

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

**Konstrukční návrh podložky pro statický adhezor pneumatik metodou
MKP**

Bc. Jan Doutnáč

Diplomová práce
2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: Bc. Jan Doutnáč
Osobní číslo: D10791
Studijní program: N3708 Dopravní inženýrství a spoje
Studijní obor: Dopravní prostředky: Silniční vozidla
Název tématu: Konstrukční návrh podložky pro statický adhezor pneumatik metodou MKP
Zadávací katedra: Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

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

Zásady pro vypracování

1. Zkušební zařízení pro zkoušky pneumatik - statický adhezor - stávající stav
2. Konstrukční návrh podložky pro zkoušky pneumatik
3. MKP výpočet vybraných kritických částí podložky
4. Vyhotovení technické dokumentace ke konstrukčnímu návrhu
5. Závěr a přínos pro praxi

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy:

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

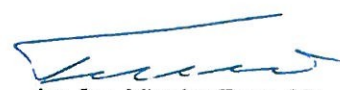
- [1] Krmela J.: Systémový přístup k výpočtovému modelování pneumatik I. Brno, Tribun EU, Česká republika: 2008, 102 s. ISBN 978-80-7399-365-8.
[2] Kolektiv autorů: Gumárska technológia II. Púchov, Matador, GC TECH, Slovenská republika: 2003, 374 s. ISBN 80-88914-85-X. (slovensky)

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jan Krmela, Ph.D.**
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání diplomové práce: **24. února 2012**
Termín odevzdání diplomové práce: **23. května 2012**


prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.
děkan

L.S.


doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 24. února 2012

Prohlášení autora

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně.

V Pardubicích dne 22. 05. 2012

.....

Jan DOUTNÁČ

ANOTACE

Cílem diplomové práce je konstrukční návrh podložky pro statické zkušební zařízení pneumatik tak, aby bylo umožněno měření sil a deformací ve třech základních rovinách. Součástí návrhu je i technická dokumentace a deformačně napěťová analýza pro ověření pevnosti navržené konstrukce metodou konečných prvků pomocí výpočtového software ANSYS. Nedílnou součástí diplomové práce je zpracování teorie pneumatik.

KLÍČOVÁ SLOVA

pneumatika, zkoušky pneumatik, radiální tuhost, torzní tuhost, boční tuhost, statický adhezor, ANSYS

TITLE

Engineering design for static adhezor by FEM method.

ANNOTATION

The target of diploma thesis is the design of the static adhezor for measurement of the forces and deformations in the three basic planes and static verification of the strength of the proposed construction of the finite element method by using FEM software ANSYS. An integral part of the thesis is the theory of pneumatic.

KEYWORDS

tire, tires test, radial stiffness, torsion stiffness, lateral stiffness, static adhezor, ANSYS

PODĚKOVÁNÍ

V prvé řadě bych rád poděkoval své rodině, především rodičům, že mě vždy vedli ke studiu. Velké dík patří mé přítelkyni za podporu a trpělivost v době studia a především v době příprav na zkoušky, kdy se snažila vytvářet ty nejlepší podmínky pro studium. Dále bych chtěl poděkovat svému zaměstnavateli za umožnění studia při zaměstnání.

Děkuji vedoucímu práce panu doc. Ing. Janu Krmelovi, Ph.D. za obětavost, čas a důležité rady k dané problematice.

Obsah

1.	Úvod	10
2.	Cíl diplomové práce	11
3.	Pneumatika	12
3.1.	Historie.....	12
3.2.	Funkce a požadavky na pneumatiky	13
3.3.	Konstrukce pláště	13
3.4.	Struktura pláště	18
3.5.	Materiál na výrobu pláště pneumatik.....	20
3.6.	Deformační vlastnosti pneumatik	23
4.	Statický adhezor	26
5.	Návrh podložky statického adhezoru	28
5.1.	Návrh nosného rámu z pohledu konstrukčního	30
5.2.	Návrh nosného rámu z pohledu materiálu	32
5.3.	Výpočtový model a okrajové podmínky.....	33
5.4.	Lineární vedení	44
5.5.	Pohybový mechanismus	45
5.6.	Výpočet vidlice	49
5.7.	Návrh snímačů pro podložku statického adhezoru	54
6.	Návrh nové konstrukce statického adhezoru	56
6.1.	Výpočet zkušební stolice	58
7.	Závěr a přínos pro praxi.....	67
	Literatura	68

