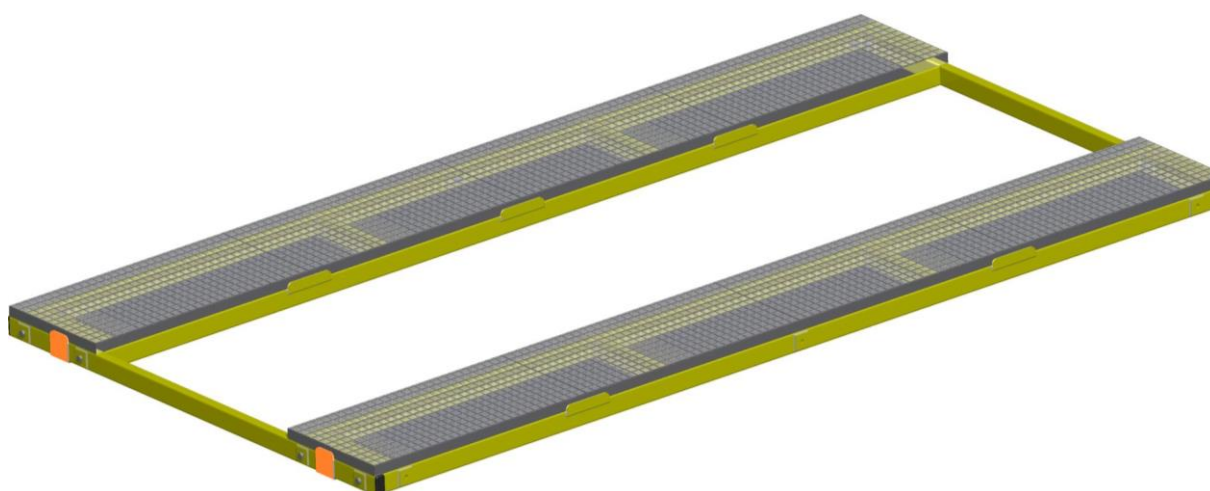
Tab. 6 Parametry roštu [17]

Délka [mm]	Šířka [mm]	Typ roštu	Nosný pás [mm]	Rozteče [mm]	Hmotnost [kg]	F_p [N]
1000	500	SP 340-34/38-3	40 x 3	34 x 38	18,25	10000

Síla F_p je výrobcem definována jako zatížení u středově působící jednotlivé zátěže na ploše 200 x 200 mm. Nosnost zvoleného typu roštu je tedy dostatečně velká pro dané využití. Rošty jsou vyrobeny z oceli S235 JR a jsou pozinkovány. [17]

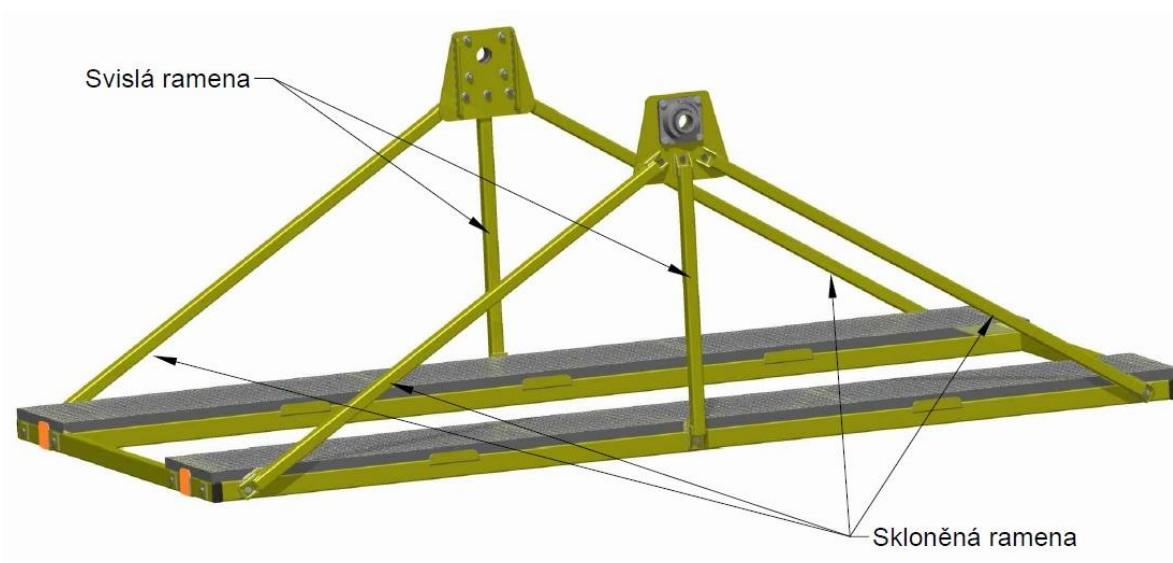


Obr. 28 Model podlahového roštu



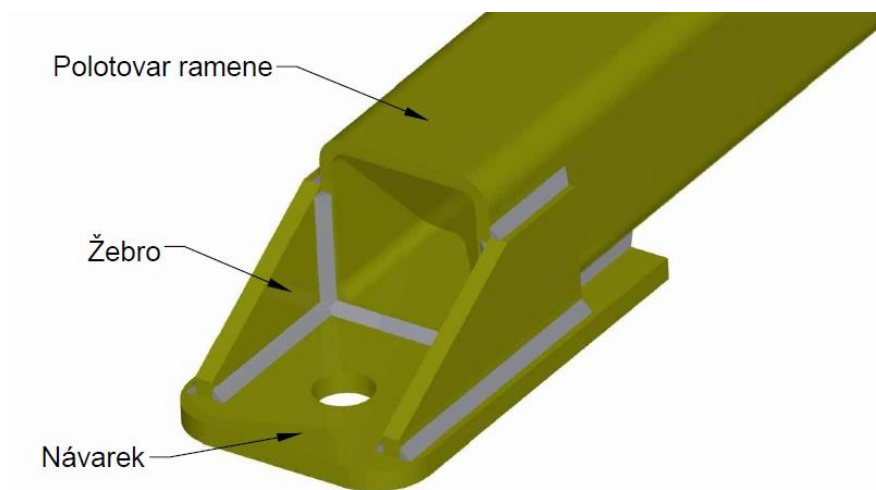
Obr. 29 Umístění roštů na pojezdová pole

3.3 RAMENA



Obr. 30 Svislá a skloněná ramena

Ramena slouží k propojení kyvné plošiny s ložiskovými deskami. Plošina je připojena celkově šesti rameny. Dvě svislá ramena jsou kratší a jsou uchycena u středu kyvné plošiny. Zbýlá čtyři skloněná ramena jsou delší a k plošině budou uchycena u jejich krajů. Jednotlivá ramena jsou tvořena z normalizovaného ocelového profilu, na jehož koncích jsou návarky, skrze které bude rameno přichyceno ke kyvné plošině a ložiskové desce. Návarek je zpevněn ještě dvěma žebry.



Obr. 31 Detail konce ramene

Pro ramena byl zvolen normalizovaný polotovár z bezešvých ocelových trubek, čtvercového průřezu, dle normy EN 10219. Rozměr strany profilu je 50 mm a tloušťka stěny je 4 mm. Svislá (kratší) ramena jsou vyrobena z polotovaru o délce 1042 mm. Polotovár tvořící skloněná ramena má délku 2024 mm. Polotovár je vyroben z oceli s označením S235 JRH. Na obou koncích každého z ramen jsou návarky. Tyto návarky jsou obdélníkového tvaru o délce stran 120 mm a 70 mm. Dva krajní rohy jsou zakulaceny na rádius 15 mm. Tloušťka návarku

po obrobení je 6 mm a návarky jsou vyrobeny z oceli s označením S355 J2. Každý návarek je ještě vyztužen dvěma žebry. Ty jsou vypáleny ze stejného materiálu jako návarky a jejich tloušťka je 5 mm. Návarky jsou spolu s žebry přivařeny ke zbylé části ramene. Po obrobení návarků do nich bude následně vyvrtána díra o průměru 17 mm, skrz kterou bude procházet spojující čep.

Lze předpokládat, že dominantní zatížení působící na ramena bude tahové. Největší tahové napětí bude působit v místě, které má nejmenší plochu průřezu. Tímto místem je plocha průřezu návarku a žeber v místě čepu. V jednoduchém analytickém výpočtu níže bude uvažováno, že:

$$F_t = 5000 \text{ N}, S = 488 \text{ mm}^2, \sigma_{dt} = 220 \text{ MPa}$$

kde F_t je maximální možná tahová síla působící na jedno rameno, S je nejmenší plocha průřezu a σ_{dt} je maximální dovolené napětí při statickém tahovém zatížení. [16]

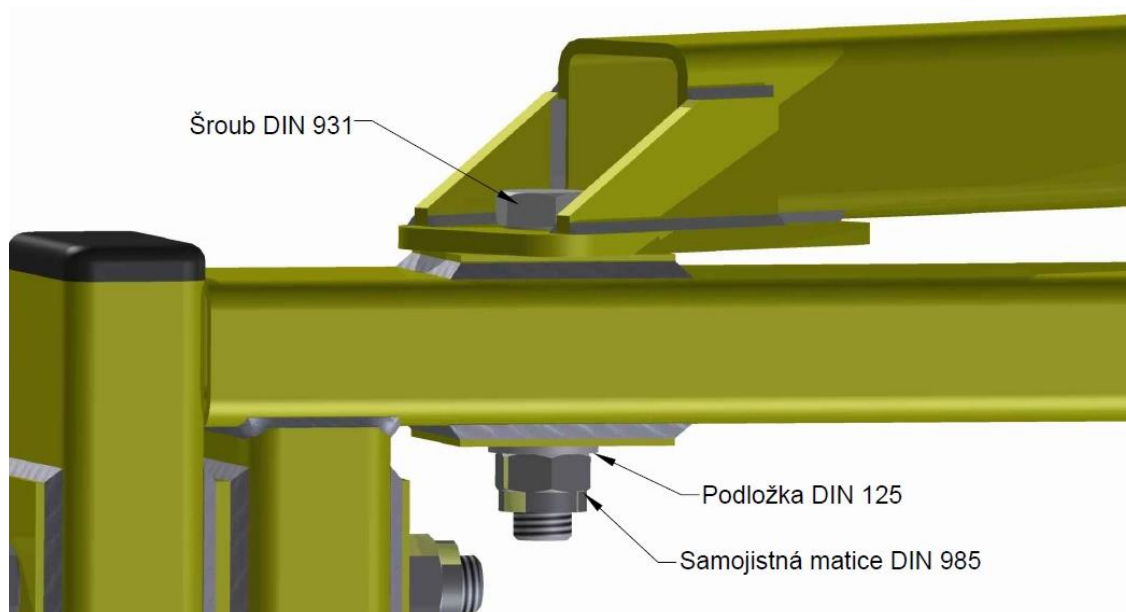
Výpočet bude proveden tak, že porovnáme hodnotu maximálního působícího tahového napětí σ_t s hodnotou maximálního dovoleného napětí σ_{dt} . Přičemž musí platit podmínka, že $\sigma_t \leq \sigma_{dt}$.

$$\sigma_t = \frac{F_t}{S} = \frac{5000}{488} = 10,25 \text{ MPa} \quad (64)$$

$$\sigma_t \leq \sigma_{dt} \quad (65)$$

$10,25 \text{ MPa} \leq 220 \text{ MPa} \rightarrow$ Podmínka splněna

Podmínka je splněna, proto lze usoudit, že navržená tloušťka návarků a žeber je dostatečná. Je zde i dostatečná rezerva, která by měla zohlednit zjednodušení uvažovaná při výpočtu.



Obr. 32 Přichycení ramene k plošině

Ramena jsou ke kyvné plošině přichycena šrouby s částečným závitem dle normy DIN 931, které mají délku 85 mm. K ložiskové desce jsou ramena přichycena šrouby dle normy DIN 70613, které mají délku 40 mm (nutno požit šrouby dle jiné normy, protože norma DIN 931 nenabízí potřebný rozměr šroubů). V obou případech jde o šrouby s metrickým závitem, které mají běžné stoupání. Jmenovitý průměr šroubů je 16 mm. Na šrouby jsou nasazeny podložky dle normy DIN 125, s vnitřním průměrem 17 mm, jejichž tloušťka je 3 mm. Šrouby jsou zajištěny samojistnou maticí dle normy DIN 985, která má výšku hlavy 16 mm.

Jelikož je nejmenší tloušťka spoje právě v místě návarku ramene, tak je vhodné pro tuto část spojení opět provést kontrolu čepu na stříh a otláčení. Je dáno: [16]

$$F_{\zeta} = 5000 \text{ N}, d_{\zeta} = 16 \text{ mm}, \tau_d = 300 \text{ MPa}, p_d = 55 \text{ MPa}, t = 6 \text{ mm}$$

$$\tau = \frac{4F_{\zeta}}{\pi d_{\zeta}^2} = \frac{4 \cdot 5000}{\pi \cdot 16^2} = 24,87 \text{ MPa} \quad (66)$$

$$\tau \leq \tau_d \quad (67)$$

24,87 MPa ≤ 300 MPa → Podmínka splněna

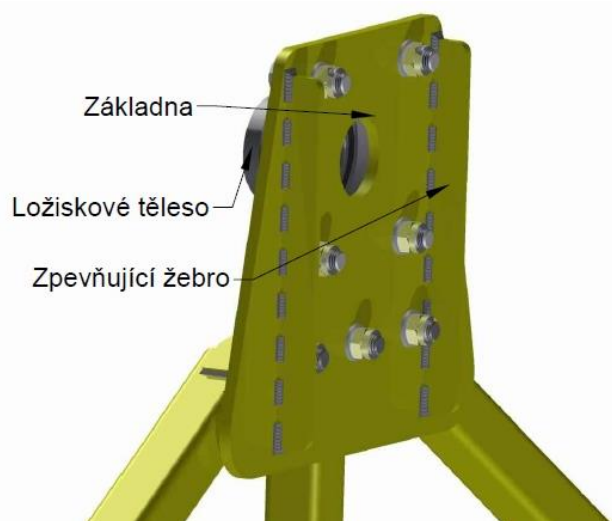
$$p = \frac{F_{\zeta}}{td_{\zeta}} = \frac{5000}{6 \cdot 16} = 52,08 \text{ MPa} \quad (68)$$

$$p \leq p_d \quad (69)$$

52,08 MPa ≤ 55 MPa → Podmínka splněna

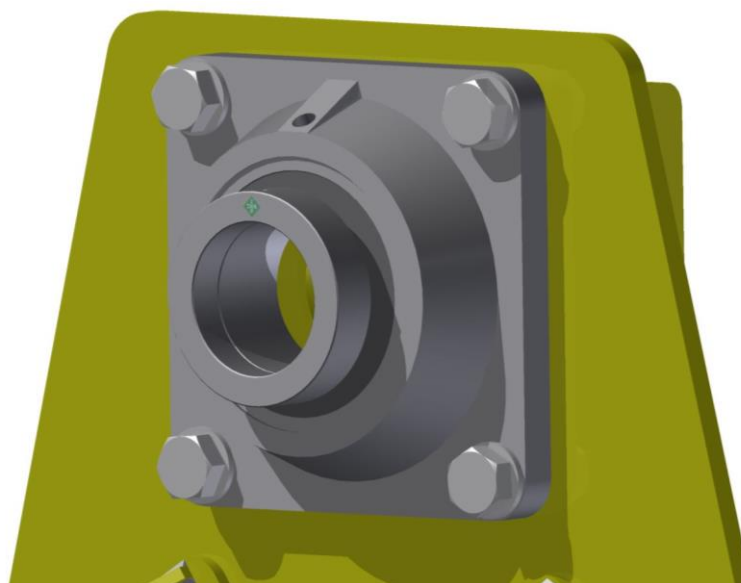
3.4 LOŽISKOVÉ DESKY

Zařízení obsahuje dvě ložiskové desky. Ty slouží k tomu, že jsou k nim přichycena ramena kyvné plošiny a také nesou ložisková tělesa. Deska je tvořena základnou, zpěňujícími žebry a ložiskovým tělesem. Tvar základny ložiskové desky je vypálen z válcovaného ocelového plechu. Plech je vyroben z oceli s označením S355 MC. Dosedací plocha pro ložiskové těleso bude po navaření žebor obrobena. Tloušťka základny po obrobení je 10 mm. V základně je také vyvrtána díra o průměru 65 mm, která umožní průchod hlavního čepu a zaručí, že je zde dostatečná vůle mezi hlavním čepem a základnou. Dále jsou zde vyvrtány čtyři díry o průměru 17 mm, které slouží k přichycení ložiskového tělesa. Na každou desku jsou z její zadní strany přivařeny dvě žebra, která slouží ke zvýšení tuhosti základny. Žebra jsou vypálena z válcovaného ocelového plechu o tloušťce 8 mm. Plech je vyroben opět z oceli s označením S355



Obr. 33 Ložisková deska

MC. Žebro má obdélníkový tvar o délce stran 300 mm a 30 mm. Dvě hrany obdélníka jsou zakulaceny na rádius 10 mm.