Seznam obrázků

Obr. 1 - Konstrukce pláště pneumatiky [2]	14
Obr. 2 - Korunní kordová vrstva (nárazník) [2]	14
Obr. 3 - Běhoun [2].....	15
Obr. 4 - Kordová vrstva (kostra) [2].....	16
Obr. 5 - Bočnice [2].....	16
Obr. 6 - Vnitřní gumová vrstva [2].....	17
Obr. 7 - Patka [2].....	17
Obr. 8 - Patní lano [2].....	18
Obr. 9 - Diagonální a radiální konstrukce [3].....	18
Obr. 10 - Zatěžovací roviny kola.....	23
Obr. 11 - Průběh radiální tuhosti a úplná deformační charakteristika [7]	24
Obr. 12 - Torzní deformační charakteristika [7].....	25
Obr. 13 - Současné zkušební zařízení.....	26
Obr. 14 - Detail snímače síly tvaru ohybového nosníku	27
Obr. 15 - Detail snímače síly válcového tvaru	27
Obr. 16 - Podložka statického adhezoru	29
Obr. 17 - Základní rozměry	30
Obr. 18 - Základní části statického adhezoru	31
Obr. 19 - Nosný rám – základní rozměry	32
Obr. 20 - Nosný rám, 3-D pohled	33
Obr. 21 - Výpočtová síť	34
Obr. 22 - Okrajové podmínky, stav I.....	35
Obr. 23 - Okrajové podmínky, stav II.....	36
Obr. 24 - Okrajové podmínky, stav III	36
Obr. 25 - Detail uchycení	37
Obr. 26 - Výsledné redukované napětí "von Mises" v rámu, stav I	38
Obr. 27 - Výsledná deformace, stav I.....	38
Obr. 28 - Detail uchycení rámu, stav I	39
Obr. 29 - Výsledné redukované napětí "von Mises" v rámu, stav II.....	39
Obr. 30 - Výsledná deformace, stav II.....	40
Obr. 31 - Detail uchycení rámu, stav II	40
Obr. 32 - Detail napětí v místě výztuhy, stav II	41
Obr. 33 - Výsledné redukované napětí "von Mises" v rámu, stav III.....	41
Obr. 34 - Výsledná deformace, stav III	42
Obr. 35 - Detail uchycení rámu, stav III.....	42
Obr. 36 - Detail napětí v místě výztuhy, stav III	43
Obr. 37 - Vozík lineární vedení [6]	44
Obr. 38 - Pohybový mechanismus.....	45
Obr. 39 - Návrh těsného pera.....	48
Obr. 40 - Základní rozměry vidlice	49
Obr. 41 - Vidlice - výpočetní síť	50
Obr. 42 - Vidlice - okrajové podmínky	50
Obr. 43 - Vidlice - výsledné redukované napětí "von Mises" stav II.....	51
Obr. 44 - Vidlice - výsledná deformace stav II	51
Obr. 45 - Vidlice - výsledné redukované napětí "von Mises" stav III.....	52
Obr. 46 - Vidlice - výsledná deformace stav III	52
Obr. 47 - Siloměr [4]	54
Obr. 48 - Lankový snímač zdvihu [5].....	55
Obr. 49 - Nová konstrukce statického adhezoru.....	56

Obr. 50 - Nová konstrukce statického adhezoru - rozměry	57
Obr. 51 - Detail vedení	58
Obr. 52 - Okrajové podmínky, stav I.....	59
Obr. 53 - Okrajové podmínky, stav II.....	60
Obr. 54 - Okrajové podmínky, stav III	61
Obr. 55 - Reakční síly	62
Obr. 56 - Výsledné redukované napětí "von Mises" v rámu, stav I	63
Obr. 57 - Výsledná deformace v rámu, stav I.....	63
Obr. 58 - Výsledné redukované napětí "von Mises" v rámu, stav II	64
Obr. 59 - Výsledná deformace v rámu, stav II	64
Obr. 60 - Výsledné redukované napětí "von Mises" v rámu, stav III.....	65
Obr. 61 - Výsledná deformace v rámu, stav III	65

1. Úvod

Při současné úrovni automobilů, zvyšování přepravních rychlostí a požadavků na bezpečnost jsou kladeny vysoké nároky na všechny komponenty vozidel, které musí vytvářet jeden kompaktní a sladěný celek. Jedním z nejdůležitějších, mnohdy však u některých motoristů opomíjeným prvkem je pneumatika vozidla, která musí zvládnout přenášet velké síly působící na dnešní vozidla, ať je to při brzdění, zrychlování anebo v zatáčkách. V současné době je na pneumatiky kladeno i mnoho dalších požadavků související s životním prostředím, především nízký valivý odpor, vysoká životnost a recyklovatelnost, dále to jsou požadavky na komfort jízdy související s hlučností a schopností absorbovat rázy.

Pro dnešní návrh a optimalizaci konstrukce je především využíváno 3D modelování a výpočty na základě metody konečných prvků. Pro dosažení správných výsledků jsou důležité vstupní údaje, materiálové charakteristiky do výpočtových programů a možnost ověření výpočtů na prototypch. Toto ověřování se provádí různými zkušebními metodami a to jak statickými tak dynamickými. Jedním ze zařízení pro statickou zkoušku pneumatik je statický adhezor.

Současný stav podložky statického adhezoru neumožňuje kompletní proměření deformačních charakteristik pneumatik a je nutná jeho modernizace. Nová podložka adhezoru by měla umožnit měření i zbývajících deformačních charakteristik. Při návrhu je třeba přihlídnout k současnému stavu a navrhnout podložku tak, aby ji bylo možné lehce integrovat do současného zařízení. Při návrhu podložky adhezoru je nutné vzít v úvahu veškeré požadavky kladené na zkušební zařízení a při konstrukci využít prostředků běžných v dnešní konstrukční praxi jako je 3-D modelování a deformačně napět'ové analýzy.

2. Cíl diplomové práce

Cílem diplomové práce je konstrukční návrh podložky pro statické zkušební zařízení pneumatik tak, aby bylo umožněno měření sil a deformací ve třech základních rovinách.

K dosažení tohoto cíle je třeba:

- provést rešeršní studii z dostupných zdrojů s orientací na zkoušení pneumatik
- navrhnout podložku s ohledem na stávající stav zkušebního zařízení
- navrhnout vhodný materiál pro rám podložky statického adhezoru
- vytvořit výpočtový model rámu podložky statického adhezoru
- provést deformačně napěťovou analýzu na základě MKP
- provést vyhodnocení deformačně napěťové analýzy
- zpracovat technickou dokumentaci podložky statického adhezoru

3. Pneumatika

Práce je orientovaná na pneumatiky a je třeba se podívat i na historický vývoj, konstrukci a materiály používané při výrobě pneumatik.

3.1. Historie

Kolo vynalezli před více než 5000 lety pravděpodobně Sumerové. V průběhu dalších tisíciletí bylo postupně vylepšováno. K doposud nejvýznamnějším změnám kola došlo ve druhé polovině 19. století, kdy byl Robertu Williamu Thomsonovi udělen v Anglii patent na „vzduchovou hadici“, předchůdce moderní pneumatiky. V roce 1892 patentoval J. F. Palmer kordovou tkaninu jako náhradu do té doby používaného kříženého výztužného materiálu. Vyloučením přímého vzájemného dotyku nosných nití v místě křížení se významně prodloužila životnost výztužného systému, a tím i životnost celé pneumatiky. Rovněž se měnil i základní materiál pro výrobu kordové tkaniny [1].

Pro první pneumatiku vyrobenou ve světě byl jako výztužný materiál použit irský len. Později byl nahrazen bavlnou a v roce 1923 se objevil kord na bázi regenerované celulosy, obecně nazývaný rayon. Roku 1937 se poprvé uplatnil jako výztužný materiál ocelový kord.

Za druhé světové války byl u pneumatik zaveden polyamidový kord určených pro vojenské účely a po válce také pro civilní sektor. V poválečném období došlo k prudkému rozvoji spotřeby ocelového a polyamidového kordu. Paralelně s rozvojem výztužných materiálů se rozvíjely i ostatní části pneumatiky.

Jedním z předpokladů pro vynalezení pneumatiky byl objev vulkanizace přírodního kaučuku sírou, ke kterému došlo v roce 1839. První plnohodnotné pneumatiky založené pouze na bázi syntetického kaučuku byly vyrobeny v roce 1943 [14].

Dramatický byl i vývoj konstrukce pneumatiky. Původní patentovaná pneumatika byla v podstatě nahuštěná hadice. V této podobě byla na přelomu století poprvé použita na automobilu a letadle. Teprve v roce 1904 byl jako funkční strukturní součást pneumatiky zaveden plochý běhoun, který byl o rok později opatřen vzorkem zlepšujícím přenos sil mezi vozidlem a vozovkou. V roce 1935 se prosazují moderní rozměry pneumatik a zároveň byly zahájeny základní práce na přípravě výroby nízkoprofilových pneumatik.

V období poválečného rozvoje došlo k zatím největší změně v konstrukci pneumatik, a to k zavedení radiální pneumatiky, které začala vyrábět firma Michelin. V dalším období byla zavedena do výroby bezdušová pneumatiky.

3.2. Funkce a požadavky na pneumatiky

Funkce

Pneumatiky musí splňovat několik funkcí, na které je brán zřetel při jejich návrhu a výrobě.

Vedení směru: Stabilita vozidla záleží na tom, jak pneumatika dokáže držet stopu bez ohledu na stav povrchu nebo klimatické podmínky. Pneumatika musí udržet příčné síly, aniž by vozidlo opustilo svoji trajektorii.

Přenos výkonu a stabilita: Pneumatiky musí udržet síly při akceleraci a brzdění aniž by došlo k zborcení konstrukce pneumatiky a to i při plném zatížení vozidla. Účinnost přenosu sil je dána kvalitou dotykové plochy s vozovkou.

Valivý odpor: Rovnoměrnost odvalování a valivý odpor mají velký vliv na komfort posádky a spotřebu paliva.

Požadavky

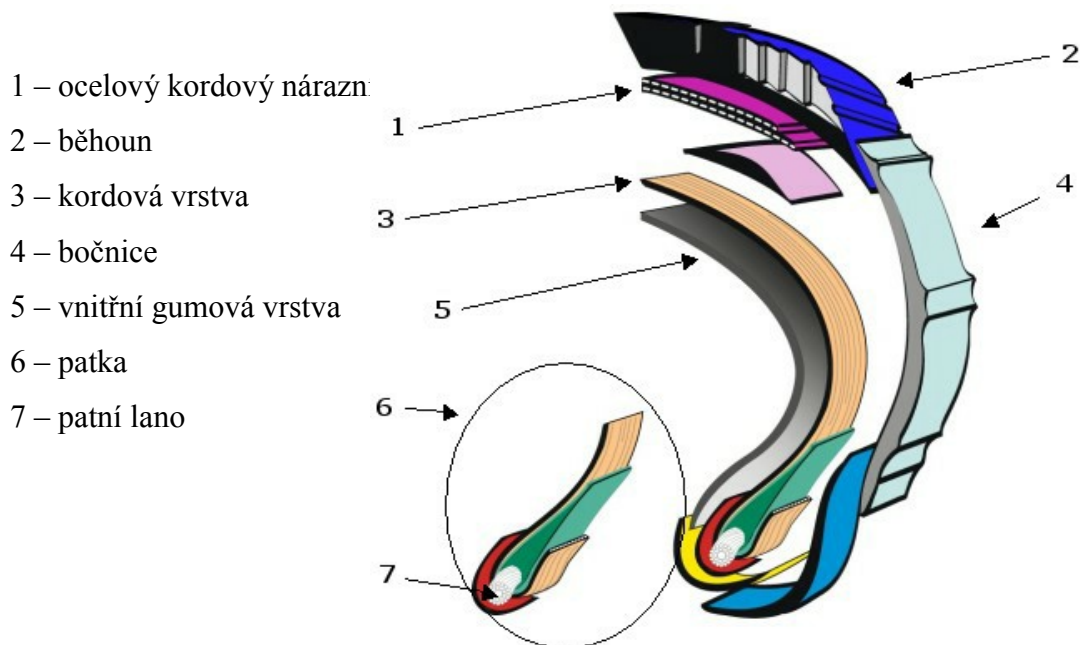
Tlumení: Pneumatiky pohlcují nárazy při přejezdu přes překážky a chrání vozidlo před nerovnostmi na vozovce. Zajišťují řidiči i cestujícím pohodlí a mají vliv na celkovou životnost vozidla. Důležitou vlastností pneumatiky je především vertikální pružnost. Díky elastičnosti vzduchu (popřípadě dusíku), jímž je naplněna, se může pneumatika přizpůsobovat překážkám a nerovnostem terénu. Správný tlak v pneumatice zaručuje vysokou úroveň komfortu při zachování dobrých řídicích vlastností.