Obr. 34 Ložiskové těleso

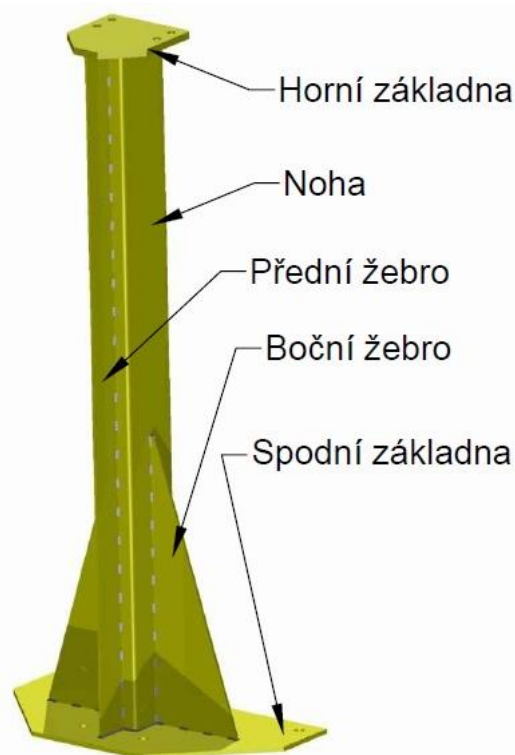
Natáčení ložiskových desek (a tím pádem i celé kyvné plošiny) kolem hlavních čepů bude umožněno skrze ložiska v ložiskových tělesech. Byly zvoleny ložisková tělesa od firmy INA, která mají označení PCJ60 XL N. Domek ložiskového tělesa je vyroben z litiny. Pevná poloha hlavního čepu vůči vnitřnímu kroužku ložiska je zajištěna pomocí excentrického pojistného kroužku. Vnější kroužek ložiska je na povrchu lehce zakulacen. Dosedací plocha pro vnější kroužek ložiska v ložiskovém domku je také lehce zakulacena. Tím pádem má ložisko možnost, aby se v ložiskovém domku mohlo lehce natáčet. Tento typ ložiskového tělesa byl zvolen z uvedeného důvodu. Protože při zatížení plošiny budou vzniklá posunutí součástí v důsledku zatížení částečně zachycena právě tady tímto natočením ložisek vůči ložiskovému domku. Tento typ ložiskového tělesa obsahuje ložisko, které má hodnotu radiální statické únosnosti 36000 N. Tato hodnota radiální únosnosti je pro daný účel naprosto dostačující. [18]

Ložiskové těleso bude k základně připevněno pomocí čtyř šroubů s metrickým závitem M16 (běžné stoupání) dle normy DIN 931 o délce 55 mm. Na šrouby jsou nasazeny podložky dle normy DIN 125 s vnitřním průměrem 17 mm, jejichž tloušťka je 3 mm. Šrouby jsou zajištěny samojistnou maticí dle normy DIN 985, která má výšku hlavy 16 mm.

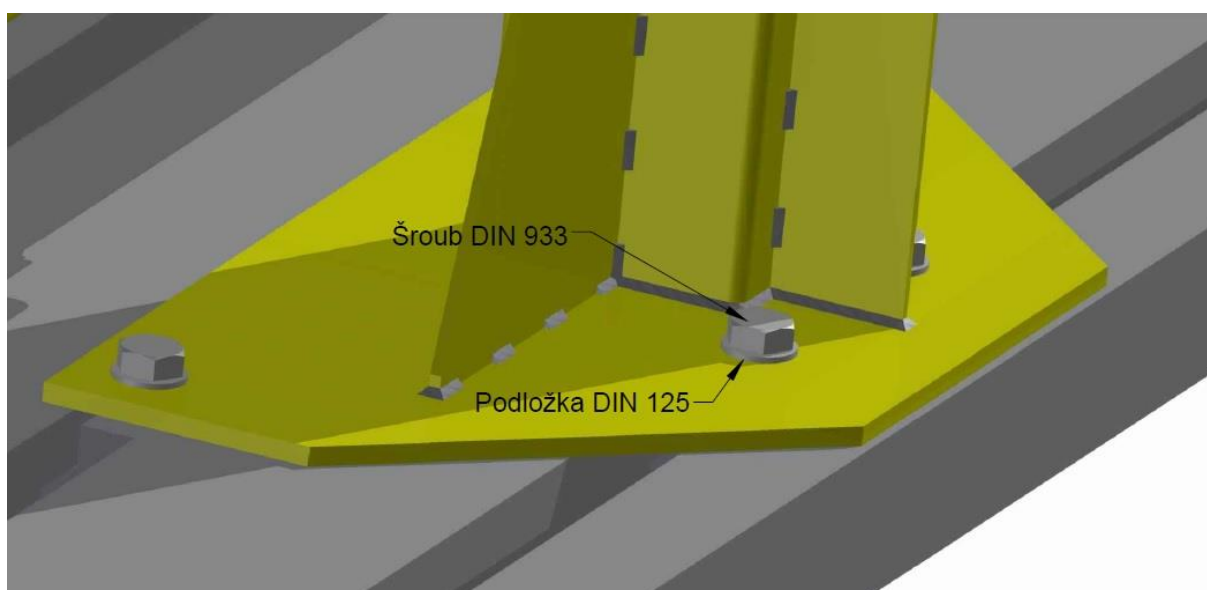
3.5 STOJNY

Jedná se o nepohyblivou část zařízení. Stojny jsou pevně připevněny šrouby k T-drážkám upínací desky v podlaze. Na vrchní část stojny je připevněna šrouby konzola s čepem. Samotná stojna je tvořena nohou stojny, předním a dvěma bočními žebry, horní a spodní základnou.

Noha stojny je vyrobena z jeklu dle normy EN 10219, jehož profil má výšku 140 mm, šířku 70 mm a tloušťka stěny je 4 mm. Noha stojny má délku 1425 mm a je vyrobena z oceli s označením S235 JRH. Tvar spodní základny je vypálen z válcovaného ocelového plechu. Plech je vyroben z oceli s označením S355 MC. Tloušťka spodní základny je po obrobení 10 mm. V základně jsou vyvrtány čtyři díry o průměru 21 mm, které umožní přichycení základny k upínací desce. Spodní základna bude přivařena na čelo nohy stojny a budou k ní přivařena také žebra. Tvar horní základny je vypálen z válcovaného ocelového plechu, který je vyroben z oceli S355 MC. Tloušťka základny je po obrobení 15 mm. V základně jsou vyvrtány čtyři díry o průměru 17 mm, které slouží k připevnění konzoly s čepem. Základna bude přivařena na druhé čelo nohy stojny. K základně bude přivařeno také žebro. Přední žebro má obdélníkový tvar o délce hran 1425 mm a 70 mm. Tloušťka plechu, z něhož je žebro vypáleno, je 5 mm. Válcovaný plech je vyroben z oceli S355 MC. Přední žebro je navařeno k noze a také ke spodní a horní základně. Boční žebra jsou opět vypálena z válcovaného plechu z oceli S355 MC, který má tloušťku 6 mm. Žebra mají trojúhelníkový tvar. Délka odvěsen trojúhelníku je 200 mm a 600 mm. Žebra jsou přivařena k bočním stěnám nohy a ke spodní základně.

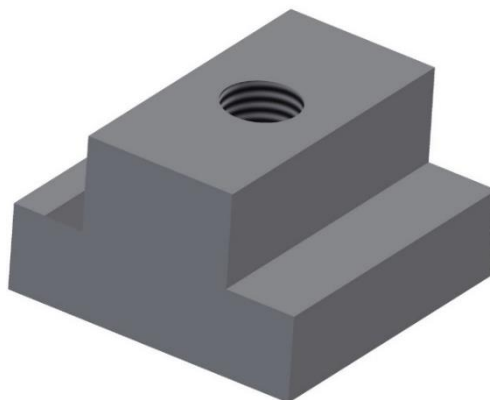


Obr. 35 Stojna



Obr. 36 Uchycení stojny

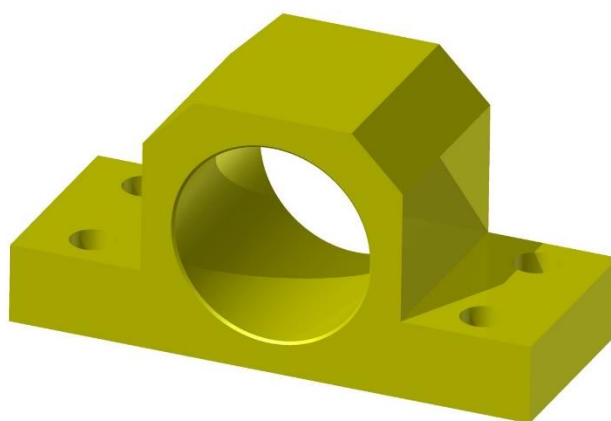
Každá stojna je přichycena k upínací desce skrze spodní základnu pomocí čtyř šroubů dle normy DIN 933, které mají délku 85 mm. Jedná se o šrouby s metrickým závitem, které mají běžné stoupání. Jmenovitý průměr šroubů je 20 mm. Pod hlavou šroubů jsou nasazeny podložky dle normy DIN 125, s vnitřním průměrem 21 mm, jejichž tloušťka je 3 mm. V T-drážkách upínací desky jsou vsazeny mezikusy, které jsou vyrobeny z oceli S355 J2. V těchto mezikusech je vyvrtána díra, v níž je vytvořen vnitřní závit M 20. Do závitu jsou zašroubovány šrouby a je díky nim stojna pevně přichycena k upínací desce v podlaze.



Obr. 37 Mezikus do T-drážky

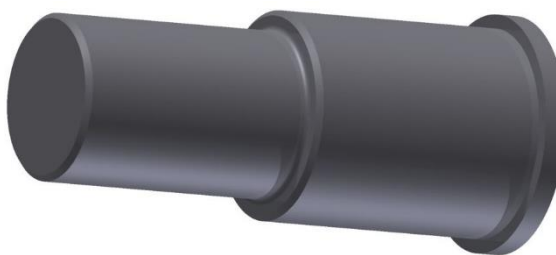
3.6 KONZOLY S ČEPY

V horní části každé stojny bude připevněna konzola s čepem. Konzola bude přichycena k horní základně stojny.



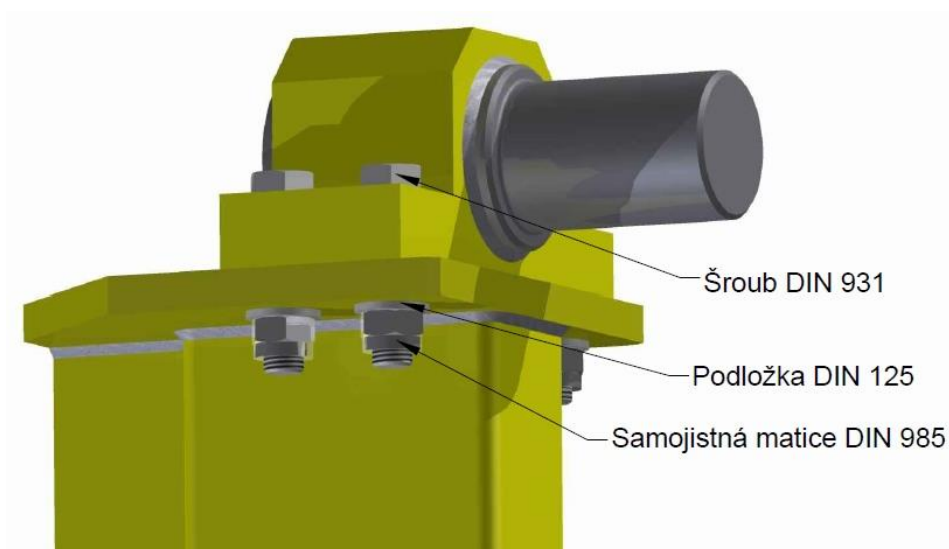
Obr. 38 Konzola

Konzola je vyrobena z oceli S355 J2. V konzole se bude nacházet díra o průměru 75 mm, do které bude následně vsunut a přivařen čep. V podstavě konzoly jsou vyvrtány také čtyři díry o průměru 17 mm. Díry budou využity k připevnění konzoly ke stejné.



Obr. 39 Čep

Čep, který bude vsazen do konzoly, je vyroben z oceli S355 J2. Celková délka čepu je 188 mm. Průměr čepu se ve třech místech mění. První část čepu má délku 90 mm a průměr čepu je zde 60 mm. Na tuto část bude vsunuto a zajištěno ložisko. Druhá část čepu má délku 90 mm a průměr 75 mm. Je to ta část, která je vsunuta v díře konzoly. Poslední část čepu má délku 8 mm a průměr 85 mm. Měníci se průměr čepu byl zvolen z toho důvodu, aby po zasunutí čepu do konzoly mohl být přivařen jak z přední, tak i zadní části konzoly. Dostatečně velká změna průměru čepu je nutná z toho důvodu, aby při svařování díky tepelně ovlivněné oblasti svaru nedošlo k deformaci čepu.



Obr. 40 Uchycení konzoly ke stojně

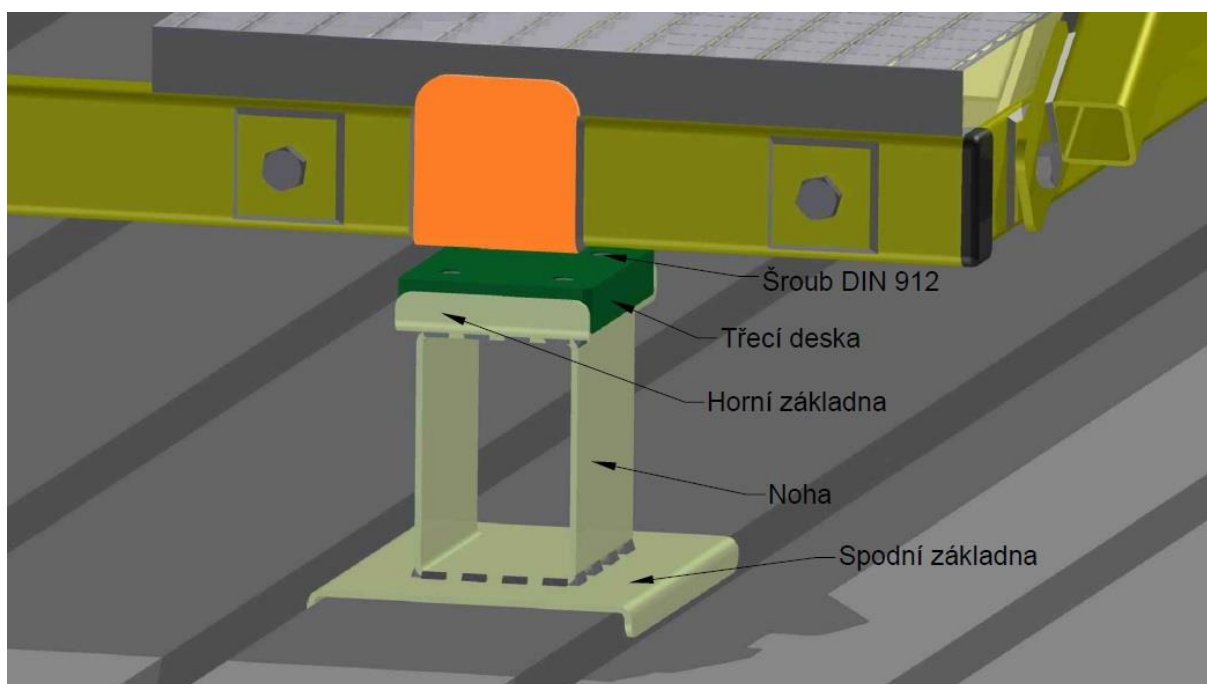
Konzola bude přichycena skrze díry v konzole k horní základně stojny. Bude přichycena pomocí čtyř vysokopevnostních šroubů s částečným závitem dle normy DIN 931, které mají délku 70 mm. Jedná se o šrouby s metrickým závitem, které mají běžné stoupání. Jmenovitý průměr šroubů je 16 mm. Na šrouby jsou nasazeny podložky dle normy DIN 125, s vnitřním průměrem 17 mm, jejichž tloušťka je 3 mm. Šrouby jsou zajištěny samojistnou maticí dle normy DIN 985, která má výšku hlavy 16 mm.

3.7 OSTATNÍ PŘÍSLUŠENSTVÍ ZAŘÍZENÍ

K samotnému zařízení bylo nutné navrhnout ještě několik dalších součástí, díky kterým bude možné provádět měření. Najetí vozidla na plošinu bude umožněno pomocí stávajících najížděcích ramp, které již jsou v laboratořích ÚADI. K najíždění je možné využít i rampy, která jsou součástí zařízení na měření momentu setrvačnosti vozidla. Z tohoto důvodu nebylo nutné se zabývat konstrukčním návrhem nových ramp. Vozidlo bude na plošině zajištěno upínacími pásy a nemělo by dojít k jeho pohybu, ale pro jistotu budou ještě mezi kola vozidla a rošty vsazeny plastové zakládací klíny. Bylo však nutné vymyslet podkládací kostky, které podepřou kyvnou plošinu při najíždění automobilu. Také bylo nutné vymyslet uchycení automobilu ke kyvné plošině tak, aby nedocházelo během měření ke změně polohy kola vůči karoserii. Z toho důvodu byly navrženy stavěcí nohy.

3.7.1 PODKLÁDACÍ KOSTKA

Podkládací kostky budou sloužit k podepření kyvné plošiny při najíždění vozidla. Jsou navrženy tak, aby zapadly mezi T-drážky upínací desky pod zařízením. Podkládací kostky budou celkově čtyři a budou umístěny pod spojovacími příčnicemi kyvné plošiny. Konkrétně pod navařenými zářkami tvaru L, které jsou v modelu označeny oranžovou barvou.