Životnost: Pneumatiky si i po miliónech otáček kola zachovávají dostatečný výkon. Opotřebením samozřejmě závisí na podmínkách použití (zátěž, rychlost, stav povrchu vozovky, stav vozidla, způsob jízdy, atd.), ale z velké části také na kvalitě kontaktu se zemí. Důležitou roli proto hraje tlak v pneumatice.

3.3. Konstrukce pláště

Konstrukce pláště je tvořena z několika vzájemně neoddělitelných částí skládající se z materiálů o různých vlastnostech a složení (obr. 1). Každá část musí plnit své specifické požadavky, které jsou na ni kladeny. Soudobá pneumatika je vlastně vyztužený elastomerový kompozit. Pláště pro osobní i nákladní automobily se skládají zejména z těchto čtyř hlavních částí: koruna, rameno, bok a patka. Základní suroviny pro výrobu pneumatik jsou: elastomery

(přírodní nebo syntetické kaučuky), kordy z přírodních a chemických vláken, kordy z ocelových vláken a ocelové patní lano.



Obr. 1- Konstrukce pláště pneumatiky [2]

1 – Ocelový kordový nárazník (obr. 2) tvoří přechod mezi běhounem a kostrou pláště. Podílí se na stabilizaci běhounu v obvodovém i příčném směru a zvyšuje odolnost pláště proti průrazu. Běžně se využívá dvou vrstev, u nákladních automobilů to bývají vrstvy tři nebo čtyři. Radiální pneumatiky mají dnes již téměř výhradně nárazník z ocelového kordu.



Obr. 2 - Korunní kordová vrstva (nárazník) [2]

2 – běhoun (obr. 3) je vnější vrstva pláště se vzorkem (dezénem), který má tvar dle typu automobilu a jeho provozních požadavků. Běhoun zajišťuje kontakt pneumatiky s vozovkou. Běhouny jsou složeny z několika typů elastomerů. U vrchní části, která je ve styku s vozovkou, je složení dáno požadavky na jízdní vlastnosti pneumatiky především velikost přenášených sil. Pod ní se nachází tenká vrstva základní, tzv. base směsi. Okrajové části běhounového pásu jsou pak tvořeny bočnicovou směsí.



Obr. 3 - Běhoun [2]

3 – kordová vrstva (kostra) (obr. 4) je základní částí pláště, je tvořena kordovými vložkami zakotvenými kolem patních lan. Skladba a složení těchto vložek určují základní vlastnosti pláště. V průběhu vývoje pláště se měnil systém kladení vláken i materiál. Od křížové tkaniny v dávné historii k paralelnímu kladení netkaných kordových vláken v současnosti. Podle složení kordové vrstvy rozlišujeme pneumatiky radiální, diagonální a speciální konstrukce. Kostra může být tvořena kordy textilními nebo ocelovými.



Obr. 4 - Kordová vrstva (kostra) [2]

4 – bočnice (obr. 5) zajišťuje ochranu kostry před vnějšími vlivy. Boční stěny zajišťují také pružící a tlumící funkci a stabilitu vozidla za jízdy.



Obr. 5 - Bočnice [2]

5 – vnitřní gumová vrstva (obr. 6) se nachází na celém vnitřním povrchu pneumatiky a zabraňuje úniku vzduchu.



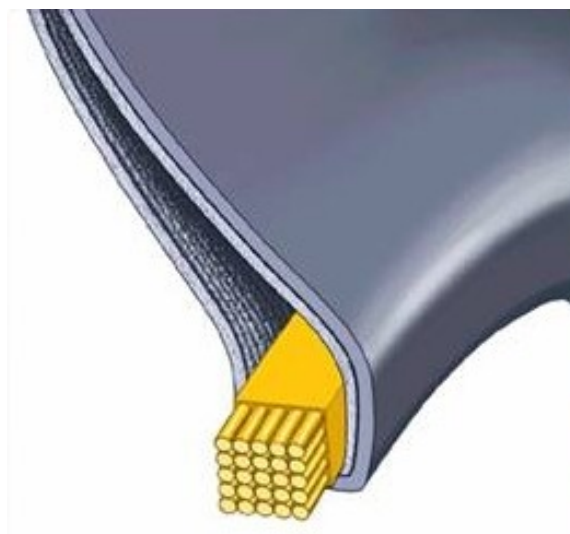
Obr. 6 - Vnitřní gumová vrstva [2]

6 – patka (obr. 7) je zesílená část pláště dosedající na ocelový ráfek. Jádrem patky tvoří patní lano. Patka slouží k zakotvení kordových vložek a zajišťuje bezpečné usazení pláště na ráfku. U bezdušových pneumatik slouží vnitřní okraje k vytvoření vzduchotěsného spojení s ráfkem.