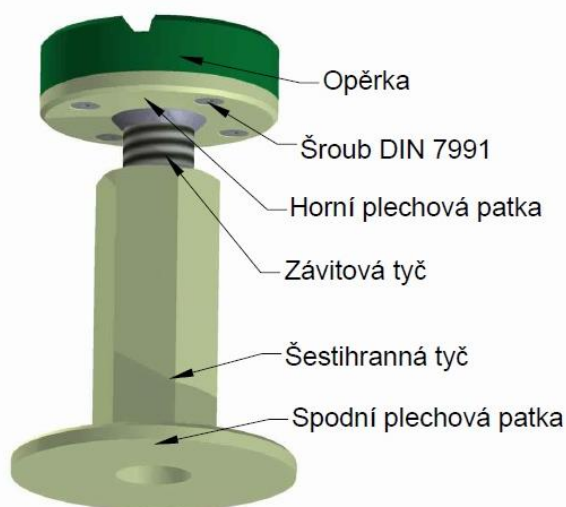
Obr. 41 Podkládací kostka

Spodní základna podkládací kostky je tvořena z ohýbaného plechu, jehož tloušťka je 4 mm. Plech je vyroben z oceli S355 MC. Vzdálenost mezi zahnutými okraji základny je 192 mm, a to z toho důvodu, aby ohnuté okraje zapadly přesně mezi dvě sousedící T-drážky upínací desky. Rozvinutý plech, z něhož je základna vytvořena, má před ohnutím obdélníkový tvar o délce hran 226 mm a 255 mm. Rohy obdélníka jsou zakulaceny na rádius 10 mm. K základně je přivařen polotovár, který tvoří nohu kostky a jehož profil má tvar jeklu dle normy EN 10219. Profil má výšku 150 mm, šířku 100 mm a tloušťka stěny je 4 mm. Jekl má

délku 135 mm a je vyroben z oceli s označením S235 JRH. Na nohu je přivařena horní základna, která je vytvořena z plechu, který je ze stejného materiálu a má i stejnou tloušťku jako spodní základna. Rozvinutý plech, z něhož je základna vytvořena, má před ohnutím obdélníkový tvar o délce hran 120 mm a 199 mm. Rohy obdélníka jsou zakulaceny na rádius 10 mm. V horní základně jsou vyvrtány čtyři díry, v nichž je vytvořen vnitřní závit M 8 s běžným stoupáním. K horní základně je pomocí čtyř imbusových šroubů dle normy DIN 912 o délce 30 mm s metrickým závitem M 8 připevněna třecí deska. Ta bude sloužit jako dosedací plocha pro zarážku na spojovacím příčniku. Třecí deska má výšku 28 mm a má obdélníkový tvar o délce hran 120 mm a 155 mm. Jako materiál třecí desky byl zvolen průmyslový plast s označením Murtfeldt S. Tento materiál na bázi polyetylénu má vysokou otěruvzdornost, má výborné kluzné vlastnosti, dobré nelepivé vlastnosti a pohlcuje rázy.

3.7.2 STAVĚCÍ NOHA

Stavěcí nohy jsou celkově čtyři. Budou umístěny v místech pod prahy vozidla. Stavěcí noha má v dosedací ploše pod automobilem drážku. Díky této drážce bude zajištěna správná poloha dosedací plochy vůči prahu automobilu. Nohy budou zapřeny k zesíleným místům na prazích, které jsou určeny ke zvedání vozidla zvedákem. Výška nohy je stavitelná v rozmezí od 160 mm do 230 mm šroubováním. Po uchycení drážky dosedací plochy k zesílenému místu prahu bude noha vyšroubována a zapřena jejím druhým koncem k podlahovému roštu.



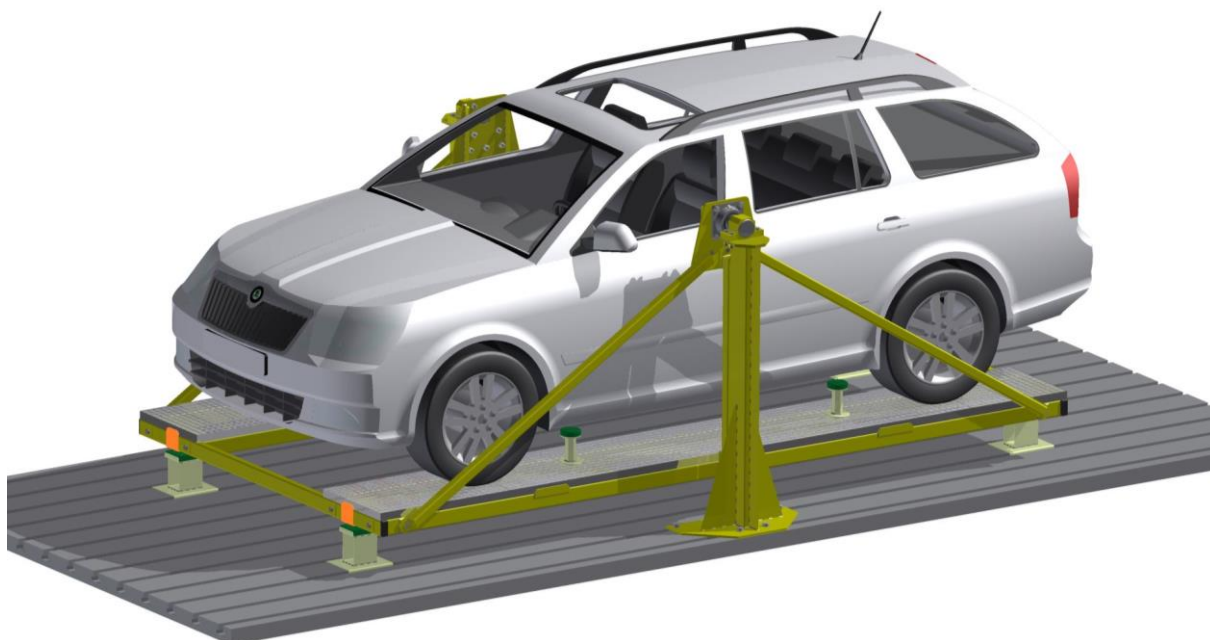
Obr. 42 Stavěcí noha

Spodní část stavěcí nohy je vytvořena jako svařenec spodní plechové patky a šestihranné tyče. Plechová patka má tvar mezikruží, přičemž vnitřní průměr je 32 mm a vnější 120 mm. Je vypálena z válcovaného plechu, který je vyroben z oceli S355 MC. Po navaření šestihranné tyče bude plechová patka obrobena na tloušťku 8 mm. Na plechovou patku bude navařen polotovár tvořený šestihrannou tyčí dle normy EN 10278, která má rozměr šestihranu 46 mm. Délka polotovaru je 120 mm. Před navařením je do spodního čela polotovaru v jeho středu navrtána díra o průměru 32 mm do hloubky 60 mm. Po navaření je do horního čela profilu ve zbytku plného materiálu vyvrtána díra, v níž je vytvořen vnitřní trapézový závit Tr 30x6. Horní část stavěcí nohy je tvořena z horní plechové patky, závitové tyče a opěrky. Horní plechová patka má opět tvar mezikruží, jehož vnitřní průměr je 10 mm a vnější 100

mm. Je vyrobena ze stejného materiálu jako spodní patka a má tloušťku 8 mm. Jsou v ní vyvrtány také čtyři díry o průměru 6,4 mm, které poslouží k uchycení opěrky. Závíťová tyč má délku 150 mm. Horní část závíťové tyče do délky 18 mm má zmenšený průměr na 10 mm. Na zbylé části tyče je vytvořen vnější trapézový závit TR 30x6. Zúžený konec závíťové tyče je vsunut do horní plechové patky a přivařen. Opěrka je vyrobena opět z materiálu s označením s označením Murtfeldt S. Opěrka je vysoká 25 mm a má kruhový tvar o průměru 100 mm. V jejím středu je ve spodní části vyvrtána díra, do které bude zapadat zúžená část závíťové tyče skrze patku. Dále jsou ve spodní části vyvrtány 4 díry, ve kterých je do hloubky 18 mm vytvořen závit M 6 s běžným stoupáním. Horní část opěrky obsahuje uprostřed drážku o šířce 10 mm a hloubce 8 mm. Stěny drážky jsou zešíkmeny pro snadnější usazení opěrky pod práh automobilu. Opěrka je k horní patce přichycena čtyřmi imbusovými šrouby M 6 dle normy DIN 7991 o délce 20 mm.

3.8 FINÁLNÍ PODOBA ZAŘÍZENÍ

Na následujícím obrázku je zobrazena finální podoba smontovaného zařízení, které je připevněno k upínací desce v podlaze laboratoří. V modelu jsou umístěny také podkládací kostky pod kyvnou plošinou a stavěcí nohy. Pro názornost byl do sestavy přidán i zjednodušený model vozidla Škoda Octavia II. Ten byl stažen ze stránek, na kterých je volně přístupná databáze 3D modelů ke stažení. Jednalo se konkrétně o stránky www.grabcad.com. Model vozidla je na plošině umístěn tak, aby poloha jeho těžiště ležela přibližně na stejné úrovni, jako je střed otáčení kyvné plošiny. Plošina je tedy zobrazena ve vodorovném stavu. Přesnou polohu umístění a rozměry jednotlivých dílčích součástí zařízení lze vyčíst z CAD modelu, který je přiložen k diplomové práci.



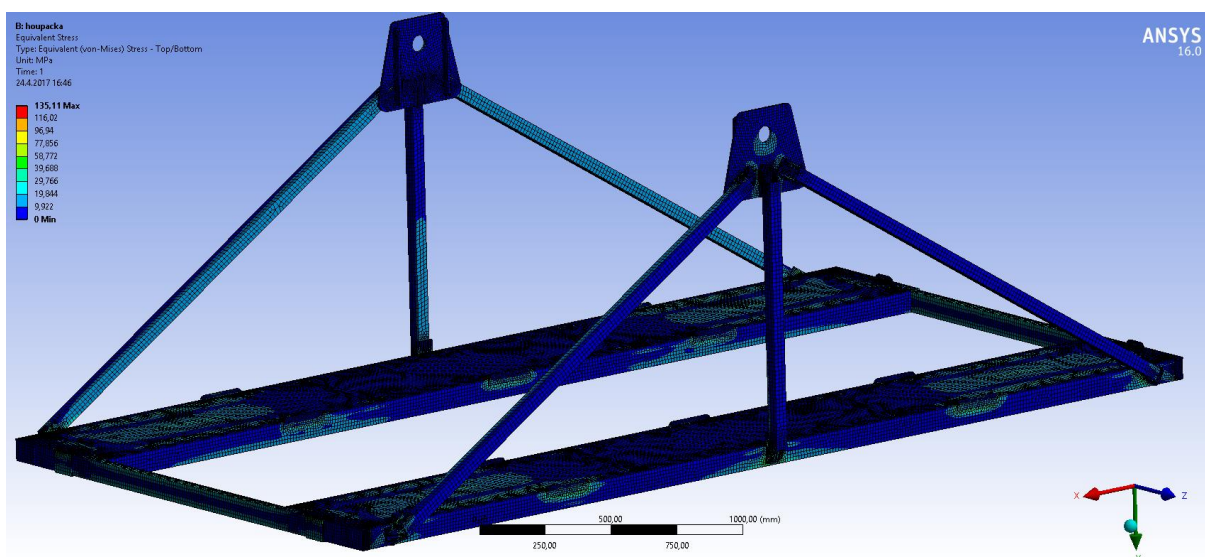
Obr. 43 Finální podoba

4 ANALÝZA NAPJATOSTI

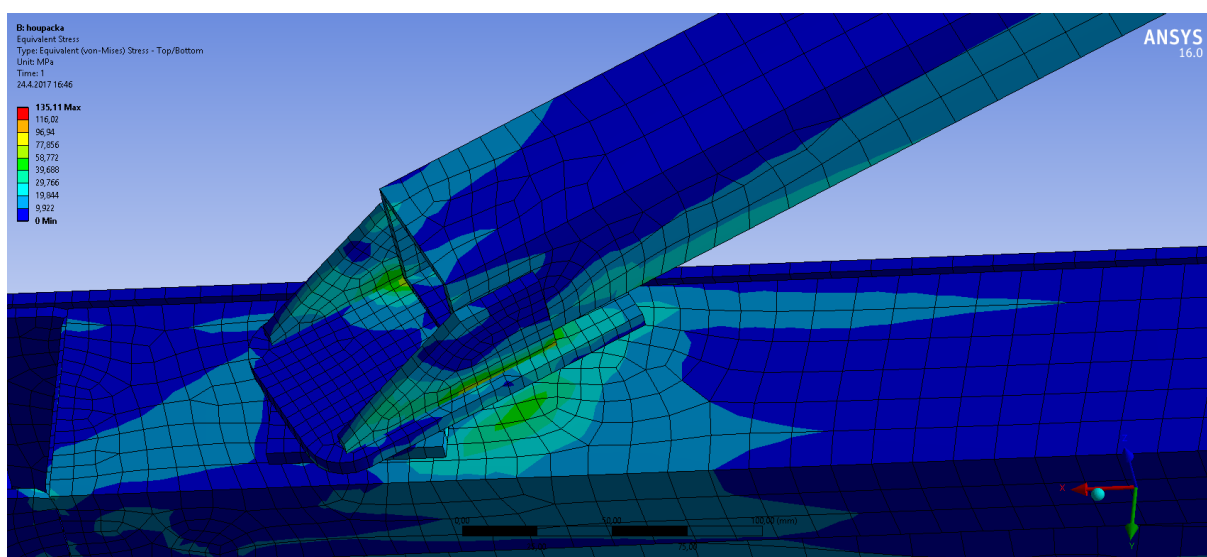
U vybraných součástí navrženého zařízení byla provedena napětově deformační analýza. Analýza byla provedena pomocí metody konečných prvků (MKP). Tato metoda má široké pole využití. Lze ji využít například k řešení úloh vedení tepla, řešení úloh v oblasti magnetismu apod. Princip metody je takový, že model součásti je diskretizován na konečný počet prvků (elementů) definovaného tvaru a velikosti. Prvky musí mít nadefinovány parametry charakteristické pro daný materiál. Rohy těchto prvků se nazývají uzlové body. V těchto bodech se poté určují hodnoty posuvů. Před samotným řešením je nezbytné nadefinovat i okrajové podmínky. Řešení probíhá tak, že na základě vstupních hodnot je řešena soustava rovnic. K napětově deformační analýze byl využit software ANSYS Workbench 16.0, který k výpočtu využívá právě metodu konečných prvků. Modely součástí byly do tohoto programu importovány přímo z programu Autodesk Inventor 2015. Po provedení analýzy bude vykreslena celková deformace a redukované napětí (von – Mises). Analýza byla provedena pro pohyblivou část zařízení (kyvná plošina + ramena + ložiskové desky), konzoli s čepem a stojnu.

4.1 POHYBLIVÁ ČÁST

Pohyblivá část zařízení je vytvořena jako celek z kyvné plošiny, ramen a ložiskových desek. Pokud bych chtěl analyzovat tuto část zařízení jako objemové těleso, tak by byl výpočet příliš náročný. Aby byl výsledek analýzy relevantní, tak by během síťování musely být na tloušťku profilu jeklů přiřazeny alespoň 3 prvky. Prvky by tedy musely být velmi malé a bylo by jich mnoho. Proto bylo rozhodnuto, že se jednotlivé součásti převedly na skořepiny. Model byl pro analýzu zjednodušen. Zakulacené hrany profilů jsou ostré. V modelu nejsou zahrnuty svary, díry pro šrouby a ani samotné šrouby. Podlahové rošty pod koly jsou nahrazeny pouze plechy. Hmotnost těchto plechů odpovídá hmotnosti roštů. Plech bude mít sice pod kolem větší průhyb, ale jelikož nás zajímá analýza rámu a nikoliv tohoto plechu, tak si toto zjednodušení mohu dovolit. Napětí a deformaci na tomto plechu nebudu brát v potaz. Model byl převeden na skořepinu a následně vysítován prvky SHELL 181. Tento prvek je tvořen čtyřmi uzly, přičemž každý má šest stupňů volnosti. SHELL 181 je vhodný při analýze tenkých skořepinových konstrukcí. Při síťování modelu byla volena velikost prvků od 5 mm do 30 mm. Přičemž v místech, ve kterých lze očekávat největší napětí (návarky apod.), byly voleny prvky menší. Napětí a deformace bude největší, pokud na plošině bude vozidlo najeto všemi čtyřmi koly. A to konkrétně u vozidel s velkým rozvorem kol a velkou hmotností. Byla uvažována maximální hmotnost vozidla. Zatížení bylo definováno jako tlak na plochu. Na každý ze čtyř plechů pod koly byl zadán tlak 10000 Pa, což odpovídá tomu, jakoby pod každým kolem vozidla bylo zatížení 500 kg. V místě, kudy prochází čepy ložiskovými deskami, byla zvolena rotační vazba. Jelikož je plošina symetricky zatížena, tak se bude nacházet ve vyváženém stavu a nedojde k jejímu naklápění. Není tedy potřeba plošinu uchytit ještě pomocí dalších vazeb, jak by tomu bylo, kdyby se analyzoval např. stav, kdy automobil najíždí na plošinu.

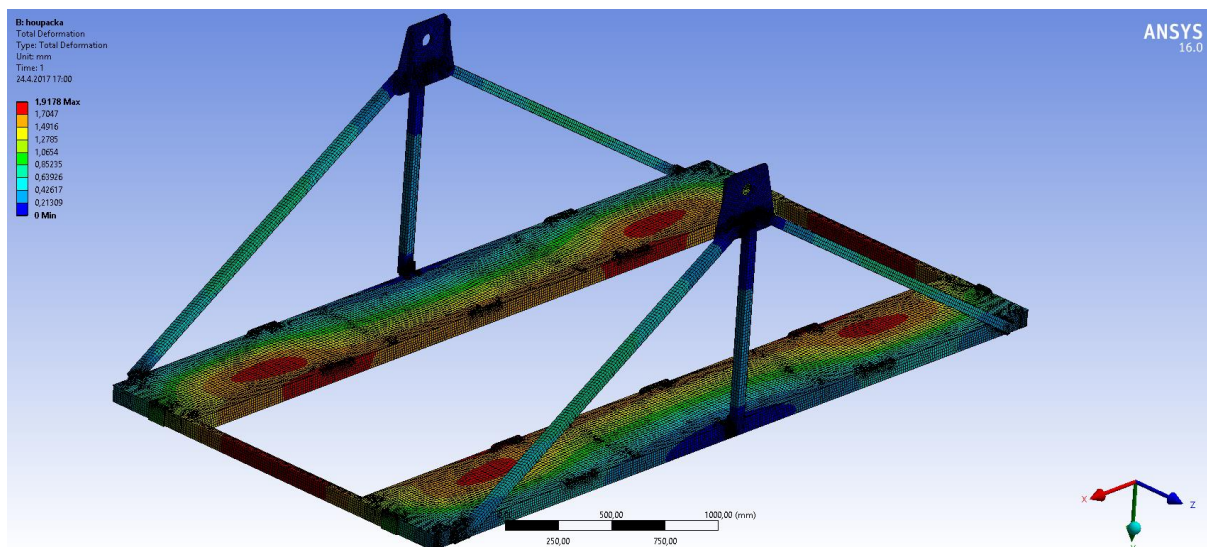


Obr. 44 Redukované napětí v pohyblivé části zařízení



Obr. 45 Oblast výskytu maximálního redukovaného napětí v pohyblivé části zařízení

Maximální redukované napětí, které se v této části zařízení vyskytovalo, dosahovalo hodnoty 135,11 MPa. Toto napětí se vyskytovalo na skloněných ramenech. Konkrétně v místě návarku, který je přivařen k polotovaru. Návarek je vyroben z oceli S355 J2. Hodnota meze kluzu tohoto materiálu je 355 MPa. Součinitel bezpečnosti k mezi kluzu materiálu dosahuje hodnoty 2,63. Jelikož je hodnota součinitele bezpečnosti poměrně vysoká, lze usoudit, že konstrukce této části zařízení je vhodně navržena a nepotřebuje další konstrukční úpravy. Je zde ponechána i dostatečná rezerva, která by měla zohlednit např. zjednodušení analyzovaného modelu oproti skutečnému.

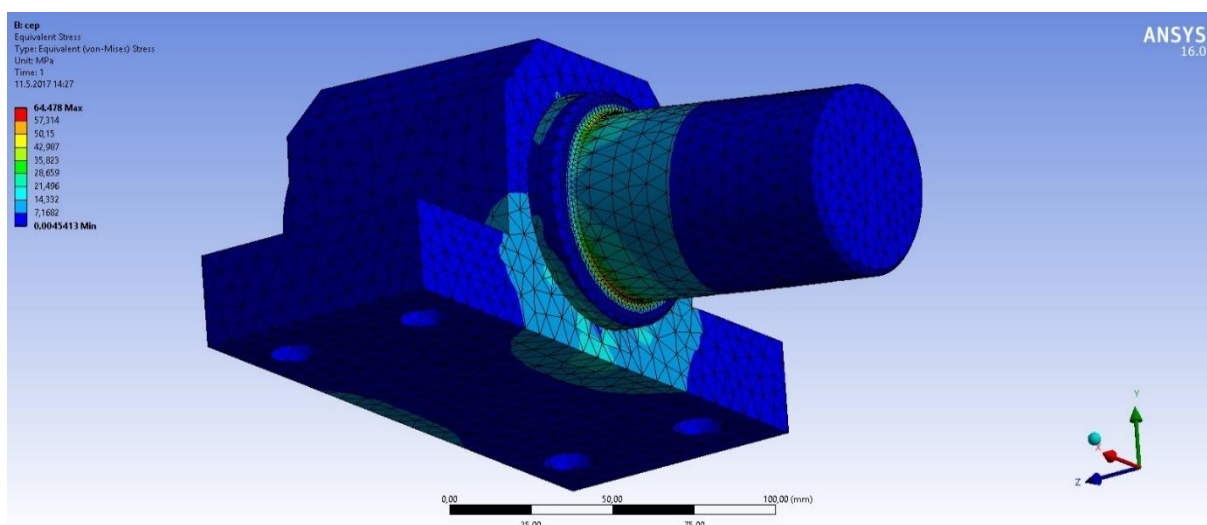


Obr. 46 Celková deformace pohyblivé části zařízení

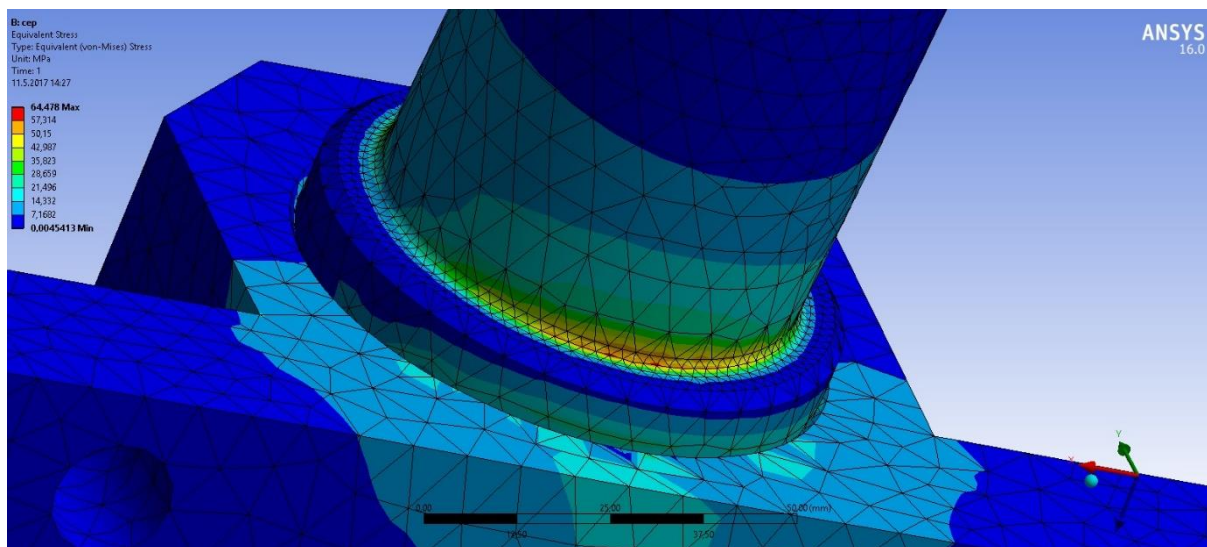
K největší deformaci dochází na plošině ve středu spojujících příčníků a také na podélných nosnících v místech, kde dosedají ocelové rošty, které jsou zatíženy koly vozidla. Maximální deformace dosahuje hodnoty 1,91 mm.

4.2 KONZOLA S ČEPEM

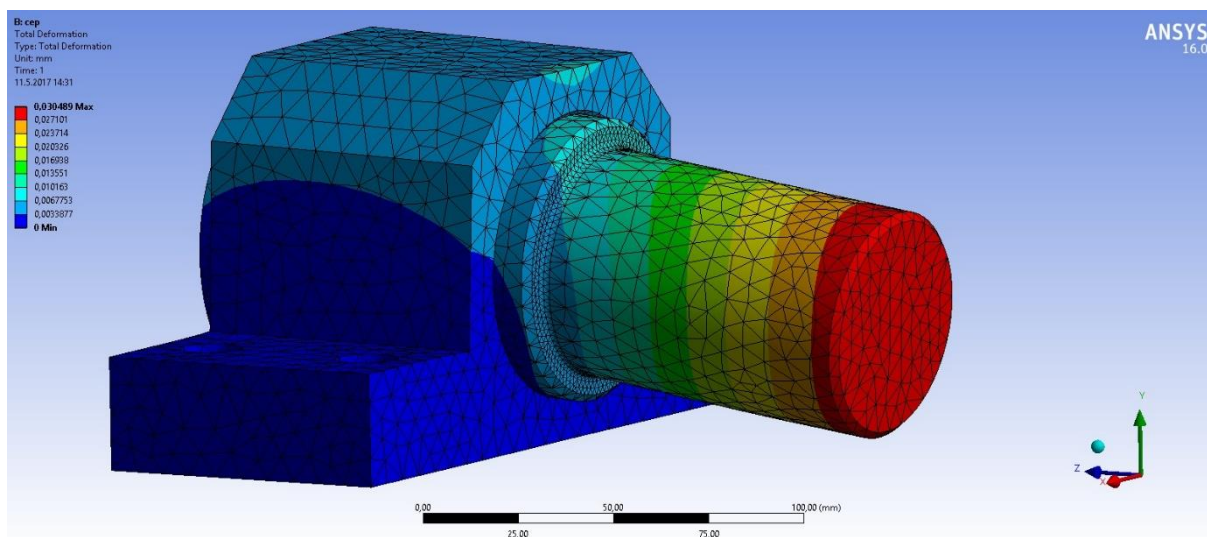
Konzola s čepem byla analyzována jako objemové těleso. Model byl pro analýzu zjednodušen tím, že v modelu nejsou zahrnuty svary. Pro vysítování modelu byly zvoleny prvky SOLID 187. Tento prvek je tvořen deseti uzly, přičemž každý má tři stupně volnosti. SOLID 187 je vhodný při analýze tvarově složitých a nepravidelných modelů. Při síťování modelu byla volena velikost prvků od 2 mm do 8 mm. Síť byla zhuštěna v místech, ve kterých lze očekávat největší napětí. Tímto místem je například rádius, ve kterém se mění průměr čepu. Konzola byla pevně zafixována v místech děr pro šrouby. Na celé spodní ploše konzoly bylo ještě zamezeno posunutí ve směru osy kolmé na tuto plochu. Čep byl zatížen silou o velikosti 15000 N, která působí na ploše, ve které je v kontaktu čep s ložiskem.



Obr. 47 Redukované napětí v konzoli s čepem



Obr. 48 Oblast výskytu maximálního redukovaného napětí v konzoli s čepem



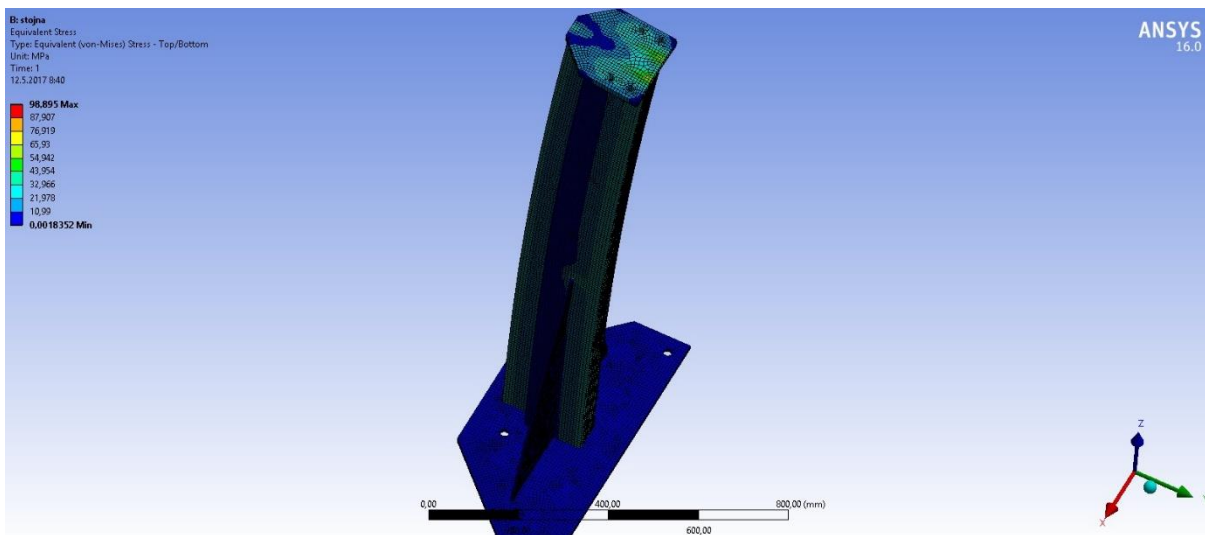
Obr. 49 Celková deformace konzoli s čepem

Maximální redukované napětí, které se v konzoli s čepem vyskytovalo, dosahovalo hodnoty 64,48 MPa. Toto napětí se vyskytovalo v místě přechodu, kde čep mění svůj průměr. Čep je vyroben z oceli S355 J2. Hodnota meze kluzu tohoto materiálu je 355 MPa. Součinitel bezpečnosti k mezi kluzu materiálu dosahuje hodnoty 5,51. Jelikož je hodnota součinitele bezpečnosti dostatečně velká, lze usoudit, že navržený průměr čepu a přechodový rádius je zvolen vhodně. Není tedy zapotřebí provádět další konstrukční úpravy. K největší deformaci dochází v krajní části čepu, kde deformace dosahuje hodnoty 0,03 mm.

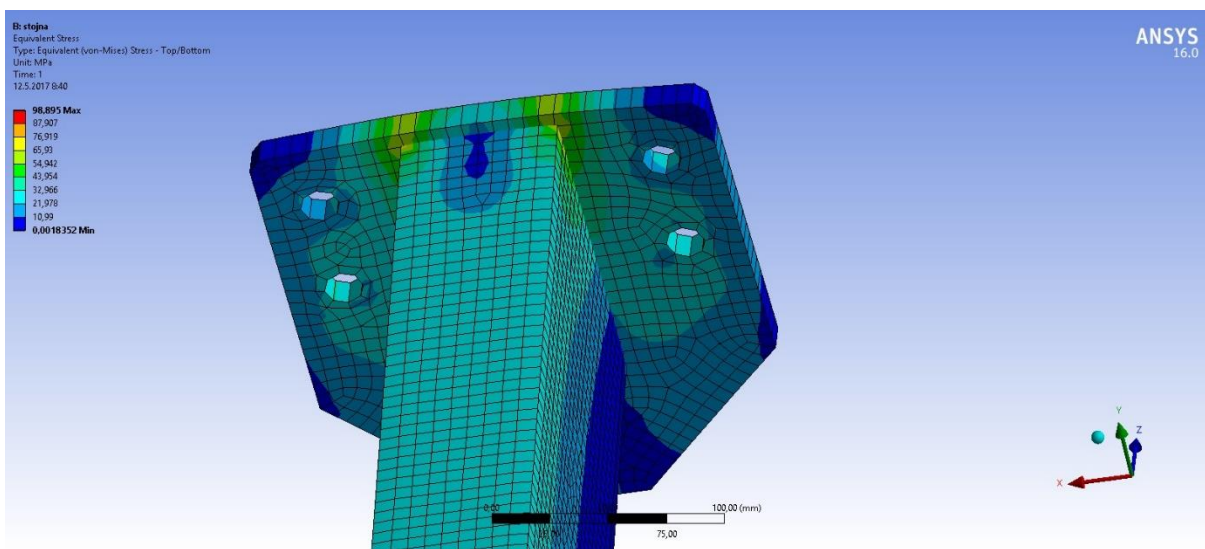
4.3 STOJNA

Kvůli náročnosti výpočtu (příliš velký počet prvků) není vhodné stojnu analyzovat jako objemové těleso. Je opět vhodnější převést jednotlivé součásti stojny na skořepiny. Model byl pro analýzu zjednodušen. Původně zakulacené hrany profilu jsou nyní ostré. V modelu také nejsou zahrnuty svary. Model byl převeden na skořepinu a následně vysítován prvky SHELL

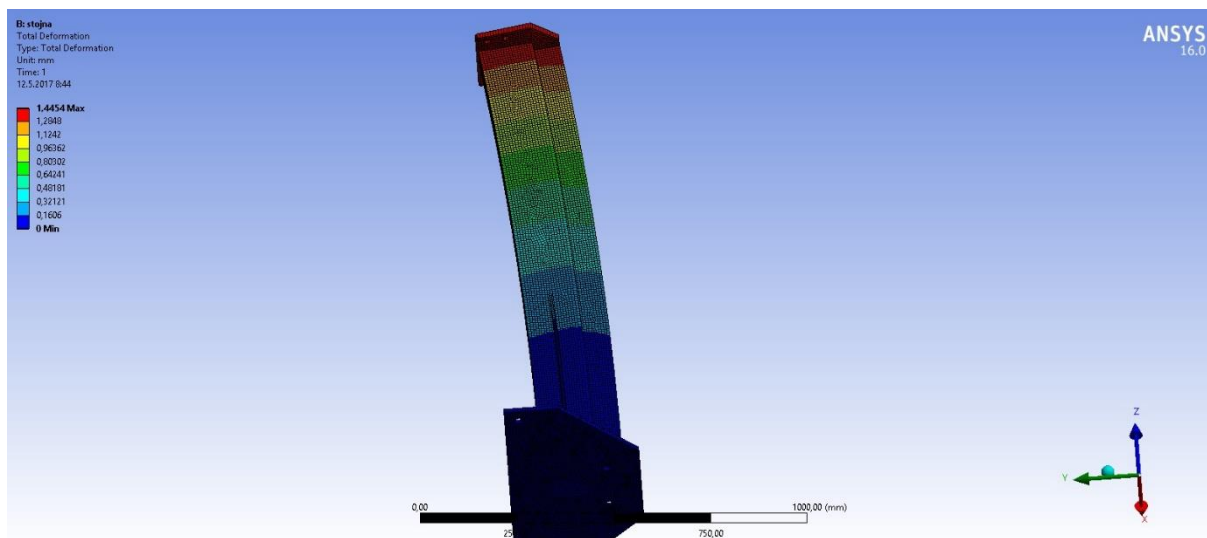
181. Při síťování modelu byla zvolena velikost prvků 7 mm. Zatížení bylo definováno tak, že na horní základnu stojny působí vzdálená síla, která má působiště v místě styku čepu a ložiska. Velikost síly je 15000 N. Tato síla vytváří na horní základnu silový moment. Na celé spodní ploše spodní základny bylo zamezeno posunutí ve směru osy kolmé na tuto plochu. Kromě toho byla tato základna ještě pevně zafixována v místech děr pro šrouby, pomocí kterých bude přichycena k upínací desce.