Obr. 7 - Patka [2]

7 – patní lano (obr. 8) je vyrobeno z vysokopevnostního ocelového drátů, okolo kterého jsou ovinuté pogumované kordové vložky. Formuje vnitřní okraje pneumatiky a zajišťují pevné usazení pláště na ráfcích.

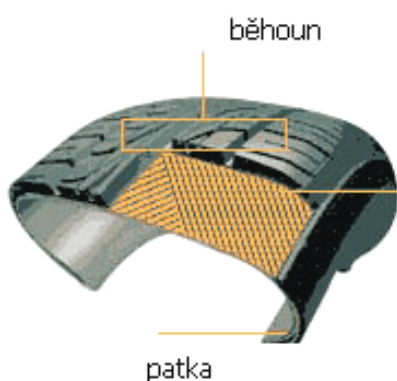


Obr. 8 - Patní lano [2]

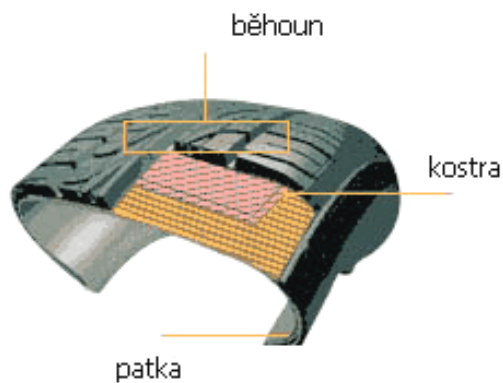
3.4. Struktura pláště

Hlavní vliv na deformační vlastnosti pláště má, vedle materiálu kostry, počet a orientace jejích kordových vrstev. Podle toho dělíme pneumatiky na diagonální, radiální a speciální konstrukce.

Diagonální pneumatika



Radiální pneumatika



Obr. 9 - Diagonální a radiální konstrukce [3]

Diagonální konstrukce

Řez na obrázku (obr. 9) zobrazuje diagonální konstrukci pneumatiky, která je tvořena několika textilními vrstvami položenými šikmo od jednoho patkového lana k druhému ve střídavém směru. Počet vrstev je závislý na rozměru pneumatiky a její nosnosti. Proužky jsou vrstveny stejným způsobem na bočnicích i na koruně pneumatiky.

Tím, že jsou vrstvy uloženy diagonálně, mají při podélném trakčním pohybu (rotace kola), tendenci se nepatrně rozšiřovat a zužovat v závislosti na namáhání. Tyto mikropohyby vyvolávají tření v místech, kde pryž obklopuje síť. Z důvodu tření dochází k energetickým ztrátám ve formě vznikajícího tepla, což v dlouhodobém měřítku způsobuje zhoršení kvality pneumatiky a zkracuje její životnost.

V nezatíženém stavu má diagonální pneumatika při kontaktu se zemí kulatý, mírně elipsovitý tvar. Po zatížení se postupně zplošťuje. Čím je zatížení větší, tím více jsou krajní části běhounu tlačeny k zemi, zatímco střed běhounu je naopak od povrchu oddalován. To má vliv na snížení celkové přilnavosti.

Pokud dojde při jízdě po rovné silnici k přetížení při propružení, je styčná plocha pneumatiky velká. Jakmile se odlehčí, styčná plocha se zmenší. Diagonální pneumatika prochází sérií větších a menších kontaktů podle toho, jaká je právě nerovnost vozovky.

Vlivem bočních sil nesedí pneumatika s diagonální konstrukcí kvůli nepružnosti bočnic na vozovce celou plochou. Jeden okraj běhounu je zmáčknutý a druhý má tendenci se odlehčit od země. Výsledkem je značná ztráta původního směru.

Radiální konstrukce

Radiální struktura (obr. 9) se skládá z několika kordových vrstev, přičemž každá vrstva je uložena kolmo ke směru pohybu pneumatiky. Má velkou schopnost přenášet boční a radiální síly. Schopnost přenášet obvodové síly je však malá, proto je na obvodu opatřena nárazníkem s vlákny kříženými pod úhlem 15 -25°. Struktura radiální konstrukce je stabilní, i když není pneumatika zatížena, dotýká se povrchu vozovky téměř celou plochou. Styčná plocha pneumatiky je tedy i při nulovém zatížení velká. Při zatížení pneumatiky vzroste styčná plocha pouze podélně, šířku si zachová původní. Bloky běhounu jsou přitisknuty k zemi celou plochou a poskytují tak maximální přilnavost.

V bočnicích radiálních pneumatik jsou vlákna od sebe oddělena a jsou zapuštěna do pryže. V bočnicích je smykové napětí mezi paralelními vlákny slabé a pryž je relativně tenká. Tím pádem nevzniká příliš velké tření ani teplo. Díky pružnosti bočnic je pneumatika schopna pohltnout více terénních nerovností.

3.5. Materiál na výrobu pláště pneumatik

Nejdůležitějším materiálem při výrobě pneumatik jsou gumárenské směsi. Gumárenské směsi jsou směsi ze základního kaučuku a přídavných modifikátorů. Modifikátory jsou přísady usnadňující zpracování kaučuku nebo upravující jeho vlastnosti podle požadavků, které jsou na výslednou gumárenskou směs kladeny. Jsou to především regeneráty, vulkanizační činidla, urychlovače vulkanizace, aktivátory, retardéry, antidegradanty, změkčovadla, plastifikační činidla, plniva, pigmenty a další zvláštní přísady.

Kaučuky pro výrobu pneumatik mohou být buď přírodní, nebo syntetické. Přírodní kaučuk je elastomer, který se získává z kaučukodárných rostlin především pak z kaučukovníků. Je tvořený dlouhými řetězci polymeru s velmi dobrými mechanickými vlastnostmi. V dnešní době je ale nedostatečná produkce přírodního kaučuku, a proto se využívá kaučuk syntetický, který nahrazuje použití kaučuku přírodního. Syntetické kaučuky se získávají z ropy a existuje jich celá řada a každý z nich má své speciální vlastnosti podle účelu použití (např. pružnost při nižších teplotách, odolnost proti olejům).

Regenerát je získáván z opotřebených pryžových výrobků a lze ho vulkanizovat a zpracovávat podobně jako kaučuk. Používá se jako přísada do směsí přírodních nebo syntetických kaučuků.

Vulkanizační činidla jsou látky, které umožňují příčné zesíťování dlouhých řetězců kaučuku. Nejpoužívanějším vulkanizačním činidlem je především síra.

Urychlovače vulkanizace mají za úkol zkrácení doby vulkanizace na co nejkratší dobu tím, že usnadňují chemickou reakci mezi kaučukem a sírou a také snížením vulkanizační teploty.

Aktivátory zvyšují účinnost urychlovačů vulkanizace při vulkanizaci. Jako aktivátory se používají hlavně oxidy některých kovů a mastné kyseliny. Retardéry zabraňují samovolné vulkanizaci při zpracování a také při skladování směsi tím, že potlačují účinek urychlovačů v počáteční fázi vulkanizace.

Antidegradanty jsou sloučeniny zabraňující stárnutí (samovolné degradaci) pryže, které způsobuje vzdušný kyslík, ozón nebo také dynamické namáhání pryže.

Změkčovadla se přidávají za účelem usnadnění válcování, lisování a vstřikování hotových gumárenských směsí.

Plastifikační činidla umožňují lepší zpracovatelnost urychlením odbourávání dlouhých molekul kaučuku.

Plniva snižují spotřebu kaučuku a nejvíce ze všech přídavných látek upravují požadované mechanické vlastnosti hotové pryže.

Pigmenty jsou látky, které vytvářejí požadované výsledné zbarvení pryžové směsi.

Při výrobě pláštů, duší a ochranných vložek se používá rozdílných směsí. Samotná konstrukce pláštů vyžaduje několik druhů směsí podle namáhání a účelů jednotlivých částí pneumatik. Rozdílné vlastnosti jednotlivých směsí a jejich vzájemná kombinace vyžadují, aby byl předem pečlivě stanoven předpis pro složení směsí. Vliv použitých směsí se projevuje především na životnosti pneumatik. Běhounová směs musí mít tyto vlastnosti:

- a) musí odolávat opotřebení,
- b) musí mít dostatečnou strukturní pevnost zabraňující rozšíření drobných poškození,
- c) potřebnou soudržnost s nárazníkovou oblastí pláště
- d) vyhovující elasticitu,
- e) tepelnou vodivost a odolnost zabraňovat vzniku vysokých teplot,
- f) odolnost proti prolamování a tvorbě trhlin v desénu,
- g) odolnost proti stárnutí a ozonizaci pryže.

Vysoké odolnosti proti opotřebení a dobré strukturní pevnosti se dosahuje přidáním vhodných sazí. Důležitou roli hrají ve směsích z hlediska opotřebení vedle sazí také změkčovadla. Též vlastní vulkanizace má podstatný vliv na opotřebení běhounu, neboť podvulkanizování způsobuje, že běhounová směs tvoří žmolky a převulkanizování napomáhá vylamování drážek desénu. Proto je vulkanizace pneumatik regulována a kontrolována automatickými přístroji. U některých druhů syntetických směsí se objevují při provozu v drážkách desénu trhliny. Tomuto poškození jde čelit tím, že se volí menší výšky desénu bez ostrých drážek. U některých druhů desénu se jednotná hloubka desénu přerušuje výstupky. Bočnice se obvykle vyrábějí ze stejných směsí jako běhoun. Vyrábějí se však také směsi speciální, odolávající provoznímu prolamování. Z ekonomického hlediska je také přípustné používat pro směsi na bočnice většího dílu regenerátu, poněvadž bok pláště není namáhán na opotřebení tak jako běhoun. Kostra pláště musí být s bočnicemi dokonale soudržná. Kdyby zůstal v místě spojení vzduchový puchýř, nastala by při použití pneumatiky v provozu separace jednotlivých součástí [8].

Směs na podušku a nárazník. Tato směs musí v pneumatice odolávat i silným nárazům a musí být vysoce elastická. Proto je zde tvrdost v porovnání s běhounem a s bočnicí nižší. Této elasticitě se dosahuje tím, že se zde používá převážně přírodního kaučuku.