Obr. 50 Redukované napětí ve stojně



Obr. 51 Oblast výskytu maximálního redukovaného napětí ve stojně



Obr. 52 Celková deformace stojny

Maximální redukované napětí, které se ve stojně vyskytovalo, dosahovalo hodnoty 98,90 MPa. Toto napětí se vyskytovalo v místě, kde horní základna dosedá na jeklovou nohu stojny. Ta je vyrobena z oceli S235 JRH. Hodnota meze kluzu tohoto materiálu je 235 MPa. Součinitel bezpečnosti k mezi kluzu materiálu dosahuje hodnoty 2,38. Jelikož je hodnota součinitele bezpečnosti dostatečně velká, lze usoudit, že stojna je vhodně konstrukčně navržena a není zapotřebí provádět další konstrukční úpravy. K největší deformaci dochází v horní části stojny, kde deformace dosahuje hodnoty 1,45 mm.

4.4 SHRUTÍ PODSTATNÝCH VÝSLEDKŮ ANALÝZY

Analýzou napjatosti bylo zjištěno, že všechny analyzované součásti zařízení nepřekračují mezní stav pružnosti. Byla také zjištěna celková deformace součástí. Z analýzy plyne, že nejvíce namáhanou součástí jsou návarky na ramenech plošiny. K největší deformaci dochází u spojovacích příčníků kyvné plošiny. V následující tabulce jsou shrnuty podstatné výsledky analýzy:

Tab. 7 Shrnutí výsledků analýzy napjatosti

Analyzovaná součást	Materiál	Mez kluzu [MPa]	Maximální red. napětí [MPa]	Maximální deformace [mm]	Součinitel bezpečnosti [-]
Návarek	S355 J2	355	135,11	0,2	2,63
Spoj. příčník	S235 JRH	235	19,84	1,91	11,84
Čep	S355 J2	355	64,48	0,03	5,51
Noha stojny	S235 JRH	235	98,90	1,45	2,38

5 PŘÍPRAVA NA MĚŘENÍ

Pro každé měření by měl být sepsán protokol, díky kterému bude možno zajistit opakovatelnost měření. V tomto protokolu by měly být zapsány důležité faktory, které ovlivňují měření. Především je nutno uvést, o jaký typ vozidla se jedná, zda se jedná o měření s posádkou či bez (popřípadě hmotnost jednotlivých členů posádky a na jakém sedadle sedí), množství provozních kapalin ve vozidle, zda je ve vozidle přítomná na určených místech povinná výbava (rezerva, náradí, autolékárnička apod.). Poté provedeme následující kroky přípravy:

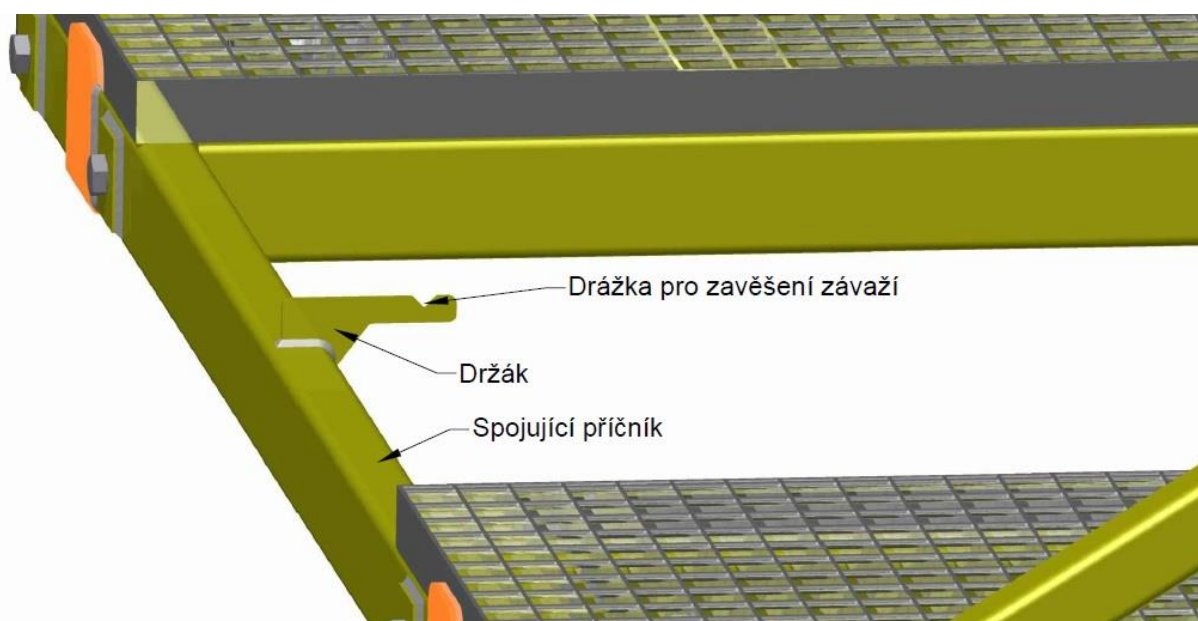
- Před zkompletováním celého zařízení nejdříve zvážíme kyvnou část zařízení včetně příslušenství (stavěcí nohy, upínací pásy a zakládací klíny) m_k a tuto hmotnost si poznamenat.
- Zkontrolujeme správný tlak v pneumatikách vozidla a zjistíme množství provozních kapalin v automobilu. Následně v přední a zadní části vozidla zašroubujeme do určených míst tažná oka. Na vozidle také sklopíme zpětná zrcátka.
- Kyvnou část zařízení podepřeme na určených místech podkládacími kostkami. K zařízení přiložíme najížděcí rampy a natlačíme vozidlo na plošinu. Je vhodné, aby vozidlo bylo na plošině umístěno co nejvíce symetricky. Vozidlo na plošině posuneme tak, aby byla jeho podélná poloha těžiště na stejné úrovni jako střed otáčení kyvné části zařízení.
- Pokud je tedy kyvná část zařízení s vozidlem ustálena přibližně ve vodorovné poloze, můžeme na rošty ve vyznačených místech pod prahy vozidla umístit zašroubované stavěcí nohy. Tyto nohy nasuneme drážkou na prahy a vyšroubujeme. Noha musí být vyšroubována tak, aby nedošlo k přizvednutí vozidla. Stavěcí nohy zamezí stlačení tlumičů kol vozidla.
- Mezi kola vozidla a rošty vsuneme zakládací klíny.
- Nyní uchytíme mezi každé tažného oko a mezeru v roštu pod kolem upínací pás, který lehce dotáhneme. Díky přitáhnutí upínacích pásů bude zamezeno roztažení tlumičů kol automobilu. Také bude vozidlo přitlačeno ke stavěcím nohám, tím pádem bude zamezeno jeho pohybu po plošině. Vozidlo je ale pro jistotu zajištěno i vsunutými zakládacími klíny pod koly.
- Vysuneme podkládací kostky, umístěné pod kyvnou částí zařízení, a můžeme zahájit měření. Postup měření a metoda vyhodnocení je popsána v následující kapitole.

6 NÁVRH MĚŘICÍHO ŘETĚZCE A METODY VYHODNOCENÍ

Nejprve je nutné navrhnout, jakým způsobem bude zařízení po najetí a uchycení vozidla zatěžováno. Je nutné se zaměřit především na výběr místa, na kterém bude zatížení působit, a také na velikost tohoto zatížení. V další fázi jsou popsány tři typy měřicích zařízení, které lze k měření využít. Pro každé z nich jsou popsány jejich výhody a nevýhody. Následuje výběr nejvhodnějšího zařízení a postup, jakým bude měření vyhodnoceno.

6.1 ZPŮSOB ZATÍŽENÍ

U výpočtu výšky těžiště pomocí metody zavěšení celého vozidla je nezbytné na zavěšené vozidlo připevnit závaží o předem známé hmotnosti, u kterého známe jeho přesnou polohu od bodu zavěšení. Jelikož nezavěšujeme samostatné vozidlo, ale automobil bude pevně spojen s kyvnou plošinou, tak je vhodnější zatížení umísťovat přímo k plošině než na samotný automobil. Je vhodné, aby zatížení působilo na plošinu na co nejmenší ploše (nejlépe v jednom bodě). Z tohoto důvodu bylo nutné navrhnout držák, na který se bude zavěšovat závaží. Tento držák je navařen na obou spojujících příčnicích v jejich středu.



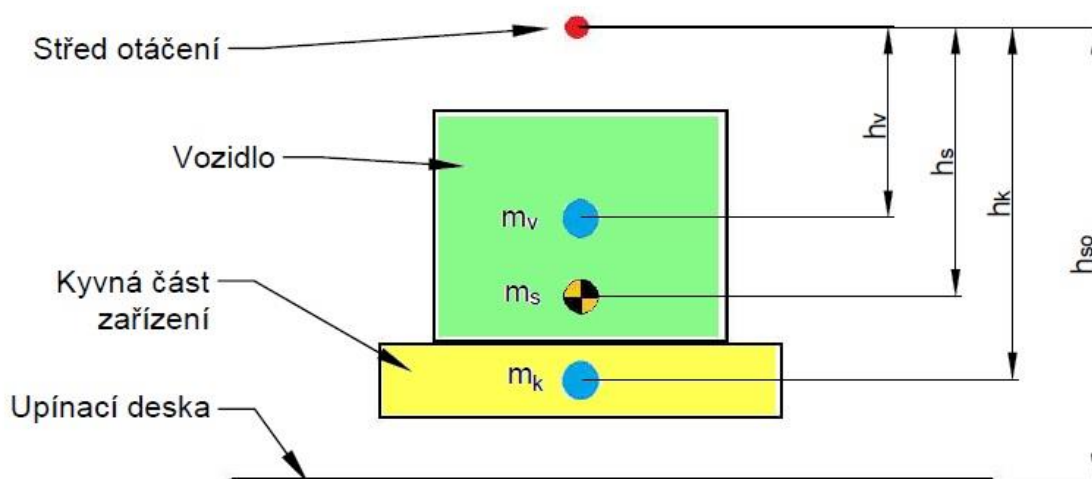
Obr. 53 Držák závaží

Tvar držáku je vypálen z válcovaného ocelového plechu o tloušťce 4 mm, který je vyroben z oceli S355 MC. V držáku je vytvořena klínová drážka, do které se bude zavěšovat závaží. Navrhovaný typ závaží se bude do drážky zavěšovat pomocí závěsného šroubu. V případě, že nebude navrhovaný typ závaží použit, tak lze do drážky zavěsit jakékoliv jiné závaží. Drážka vystředí uchycení, a díky tomu bude závaží zavěšeno vždy v požadované podélné vzdálenosti. Podélná vzdálenost vrcholu drážky od osy otáčení plošiny je 1900 mm. Tato vzdálenost tvoří velikost ramene silového momentu, který bude kyvnou plošinu s automobilem natáčet.

Je nutné také navrhnout optimální hmotnost závaží, která se budou na plošinu zavěšovat. Hmotnost závaží by neměla být příliš malá, protože jinak by nedošlo k naklonění o dostatečně velký, měřitelný úhel. Kdyby byla hmotnost závaží naopak příliš velká, tak by došlo

k naklonění o maximální možný úhel. Plošina by se poté zapřela o upínací desku a měření by také nebylo proveditelné. Maximální možný úhel naklonění plošiny od vodorovné polohy je 6,14 °. Pokud budeme předpokládat, že plošina s vozidlem je před připevněním závaží co přibližně vodorovná, tak hmotnost závaží by měla být navržena tak, aby po jeho připevnění došlo k naklonění plošiny ideálně v rozmezí 1 ° až 2 ° od původní (vodorovné) polohy.

Pro výpočet hmotnosti závaží m_z je nezbytné znát podélnou polohu uchycení závaží od středu otáčení l_z , výškovou polohu uchycení závaží od středu otáčení h_z , hmotnost měřeného vozidla m_v , hmotnost kyvné části zařízení s příslušenstvím (stavěcí nohy pod prahy, upínací popruhy a zakládací klíny) m_k , výšku těžiště této kyvné části zařízení s příslušenstvím od středu otáčení h_k , výšku těžiště vozidla od středu otáčení h_v , výšku středu otáčení od upínací desky h_{s0} a výšku těžiště vozidla od vozovky h . Nejprve je důležité si uvědomit, že pokud je automobil pevně spojen s pohyblivou částí zařízení, tak tvoří jeden celek, na který lze nahlížet tak, že je tvořen jako soustava dvou dílčích těles (vozidlo + kyvná část zařízení s příslušenstvím). Pokud známe výškovou polohu jednotlivých těles od středu otáčení a jejich hmotnost, tak lze snadno dopočítat výškovou polohu celé soustavy h_s .



Obr. 54 Soustava těles

$$h_s = \frac{h_v m_v + h_k m_k}{m_s} \quad (70)$$

přičemž hmotnost celé soustavy m_s je rovna součtu hmotností jednotlivých těles:

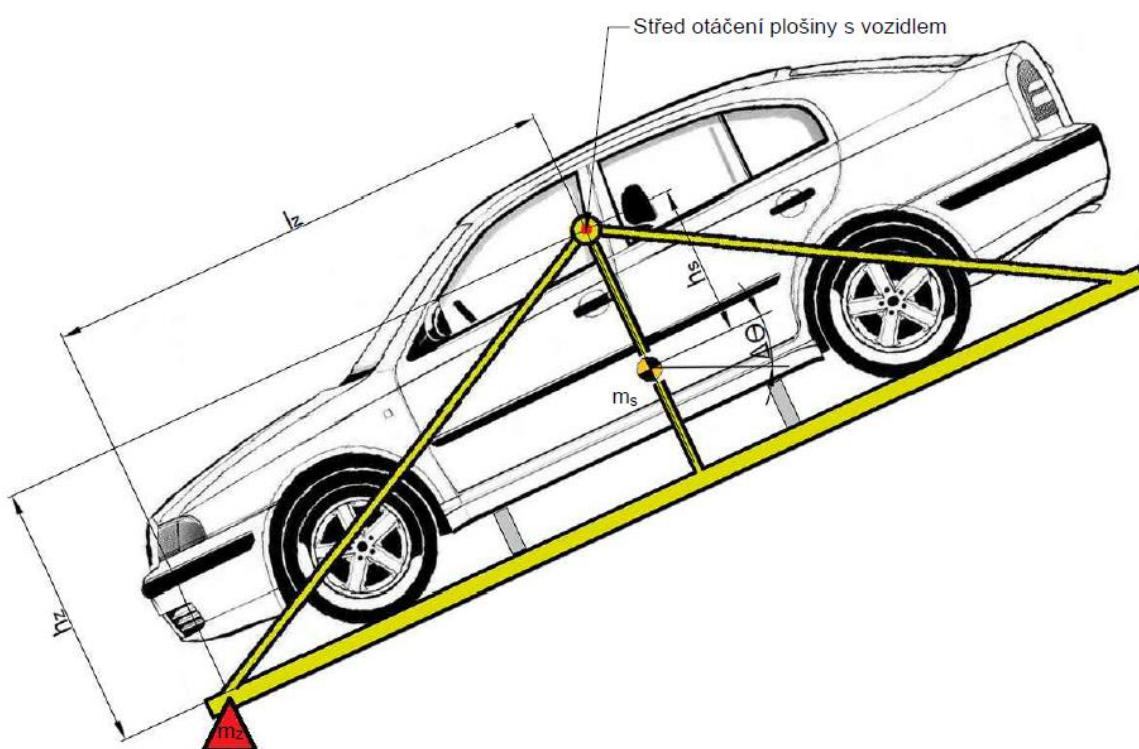
$$m_s = m_v + m_k \quad (71)$$

Výška středu otáčení od upínací desky h_{s0} je 1500 mm. Hmotnost kyvné části zařízení s příslušenstvím m_k činí 424,84 kg. Výšková poloha těžiště kyvné části od středu otáčení h_k je 1056,22 mm. Pokud bude závaží přichyceno pomocí závěsného oka, které bude popsáno dále v textu, tak výšková poloha uchycení závaží od středu otáčení h_z je 1184,5 mm a podélná vzdálenost uchycení závaží od středu otáčení l_z je 1900 mm. Tyto hodnoty byly

vyčteny z CAD modelu. Pro návrh hmotnosti závaží bylo nutné zvolit i výšku těžiště měřeného vozidla od vozovky h . Tato výška byla zvolena 550 mm, jelikož přibližně v takové výšce od vozovky má těžiště převážná část osobních automobilů. Výšková vzdálenost roštů pod kola vozidla od upínací desky h_r činí 330 mm. Výšková vzdálenost těžiště vozidla od středu otáčení se tedy určí následovně:

$$h_v = h_{so} - (h_r + h) = 620 \text{ mm} \quad (72)$$

Nyní již není problém pro různé hmotnosti vozidla dopočítat výškovou vzdálenost soustavy h_s a hmotnost celé soustavy m_s . Úhel naklonění plošiny se dopočítá z následující momentové rovnice vztažené ke středu otáčení.