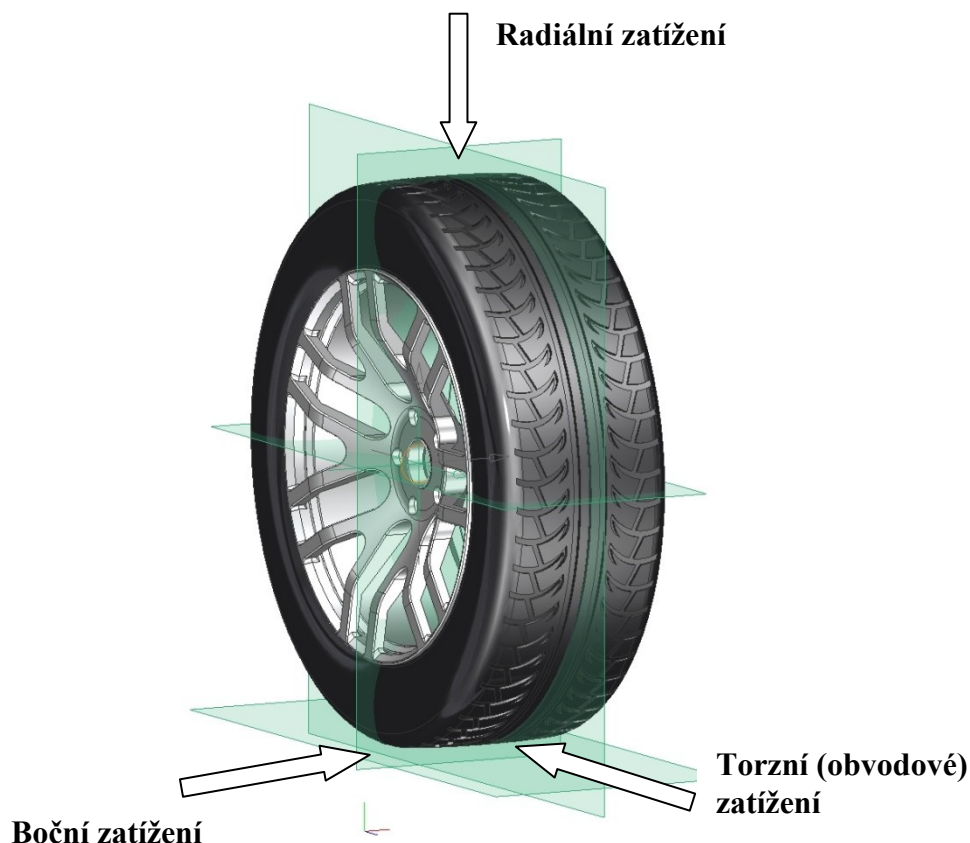
Dalším důležitým materiálem k výrobě pneumatik je kordové tkanivo. Na tento materiál jsou kladeny vysoké požadavky jelikož tvoří kostru pneumatik. Kordové tkanivo musí mít vysokou pevnost a odolnost proti dynamickému namáhání. Tvoří jej jednotlivé nitě vedle sebe rovnoběžně uložené, tzv. osnovní. Aby bylo při pracovních postupech stále zachováno uložení osnovních nití, jsou příčně řídce protkány jemnými nitěmi, útkem. K výrobě kordového tkaniva se používá různých druhů surovin, a to buď přírodních, nebo umělých. Podle použitých surovin je pak vyroben kord bavlněný, umělohedvábný, polyamidový nebo ocelový. K výrobě bavlněného kordu se používá vysoce kvalitních druhů bavlny. Pro výrobu pneumatik se používá bavlny s dlouhým vláknem. Čím delší vlákno, tím je jemnější. Jemná vlákna se spřádají v přízi. Z příze se pak vyrábí kordové nebo jiné tkanivo. Základní výrobní surovinou pro výrobu umělého viskosového hedvábí je celulóza. Získaná vlákna jsou jemná, stejnoměrná a nekonečná. Z jemných vláken se spřádá speciální příze, ze které se pak vyrábí tkanivo. Kordy z umělého hedvábí se proti bavlněným kordům vyznačují vyšší pevností při vyšších teplotách. Jakost kordu je závislá na jakosti vláken a na počtu zákrutů příze, jak tomu je též u jiných druhů textilních materiálů. Kromě řady předností má viskosový kord své nevýhody. Je to horší spojitost kordu s pryží. Před pogumováním vyžaduje proto kord zvláštní impregnace. Další nevýhodou je snížení pevnosti při zvýšené vlhkosti. Dalším potřebným materiálem k výrobě pneumatik je křížové tkanivo. Proti potřebě kordového tkaniva je jeho spotřeba mnohem nižší. Používá se pro patní vyztužení, ovinutí lanek, vyztuhy pro usazení ventilu duší apod. Samotný název křížového plátna prozrazuje jeho výrobní stavbu. Je to obvykle bavlněné tkanivo s plnou osnovou i útkem vyráběné v několika druzích.

I když základní umělé materiály jak kaučuk, tak textil, mají řadu nevýhod proti přírodním materiálům, přesto jejich přednosti v některých vlastnostech vyhovují vyšším požadavkům technického vývoje, zejména nárokům na rychlost dopravních prostředků.

Ocelového drátu se používá k výrobě lanek do patek pláštěů. Drát je vyroben z kvalitní oceli, která vykazuje vysokou odolnost na ohyb a tah [8].

3.6. Deformační vlastnosti pneumatik

Pro správný popis vlastností pneumatik je zapotřebí mít údaje o deformačním chování pneumatiky. Tyto údaje lze získat za pomoci laboratorních zkoušek, kde lze měřit statické deformační charakteristiky ve třech základních směrech zatěžování (obr. 10), čímž získáme potřebné údaje o radiální, torzní a boční tuhosti zkoušené pneumatiky. Pro měření deformačních charakteristik se používá zařízení nazývané statický adhezor.