Obr. 55 Vozidlo s plošinou

$$m_z g [l_z \cos(\theta_1 - \theta_0) - h_z \sin(\theta_1 - \theta_0)] - m_s g h_s \sin(\theta_1 - \theta_0) = 0 \quad (73)$$

Předpokládáme-li, že výchozí úhel naklonění před přidáním závaží byl 0° , tak po vyjádření výsledného úhlu naklonění bude mít rovnice následující tvar:

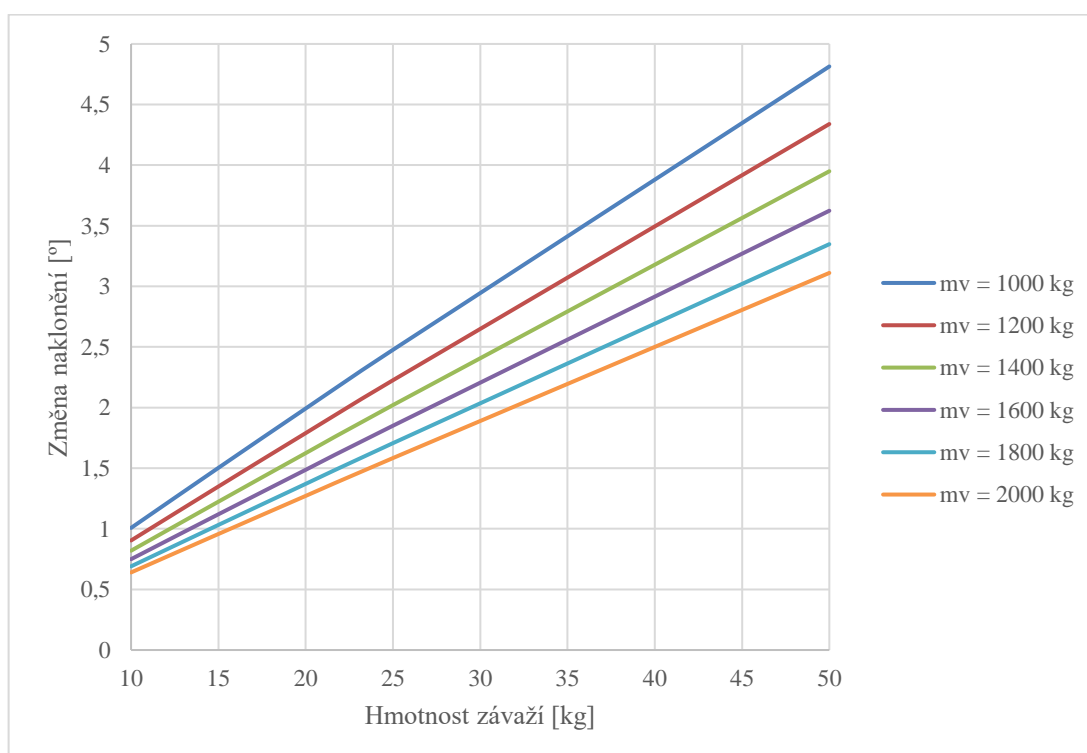
$$\cotg \theta = \left(\frac{h_s m_s + h_z}{m_z} \right) \frac{1}{l_z} \quad (74)$$

V následující tabulce jsou dopočítány úhly naklonění plošiny pro konkrétní zatížení plošiny. Podle hmotnosti měřeného vozidla jsou vždy navrženy dvě varianty hmotnosti závaží, kterou by měla být plošina zatížena, aby došlo k optimálnímu naklonění plošiny.

Tab. 8 Dopočítané úhly naklonění plošiny

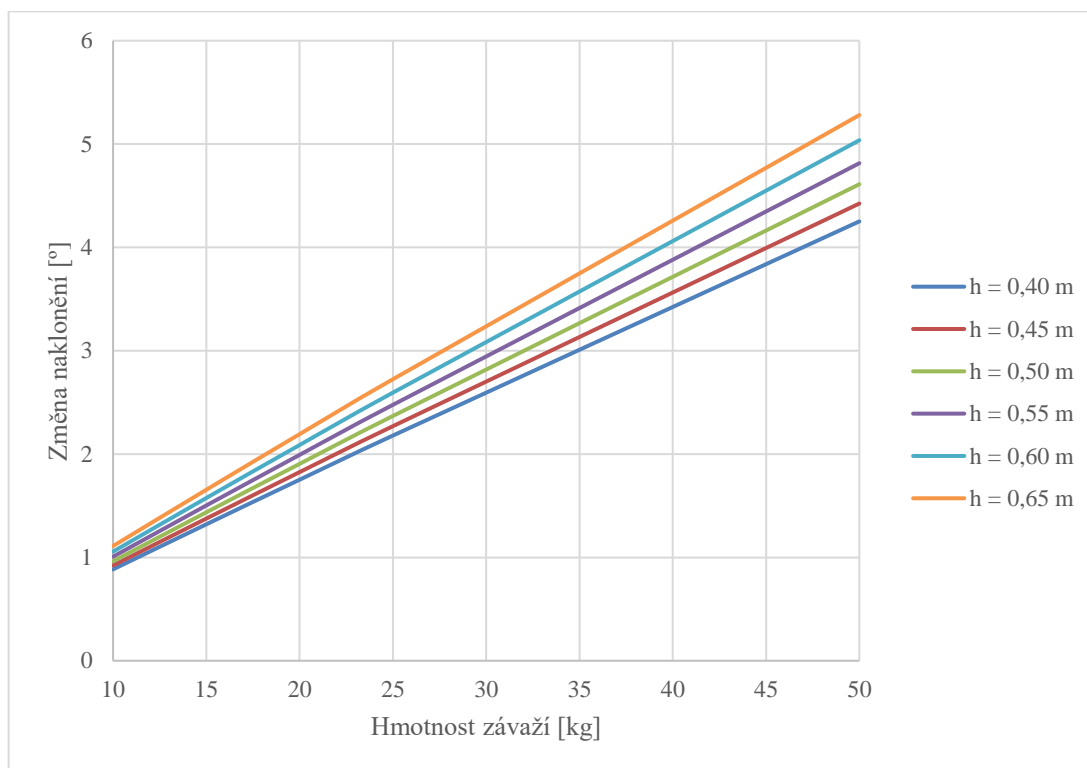
Hmotnost vozidla [kg]	Hmotnost závaží č. 1 [kg]	Úhel naklonění č. 1 [°]	Hmotnost závaží č. 2 [kg]	Úhel naklonění č. 2 [°]
1000	10	1,0073	15	1,5026
1200	15	1,3487	20	1,7893
1400	15	1,2234	20	1,6239
1600	15	1,1195	20	1,4864
1800	20	1,3704	25	1,7065
1200	20	1,2712	25	1,5834

V následujícím grafu je patrná změna úhlu naklonění v závislosti na hmotnosti přídavného závaží. Tento graf je zpracován pro různé hmotnosti vozidel, která mají stejnou výškovou polohu těžiště.



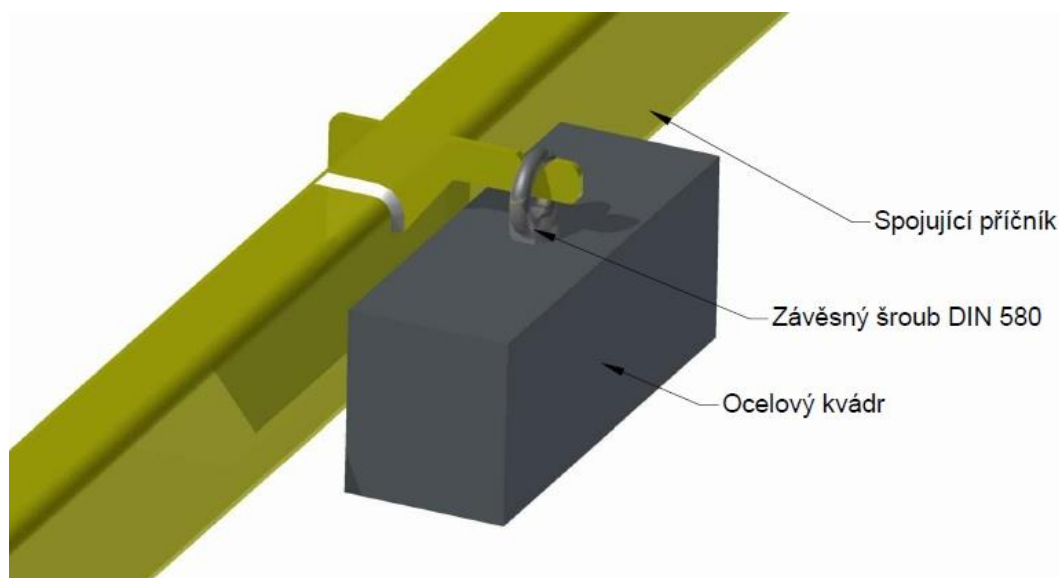
Obr. 56 Změna úhlu naklonění v závislosti na hmotnosti závaží pro vozidla s rozdílnou hmotností

Další graf vyjadřuje opět závislost změny úhlu naklonění na hmotnosti přídavného závaží. Tentokrát je však graf zpracován pro vozidla se stejnou hmotností, která je 1000 kg, avšak s rozdílnou výškovou polohou těžiště.



Obr. 57 Změna úhlu naklonění v závislosti na hmotnosti závaží pro vozidla s rozdílnou výškou těžiště

K zatěžování plošiny je vhodné vyrobit sadu čtyř závaží. Jejich hmotnost bude 10 kg, 15 kg, 20 kg a 25 kg. Závaží o hmotnosti 10 kg bude sloužit i ke zjištění polohy výšky těžiště samotné plošiny s příslušenstvím bez vozidla. Při tomto závaží by mělo dojít k naklonění přibližně o 2,3623 °. Závaží bude tvořeno ocelovým kvádrem. Ve středu jeho stěny bude vyvrtána díra, ve které bude následně do hloubky 15 mm vytvořen závit M 8 x 1,25. Do závitu se zašroubuje závěsný šroub dle normy DIN 580, který má vnitřní průměr oka 20 mm. Při navrhování rozměrů kvádrů závaží je nutné počítat také s hmotností závěsného šroubu, která je 0,054 kg. Je také důležité navrhnout rozměr závaží tak, aby byla dostatečná mezera mezi závažím, spojujícím příčником, držákem závaží a taky nesmí být závaží příliš vysoké. Díky tomu nebude omezen pohyb závaží při pohybu plošiny.



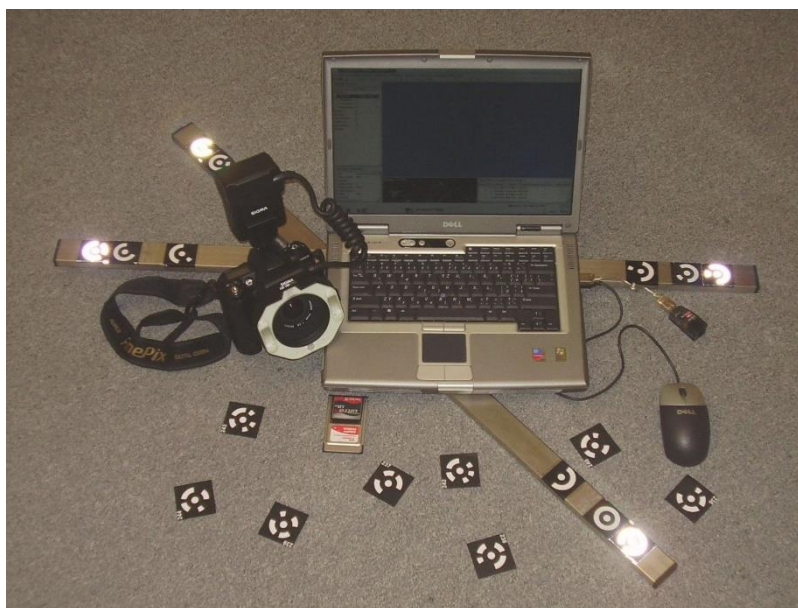
Obr. 58 Závaží

6.2 MĚŘIDLA

V této kapitole jsou popsána vybraná měřicí zařízení, kterými lze měřit úhel naklonění kyvné části zařízení. Z těchto měřidel bude vybráno to nejvíce vhodné.

6.2.1 TRITOP

Jde o fotogrammetrický optický měřicí systém. Toto zařízení slouží k zaznamenávání souřadnic bodů na prostorovém objektu. Hlavní výhodou tohoto systému je, že je přenosný a především to, že umožňuje provádět bezkontaktní měření. Možnost bezkontaktního měření je obzvláště výhodná například při měření v klimatické komoře. Pomocí tohoto zařízení lze měřit objekty o velikosti 0,1 m až přibližně 10 m. Systém měří polohu viditelných referenčních značek na daném objektu. Tato technologie měření nachází uplatnění především při reverzním inženýrství či deformačních analýzách. Systém Tritop je složen z digitálního fotoaparátu s velkým rozlišením (vyměnitelný objektiv se stálou ohniskovou vzdáleností + blesk pro optimální nasvícení objektu), paměťového média pro přenos dat do PC, kódovaných a nekódovaných referenčních bodů, kalibračních tyčí k určení měřítka a speciálního softwaru pro analýzu snímků. Princip je takový, že na významné body na tělese jsou umístěny referenční značky. Ty se na objekt buď přilepí, připevní pomocí magnetu, nebo pomocí speciálních adaptérů. Poté je těleso digitálním fotoaparátem vyfoceno z různých úhlů. Každá z referenčních značek by během focení měla být vyfocena alespoň třikrát. Software Tritop následně dokáže dopočítat souřadnice těchto bodů v prostoru. [19] [20]



Obr. 59 Systém Tritop, kterým disponuje laboratoř ÚADI [20]

Tento měřicí systém by bylo možné využít, avšak není to úplně optimální řešení. Označení objektu referenčními značkami a především nafocení celého objektu pro každé měření a následné analyzování snímků by bylo příliš zdlouhavé. Proto je nutné najít jiné řešení.

6.2.2 M-BOX

M-box je zařízení, díky kterému jsme schopni snímat jeho úhlovou rychlost a translační zrychlení. K získání informací o úhlové rychlosti je M-box vybaven třemi gyroskopickými snímači. Hodnoty translačního zrychlení se získávají z akcelerometrů. V zařízení jsou pro každou měřenou veličinu tři snímače. Ty jsou umístěny vždy do tří na sebe vzájemně kolmých os.

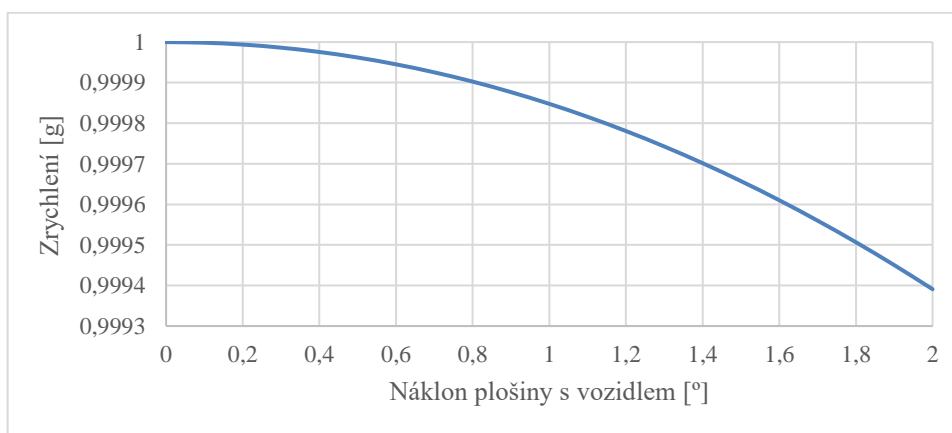


Obr. 60 Zařízení M-box [21]

Pro měření úhlu naklonění vozidla by byl využíván pouze signál z akcelerometru v té ose, ve které působí tíhové zrychlení. Princip by byl takový, že pokud by plošina byla ve vodorovné poloze, tak by výstupní hodnota signálu z daného snímače měla odpovídat po zkalibrování hodnotě gravitačního zrychlení. Hodnotu zrychlení v této měřené ose označme a_z . Pokud na plošinu s automobilem zavěšíme závaží, tak dojde k naklonění plošiny s M-boxem a hodnota zrychlení a_z se zmenší. Z této hodnoty by bylo možné dopočítat úhel naklonění. Je zřejmé, že při naklonění plošiny bude mít průběh měřeného gravitačního zrychlení v dané ose kosinusový průběh. Úhel naklonění plošiny tedy dopočítáme jako:

$$\theta = \cos^{-1}(a_z) \quad (75)$$

Je potřeba si uvědomit, jaká bude očekávaná citlivost měření na změnu velikosti zrychlení. Z kosinusového průběhu je zřejmé, že největší citlivost na změnu naklonění bude v místech, kde je tíhové zrychlení nulové (při naklonění plošiny kolem 90° od vodorovné polohy). Avšak v oblastech, kde působí tíhové zrychlení $+1\text{ g}$ či -1 g je citlivost na změnu náklonu nejmenší. Při zatížení plošiny s vozidlem očekáváme její naklonění pouze o malý úhel. V grafu je znázorněna změna velikosti hodnoty tíhového zrychlení, pokud je plošina nakloněna v rozmezí 0° až 2° .



Obr. 61 Závislost hodnoty tíhového zrychlení v závislosti na naklonění plošiny

Pokud bychom k měření chtěli využít zařízení M-box, tak by měřicí řetězec vypadal tak, že M-box by byl napojen do sběrné krabice, která by sloužila jako mezičlen pro sběr dat. Obě tato zařízení by byla napájena zdrojem. Sběrná krabice by byla napojena na měřicí kartu, jejímž úkolem by bylo převedení dat z analogové podoby do digitální. Karta by byla spojena s počítačem, ve kterém by byla data ve vhodném softwaru zpracována.

Je třeba si uvědomit, že při měření pomocí tohoto zařízení by M-box měl být umístěn na plošině v místech, kde dochází při najetí vozidla pouze k minimální deformaci. Nebylo by vhodné M-box umisťovat na spojovací příčnický plošiny či do blízkého okolí kol automobilu. Pokud bychom M-box umístili například na podlahový rošt v okolí kola a neprovedli znovu kalibraci snímače v nové poloze, tak do měření vneseme chybu. Jak moc by vzniklá chyba ovlivnila měření, je detailně popsáno v následující kapitole.

6.2.3 SKLONOMĚR CLINOTRONIC



Obr. 62 Sklonoměr Clinotronic [22]

Dalším použitelným měřidlem je elektronický sklonoměr Fowler-Wyler Clinotronic Plus. Na displeji přístroje je možné zobrazit úhel přímo ve stupních či jiných jednotkách. Sklonoměr je vybaven speciálním snímačem fungujícím na bázi změny v kapacitním odporu a mikroprocesorem, který signál ze snímače vyhodnotí a zpracuje. Sklonoměr je napájen jednou tužkovou baterií. Čas vyhodnocení měření je 5 sekund. Rozměry zařízení jsou 100 mm x 75 mm x 30 mm. Tento sklonoměr lze velmi snadno uchytit na zařízení díky tomu, že má magnetické nožky. Sklonoměr umožňuje zmáčknutím tlačítka nastavení nulové polohy měření. Tento sklonoměr je schopný měřit s přesností 0,01 °. Jak moc přesnost tohoto měřidla ovlivní výsledek měření je popsáno v následující kapitole. [22]

Díky převažujícím výhodám byl tento sklonoměr vybrán jako vhodné zařízení k měření naklonění plošiny s vozidlem. Hlavními výhodami je možnost snadného přichycení zařízení k plošině, malé rozměry zařízení, rychlost vyhodnocení a také to, že ke zpracování výsledků není potřeba navrhnout složitý měřicí řetězec. Nevýhodou je poměrně vyšší cena, která činí přibližně 43 000 Kč. Sklonoměr lze díky magnetickému uchycení umístit na zařízení téměř kamkoliv. Nejvhodnější je ho umístit na místa, kde dochází k minimální deformaci, tedy například na podlahové rošty poblíž příčných ramen či přímo na skloněná ramena.

6.3 METODA VYHODNOCENÍ A POSTUP MĚŘENÍ

Pokud byly provedeny kroky přípravy měření, tak je možné přejít k samotnému měření a vyhodnocení dat. K vyhodnocení dat poslouží např. tabulkový software MS Excel. V tomto softwaru budou vypsány a dopočítány důležité parametry pro výpočet. Tyto parametry jsou: $m_s, m_v, m_k, m_z, h_s, h_z, h_v, h_{s0}, h_r, l_z$. Význam jednotlivých parametrů je detailně popsán v kapitole 5.1 Způsob zatížení. Před zahájením měření je nutné, aby se plošina, k níž je pevně přichycen automobil, nacházela přibližně ve vodorovné poloze. Poté můžeme zapnout sklonoměr a zmáčknout nulovací tlačítko, díky kterému nastavíme výchozí polohu měření úhlu. Na zařízení zavěsíme vhodné závaží č. 1, odpovídající hmotnosti měřeného automobilu. Odečteme hodnotu naměřeného úhlu, kterou následně zapíšeme do programu MS Excel. Poté

závaží č. 1 sundáme a po ustálení plošiny vynulujeme sklonoměr. Opět zavěsíme totožné závaží a odečteme hodnotu naměřeného úhlu, kterou zapíšeme do dalšího řádku tabulky. Celý tento postup opakujeme ještě osmkrát, abychom získali celkově deset hodnot. Z těchto hodnot poté sestavíme aritmetický průměr změřeného úhlu se závažím č. 1 Θ_1 . Celý postup znovu opakujeme, ale tentokrát plošinu zatěžujeme doporučeným závažím č. 2. Opět z naměřených deseti hodnot vypočítáme aritmetický průměr naměřeného úhlu se závažím č. 2 Θ_2 . Pokud máme zaznamenány tyto dvě průměrné hodnoty, tak je nezbytné si např. smývatelným fixem označit přibližnou polohu stavěcích noh pod prahy automobilu, místa, ve kterých jsou k roštům zaháknuty upínací pásy, a místa, ve kterých jsou vsazeny klíny pod kola automobilu. Nyní je možné již podložit plošinu podkládacími kostkami, přidělat najížděcí rampy, povolit a sundat stavěcí nohy, vysunout klíny, povolit upínací pásy a s vozidlem sjet z plošiny. Až je vozidlo mimo plošinu, tak je důležité ještě zjistit výškovou polohu těžiště plošiny s příslušenstvím od středu otáčení h_k . To provedeme tak, že na prázdnou plošinu nyní umístíme do vyznačených míst stavěcí nohy, položíme na rošty upínací pásy a umístíme na rošty i klíny. Nyní zmáčkne nulovací tlačítko sklonoměru. Na plošinu umístíme závaží o hmotnosti 10 kg. Odečteme a zapíšeme hodnotu naklonění úhlu. Poté závaží sundáme, vynulujeme sklonoměr, závaží opět umístíme na plošinu a zaznamenáme si další hodnotu úhlu naklonění. Celý proces opakujeme, dokud nezískáme alespoň 10 naměřených hodnot. Z těch poté sestavíme aritmetický průměr Θ_k . Nyní již lze dopočítat pomocí následujícího vztahu hodnotu h_k . Vztah si přepíšeme do souboru v programu MS Excel a vypočítáme.

$$h_k = \frac{m_z}{m_k} [l_z \cotg(\Theta_k) - h_z] \quad (76)$$

Pokud máme vypočítanou hodnotu h_k , tak lze nyní již přejít k výpočtu výšky těžiště vozidla h . Přepíšeme si následující vztahy do dokumentu v programu MS Excel a pomocí nich dopočítáme z průměrné hodnoty naklonění plošiny výšku těžiště vozidla.

$$h_{si} = \frac{m_z}{m_s} [l_z \cotg(\Theta_i) - h_z] \quad (77)$$

$$h_{vi} = \frac{h_{si} m_s - h_k m_k}{m_v} \quad (78)$$

$$h_i = h_{so} - h_r - h_{vi} \quad (79)$$

Přičemž index i značí, zda počítáme výšku těžiště vozidla pro měření se závažím č. 1 nebo č. 2. Pokud máme spočítanou první hodnotu výšky těžiště vozidla h_1 pro měření se závažím č. 1, tak celý postup znovu opakujeme a vypočítáme výšku těžiště vozidla h_2 pro měření se závažím č. 2. Tyto dvě hodnoty zprůměrujeme a získáme výslednou polohu výšky těžiště automobilu h .

$$h = \frac{h_1 + h_2}{2} \quad (80)$$

7 ANALÝZA NEPŘESNOSTÍ MĚŘENÍ

V této kapitole jsou popsány vlivy, které by mohly ovlivnit přesnost měření. Pro každý vliv je dopočítáno, jak moc by ovlivnil přesnost výsledné naměřené hodnoty výšky těžiště automobilu. Je vždy dopočítána procentuální chyba naměřeného výsledku od skutečné hodnoty.

7.1 NEVHODNĚ UMÍSTĚNÉ ZAŘÍZENÍ

Pokud bychom si představili, že bychom měřili úhel naklonění pomocí M-boxu, který by byl nevhodně umístěn poblíž místa s velkou deformací, a neprovedli kalibraci snímače v této poloze, tak do měření vneseme značnou chybu. Za nevhodné místo lze považovat například blízké okolí kola na podlahovém roštu.

Pokud předpokládáme, že pod jedním kolem automobilu bude zatížení 500 kg, tak dle výrobce pojezdových roštů dojde k průhybu roštu o 0,5 mm. Předpokládáme-li že se kolo bude nacházet uprostřed roštu, který má délku 1 m, tak lze pomocí goniometrických funkcí spočítat, že sklon roštu v okolí kola bude přibližně 0,05 ° oproti vodorovné rovině.

Z tab. 8 je zřejmé, že pokud máme vozidlo o hmotnosti 1000 kg, jehož výška těžiště h je 550 mm nad úrovní vozovky, tak je dopočítáno, že při zatížení plošiny závažím o hmotnosti 10 kg by se plošina vychýlila o úhel 1,0073 °. Pokud by se tento úhel změnil právě o zmiňovaných 0,05 °, tak by se hodnota výšky těžiště vozidla nad vozovkou h změnila. Důležité je zjistit, jak moc by se tato hodnota lišila od té skutečné. Postup výpočtu nové hodnoty h je následovný:

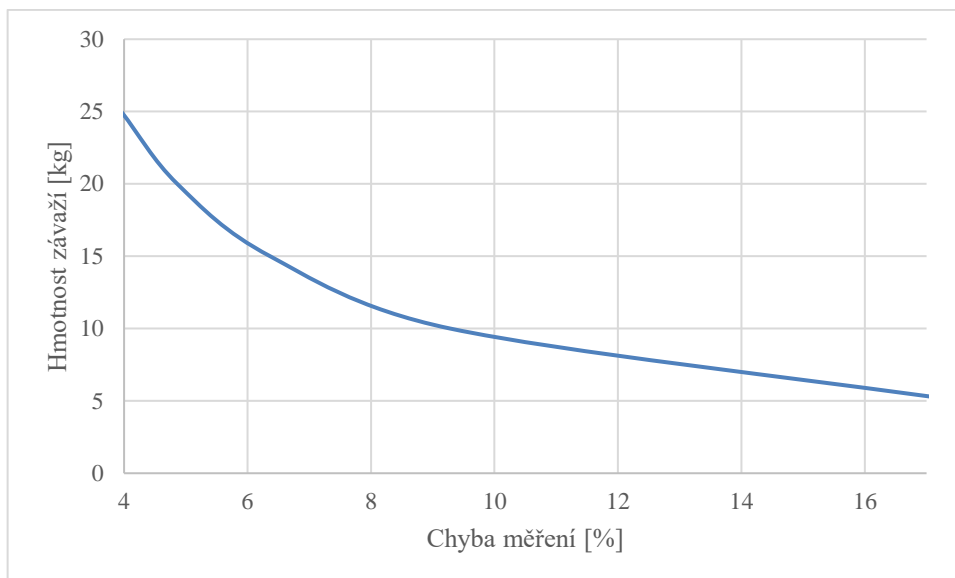
$$h_s = \frac{m_z}{m_s} [l_z \cotg(\Delta\theta) - h_z] \quad (81)$$

$$h_v = \frac{h_s m_s - h_k m_k}{m_v} \quad (82)$$

$$h = h_{so} - h_r - h_v \quad (83)$$

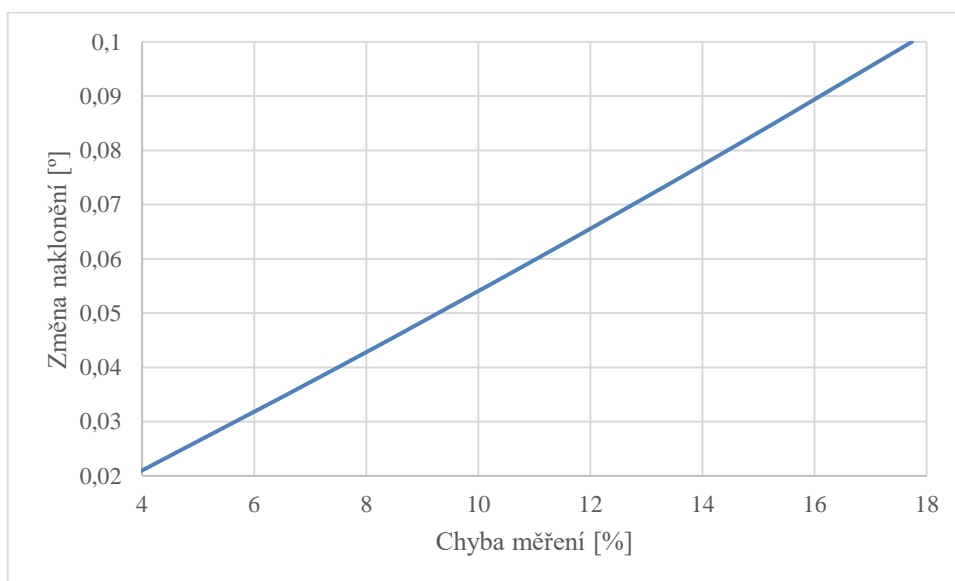
Pokud uvažujeme $\theta = 1,0573^\circ$, pak bude poloha výšky těžiště vozidla od vozovky $h = 601,06 \text{ mm}$. Oproti původní hodnotě vzrostla o 51,06 mm. Pokud tuto změnu vyjádříme v procentech, pak tato změna odpovídá přibližně 9,28 %. Tato odchylka je již poměrně velká a výsledná hodnota je tedy značně ovlivněna.

Hmotnost automobilu má na velikost odchylky pouze minimální vliv. Na velikost odchylky má největší vliv hmotnost závaží, které na plošinu zavěšujeme. Následující graf je zpracován pro vozidlo o hmotnosti 1000 kg.



Obr. 63 Závislost chyby měření na hmotnosti závaží

V následujícím grafu je vyjádřena závislost změny naklonění M-boxu na procentuální odchylce chyby měření u vozidla, jehož hmotnost je 1000 kg a hmotnost závaží 10 kg.

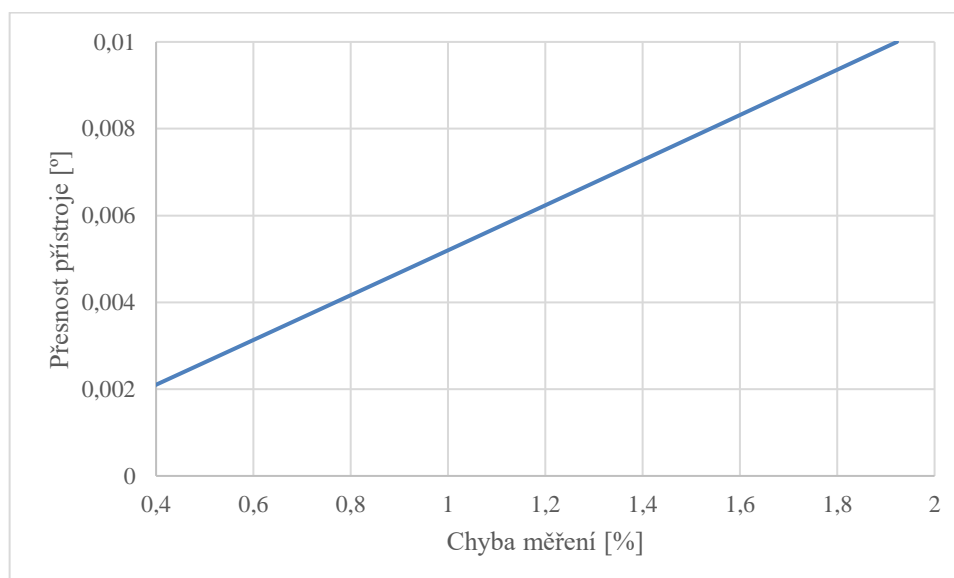


Obr. 64 Závislost změny sklonu na chybě měření

7.2 PŘESNOST MĚŘICÍHO PŘÍSTROJE

Je třeba si uvědomit, že žádný měřicí přístroj neměří naprosto přesně. Vždy měří s jistou chybou. Je důležité se zaměřit na to, jak moc se tato chyba projeví na dopočítávaném výsledku. K měření úhlu naklonění byl vybrán sklonoměr Clinotronic, jehož přesnost měření je 0,01 °. Na vliv přesnosti měřicího přístroje lze nahlížet obdobně jako při řešení vlivu nepřesnosti měření v důsledku naklonění měřicího přístroje a zanedbání provedení jeho kalibrace, což bylo rozebráno v předchozí podkapitole. Nyní se však bude naměřená hodnota

úhlu lišit od skutečné hodnoty daleko méně a lze očekávat, že do měření bude vnesena menší chyba a výsledná dopočítaná hodnota výšky těžiště vozidla nad vozovkou h bude přesnější. Proto je důležité ověřit vliv této odchylky naměřeného úhlu v důsledku přesnosti měření vybraného sklonoměru. V předchozí podkapitole již bylo zjištěno, že na vzniklou nepřesnost měření má hmotnost vozidla pouze minimální vliv a největší vliv má hmotnost závaží, které se zavěšuje na plošinu. S klesající hmotností závaží vzniklá chyba vzrůstá. Proto bude výpočet proveden pro případ, kdy vznikne největší chyba, což bude v případě, že na plošinu zavěsíme závaží o hmotnosti 10 kg. Z tab. 8 vyplývá, že pokud máme vozidlo o hmotnosti 1000 kg, jehož výška těžiště h je 550 mm nad úrovní vozovky, tak je dopočítáno, že při zatížení plošiny závažím o hmotnosti 10 kg by se plošina vychýlila o úhel $1,0073^\circ$. Nyní si představme, že by nebyl naměřen tento úhel, ale úhel, který by se lišil právě o $0,01^\circ$, což je přesnost měřicího přístroje. Postup výpočtu je shodný jako v předchozí podkapitole. Pokud uvažujeme $\theta = 1,0173^\circ$, pak bude poloha výšky těžiště vozidla od vozovky $h = 560,57 \text{ mm}$. Oproti původní hodnotě vzrostla o $5,57 \text{ mm}$. Pokud tuto změnu vyjádříme v procentech, pak tato změna odpovídá hodnotě přibližně $1,92\%$. Výsledná maximální odchylka při použití nejlehčího navrhovaného závaží je tedy v řádu maximálně dvou jednotek procent.

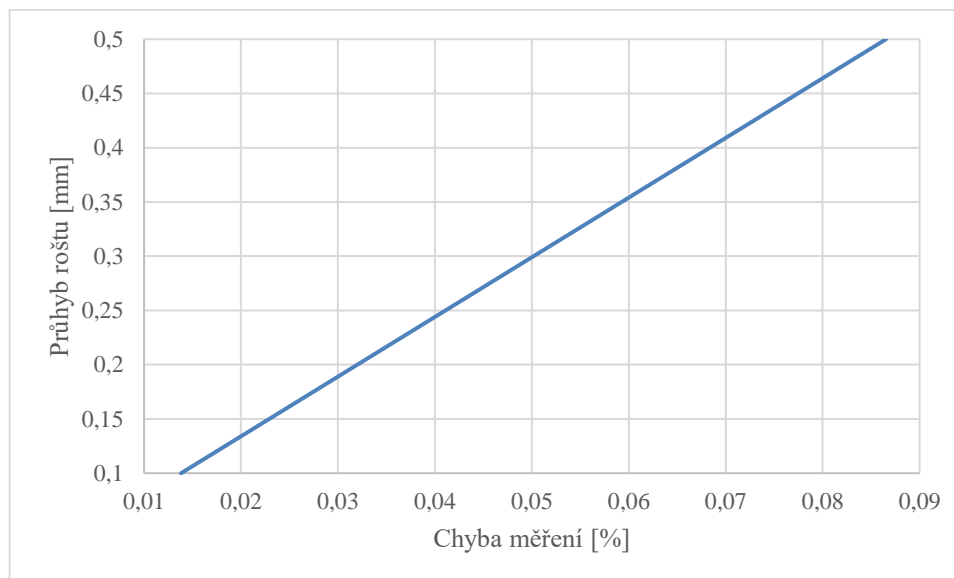


Obr. 65 Závislost přesnosti přístroje na chybě měření

7.3 PRŮHYB ROŠTŮ POD KOLY A DEFORMACE RÁMU

Vlivem zatížení plošiny vozidlem dojde k průhybu roštů pod koly vozidla. Největší průhyb pod koly vozidla nastane v případě, že měřený automobil bude mít maximální přípustnou hmotnost. Uvažujme tedy automobil o hmotnosti 2000 kg. Pokud vezmeme v potaz jistá zjednodušení, tak lze uvažovat, že pod každým kolem je zatížení 500 kg. Při tomto zatížení je dle výrobce roštu jeho maximální průhyb $0,5 \text{ mm}$. Vlivem průhybu roštu dojde ke změně parametru h_r , což je výšková vzdálenost roštů pod koly vozidla od upínací desky. Změní se z původní hodnoty 330 mm na hodnotu $329,5 \text{ mm}$. Pokud tedy dopočítáme hodnotu výšky těžiště automobilu o hmotnosti 2000 kg, u kterého při měření zavěšujeme na plošinu závaží o hmotnosti 200 kg a počítáme se změněnou hodnotou h_r , tak výsledná výška těžiště

automobilu nad vozovkou $h = 550,48 \text{ mm}$. Oproti původní hodnotě vzrostla o $0,48 \text{ mm}$. Pokud tuto chybu vyjádříme v procentech, pak tato chyba odpovídá hodnotě přibližně $0,09 \%$. Výsledná maximální odchylka při zahrnutí vlivu průhybu roštu je tedy pouze v řádu setin procenta a lze ji zanedbat.



Obr. 66 Závislost průhybu roštu na chybě měření

Vlivem zatížení kyvné části zařízení automobilem dochází k její deformaci. K největší deformaci dojde u vozidla o hmotnosti 2000 kg . V kapitole č. 4 Analýza napjatosti bylo zjištěno, že k největší deformaci dochází ve středu spojujících příčníků. V tomto místě dojde k průhybu o necelé 2 mm . V tomto místě je na spojující příčník navařen držák závaží. Dojde tedy ke změně parametru h_z , což je výšková poloha uchycení závaží od středu otáčení. Změní se z hodnoty $1184,5 \text{ mm}$ na $1186,5 \text{ mm}$. Pokud dopočítáme výslednou polohu výšky těžiště vozidla nad vozovkou, tak se téměř nezmění. Vzniklá chyba měření bude pouze v řádu tisícín procenta. Tato chyba je tedy plně zanedbatelná.

ZÁVĚR

V diplomové práci byl proveden detailní konstrukční návrh zařízení k identifikaci výškové polohy těžiště vozidla. Znalost výškové polohy těžiště automobilu je nezbytná především k predikci jeho dynamického chování. Zařízení funguje na principu metody zavěšení. Takové zařízení, které funguje na principu této metody, nebylo doposud na ÚADI zkonstruováno. Hlavní přednost zvolené metody spočívá v tom, že k určení výškové polohy těžiště automobilu postačí naklonění vozidla pouze o malý úhel, a díky tomu nedojde k příliš velké odchylce naměřené hodnoty od hodnoty skutečné. Tato odchylka narůstá se vzrůstajícím úhlem naklonění vozidla v důsledku přelítí provozních kapalin.

Návrh zařízení byl přizpůsoben tomu, aby mohlo být zařízení umístěno přímo v laboratořích ÚADI. A to konkrétně na upínací desku, nacházející se v podlaze. Všechny součásti modelu byly vytvořeny v softwaru Autodesk Inventor Professional 2015 a kompletní model zařízení je přiložen k diplomové práci na CD.

Výhodou navrženého zařízení je jeho univerzálnost. Umožňuje měřit širokou škálu osobních vozidel. Zařízení bylo navrženo tak, aby na něm bylo možné měřit vozidla o hmotnosti až 2000 kg. Maximální délka měřeného automobilu je 5 m, šířka 2,1 m, rozvor kol 2,85 m a rozchod 1,7 m. U vybraných důležitých součástí návrhu byla provedena analýza napjatosti, díky které bylo ověřeno, zda jsou vybrané součásti vhodně navrženy. Bylo nutné především ověřit, zda u těchto součástí nedojde při jejich maximálním provozním zatížení k překročení mezního stavu pružnosti. Analýza napjatosti byla provedena v programu ANSYS Workbench 16.0.

U navrženého zařízení byl k měření úhlu naklonění zvolen sklonoměr Clinotronic. Přesnost měření tohoto sklonoměru je dostatečná k tomu, aby k určení výšky těžiště automobilu stačilo jeho naklonění pouze o úhel 1° až 2° . Díky této malé hodnotě by mělo být zaručeno, že přelítí provozních kapalin bude pouze velmi malé a dopočítaná hodnota výšky těžiště vozidla se od skutečné hodnoty bude lišit jen minimálně.

Další část práce je věnována také tomu, jak postupovat při přípravě vozidla a zařízení před samotným měřením, a také tomu, jak naměřená data zpracovat a vyhodnotit. V poslední části práce jsou rozebrány nepřesnosti měření. U každého z vlivů je rozebráno, jak moc by procentuálně možná vnesená chyba do měření ovlivnila dopočítanou hodnotu výšky těžiště automobilu.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HALLIDAY, David, Robert RESNICK a Jearl WALKER. *Fyzika: vysokoškolská učebnice obecné fyziky*. Brno: VUTIUM, 2000. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 80-214-1868-0.
- [2] MILLIKEN, William F. a Douglas L. MILLIKEN. *Race car vehicle dynamics*. Warrendale, PA, U.S.A.: SAE International, c1995. ISBN 1-56091-526-9.
- [3] VLK, František. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*. Brno: Vlk, 2001. ISBN 80-238-6573-0.
- [4] JÖRNSEN REIMPELL, Helmut Stoll a TRANSLATED FROM THE GERMAN BY AGET LIMITED. *The automotive chassis engineering principles: chassis and vehicle overall, wheel suspensions and types of drive, axle kinematics and elastokinematics, steering, springing, tyres, construction and calculations advice*. 2nd ed. Oxford: Butterworth Heinemann, 2001. ISBN 0750650540.
- [5] Center of gravity height real-time estimation for lightweight vehicles using tire instant effective radius. *Control Engineering Practice* [online]. 1993-, **2013**(21), 370-380 [cit. 2017-02-18]. Dostupné z: http://users.isy.liu.se/fs/frisk/tmp/iQDrive_Articles/cog_lwv_2012.pdf
- [6] *Center of Gravity Height: A Round-Robin Measurement Program* [online]. The University of Michigan, 1991 [cit. 2017-02-20]. Dostupné z: <https://deepblue.lib.umich.edu/bitstream/handle/2027.42/913/80554.0001.001.pdf?sequence=2>
- [7] [Measurement of the CG of the vehicle]. In: *Drag Racing Scene* [online]. Memphis: Xceleration Media, c2017 [cit. 2017-02-20]. Dostupné z: <http://www.dragracingscene.com/wp-content/uploads/sites/5/2016/08/scales2.jpg>
- [8] Safety tester. *SE system* [online]. Docheok-myeon: SE Systems, c2015 [cit. 2017-03-15]. Dostupné z: <http://eng.sesystem.co.kr/business/safetytester/sea/view.jsp?no=1>
- [9] Measuring center-of-gravity height on a Formula Car. In: *James Hakewill - Pacific F2000* [online]. 2007 [cit. 2017-03-20]. Dostupné z: <http://www.jameshakewill.com/cg-height.pdf>
- [10] NASA Takes the Family Car Out for a Spin. *NASA* [online]. Washington: Brian Dunbar, 2017 [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <https://www.nasa.gov/centers/goddard/news/topstory/2003/0212suv.html>
- [11] *Zákon o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích*. In: . Praha, 2001, ročník 2001, číslo 56.
- [12] *Směrnice evropského parlamentu a rady*. In: . Brusel, 2007, ročník 263, číslo 46.
- [13] *Jednotlivé, řadové a hromadné garáže*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.



- [14] Měření vozidla Superb. In: *Ústav automobilního a dopravního inženýrství* [online]. Brno: PSoIT, c2001-2017 [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: http://www.iae.fme.vutbr.cz/userfiles/blatak/images/mereni_superb.jpg
- [15] Plech pojezdový VAPP. *VAPP* [online]. Praha, 2017 [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <https://www.vapp.cz/produkt/plech-pojezdovy-vapp-1000x500x3mm-s-prolisy-material-s235jr-bez-povrchove-upravy>
- [16] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 2., dopl. vyd.* Úvaly: Albra, 2005. ISBN 80-7361-011-6.
- [17] Příručka SP + P. In: *Lichtgitter.cz* [online]. Horní Suchá: Lichtgitter CZ [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: [http://www.lichtgitter.cz/userfiles/file/prirucka_SP_%252B_P_v2\(1\).pdf](http://www.lichtgitter.cz/userfiles/file/prirucka_SP_%252B_P_v2(1).pdf)
- [18] Housing units PCJ60-XL-N. *Medias* [online]. Herzogenaurach: Schaeffler Technologies AG & Co., c2016 [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: http://medias.schaeffler.de/medias/en!hp.ec.br.pr/PCJ*PCJ60-XL-N;bgc2_t5C4LAb
- [19] *TRITOP Professional V7.5 Manual: Photogrammetry - Basic, Inspection - Basic*. Braunschweig (Germany): Gom, mbH, 2011.
- [20] 3D skener Tritop. *Ústav automobilního a dopravního inženýrství* [online]. Brno: PSoIT, c2001-2007 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/vyzkum-dynamika-vozidel-3d-skener-tritop>
- [21] KUBICA, P. *Zařízení pro měření výškové polohy těžiště vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 87 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Vančura, Ph.D.
- [22] Fowler-Wyler Clinotronic Plus. *Fowler High Precision* [online]. Newton (Massachusetts): Fowler High Precision, c2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.fowlerprecision.com/Products/Electronic-Clinometers/546356010.html>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Δm	[kg]	přírůstek hmotnosti
ΔR	[mm]	změna poloměru pneumatiky
a_z	[m·s ⁻²]	zrychlení v dané ose
CAD		počítačem podporované navrhování
ČSN		česká národní norma
d	[m]	vzdálenost mezi těžištěm a osou překlápění v místě mezi nápravami
d_{ε}	[mm]	průměr spojovacího čepu
DIN		německá národní norma
EN		evropská norma
$F_{1,2}$	[N]	síla pod koly na jedné straně vozidla
F_{1y}	[N]	složka síly pod koly na jedné straně vozidla
F_{ε}	[N]	síla působící na jeden čep
F_f	[N]	síla pod přední nápravou
F_r	[N]	síla pod zadní nápravou
F_t	[N]	tahová síla
F_z	[N]	svislé zatížení pneumatiky
g	[m·s ⁻²]	gravitační zrychlení
GM		General Motors Corporation
G_v	[N]	tíha automobilu
$G_{vx,vy}$	[N]	složky tíhy automobilu
h	[m]	výška těžiště automobilu od vozovky
h	[m]	výška těžiště od bodu zavěšení
h_0	[m]	výška těžiště nad spojnicí středů kol
h_a	[m]	výška závaží od bodu zavěšení
h_k	[m]	výška těžiště kyvné části s příslušenstvím od středu otáčení
h_r	[m]	výška roštů pod koly vozidla od upínací desky
h_s	[m]	výška celé soustavy od středu otáčení
h_{so}	[m]	výška středu otáčení od upínací desky
h_v	[m]	výška těžiště vozidla od středu otáčení
h_z	[m]	výšková poloha uchycení závaží od středu otáčení
k	[-]	součinitel bezpečnosti
l	[m]	rozvor kol

$l_{1,2,3}$	[m]	vzdálenost dvou bodů
l_f	[m]	souřadnice podélné polohy těžiště od přední nápravy
l_r	[m]	souřadnice podélné polohy těžiště od zadní nápravy
l_z	[m]	podélná poloha uchycení závaží od středu otáčení
M	[kg]	celková hmotnost tělesa
M1		kategorie motorových vozidel
$m_{1,2,3,4}$	[kg]	hmotnost připadající na jednotlivá kola
m_f	[kg]	hmotnost pod přední nápravou
m_i	[kg]	hmotnost i-té částice tělesa
m_k	[kg]	hmotnost kyvné části zařízení s příslušenstvím
MKP		metoda konečných prvků
M_{omax}	[N·m]	maximální ohybový moment
m_{pl}	[kg]	hmotnost pod přední nápravou při nadzvednutí vozidla
m_r	[kg]	hmotnost pod zadní nápravou
m_s	[kg]	hmotnost celé soustavy
m_v	[kg]	celková hmotnost vozidla
m_z	[kg]	hmotnost přídavného závaží
NASA		Národní úřad pro letecký a kosmický prostor
NHTSA		Národní úřad bezpečnosti dálničního provozu v USA
p_d	[MPa]	maximální dovolený tlak v otačení
r_i	[m]	polohový vektor i-té částice tělesa
r_{stat}	[m]	výška středu kola od podložky
r_t	[m]	polohový vektor těžiště tělesa
S	[mm ²]	plocha průřezu
SUV		sportovní užitkové vozidlo
t	[m]	rozchod kol
t	[mm]	tloušťka spojovaných materiálů
$t_{1,2}$	[m]	souřadnice příčné polohy těžiště od působíště síly $F_{1,2}$
t_p	[m]	rozchod kol přední nápravy
t_z	[m]	rozchod kol zadní nápravy
ÚADI		Ústav automobilního a dopravního inženýrství
VVÚ		výsledné vnitřní účinky
W_{el}	[mm ³]	modul průřezu v ohybu

τ_d	[MPa]	maximální dovolené napětí ve smyku
θ	[°]	úhel náklonu
σ_{do}	[MPa]	maximálního dovoleného napětí v ohybu
σ_{dt}	[MPa]	maximální dovolené napětí v tahu
σ_o	[MPa]	maximálního působícího napětí v ohybu
σ_t	[MPa]	maximálního působícího napětí v tahu