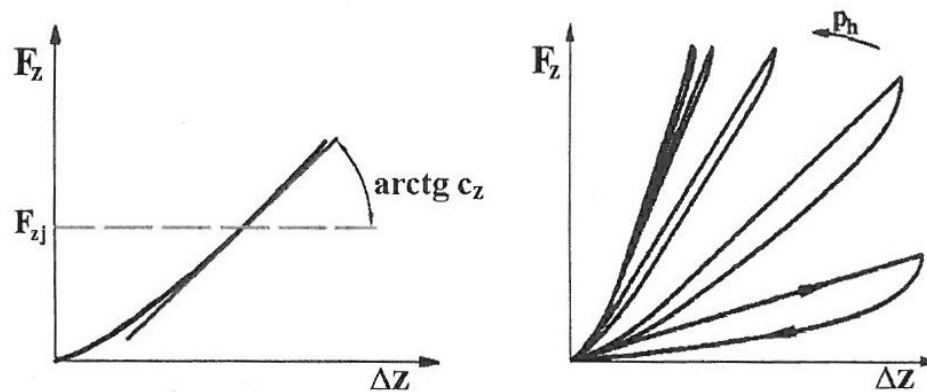
Obr. 10 - Zatěžovací roviny kola

Radiální tuhost pneumatiky

Radiální tuhost se získává statickým měřením přítláčné síly pneumatiky v závislosti na jejím stlačení. Měří se na rovné tuhé podložce postupným zatěžováním v ose kola, zatížení i kolo leží v rovině kolmé na rovnou podložku. Je nelineární a většinou mírně progresivní. Není zde však zohledněna rychlost stlačování pneumatiky a tedy i její útlum. Dále zde není zohledněn vliv odstředivých sil. Přesnější obraz o chování pneumatiky by dala radiální tuhost pneumatiky měřená za pohybu, tedy tzv. dynamická tuhost pneumatiky.

Tuto charakteristiku lze v místě nominálního zatížení linearizovat. V místě nominálního zatížení se určuje směrnice tečny C_Z zjednodušeným výpočtem pomocí propojení dvou bodů odpovídajících zatížení 75 a 125% dle vzorce (1).

$$C_Z = \frac{F_{Z(125)} - F_{Z(75)}}{\Delta z_{(125)} - \Delta z_{(75)}} \quad (1)$$



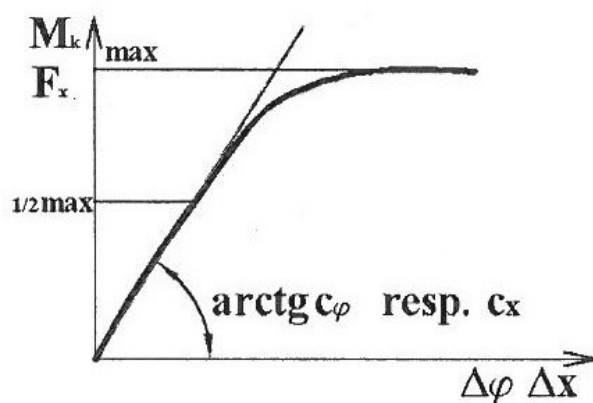
Obr. 11 - Průběh radiální tuhosti a úplná deformační charakteristika [7]

- kde C_Z [N/m] radiální tuhost pneumatiky,
 $F_{Z(125)}$ [N] radiální síla odpovídající 125% nominálního zatížení,
 $F_{Z(75)}$ [N] radiální síla odpovídající 75% nominálního zatížení,
 $\Delta z_{(125)}$ [m] radiální deformace při zatížení silou $F_{Z(125)}$,
 $\Delta z_{(75)}$ [m] radiální deformace při zatížení silou $F_{Z(75)}$.

Úplná deformační charakteristika (obr. 11) se docílí postupným zatěžováním do síly $F_{Z(125)}$ a následným postupným odlehčováním až do nulového zatížení. Má tvar hysterezní smyčky, přičemž plocha uzavřená hysterezní smyčkou odpovídá ztrátové energii propružení (tlumení). Radiální tuhost se podílí na pérování vozidla a tím ovlivňuje komfort jízdy.

Torzni (obvodová) tuhost pneumatiky (obr. 12)

K měření torzní tuhosti lze přistoupit dvěma způsoby. Při prvním způsobu je kolo přitlačeno nominální radiální silou k podložce adhezoru a na kolo s pneumatikou je postupně aplikován krouticí moment při čemž se měří závislost natočení kola na zatěžovacím momentu. Při druhém způsobu je opět kolo přitlačováno k podložce adhezoru nominální radiální silou přičemž podložka adhezoru umožňuje pohyb v tangenciálním směru. Zde se měří závislost zatěžovacího momentu (tangenciální síly) na úhlu natočení kola (posuvu podložky).



Obr. 12 - Torzní deformační charakteristika [7]

Při dosažení mezního momentu (mezní síly) dojde k prokluzu kola a zatěžující moment (síla) se dále nezvětšuje. Torzní tuhost se podílí na tlumení rázů vznikajících v převodovém ústrojí.

Boční tuhost pneumatiky

Jedná se o závislost mezi silou v ose otáčení kola a jeho boční deformací. V případě zatížení boční silou v ose kola vzniká v místě kontaktu s podložkou vodorovná reakce nazývaná boční vodící síla. Pro měření se opět používá posuvné podložky statického adheзору.

4. Statický adhezor

Statický adhezor (obr. 13) je zkušební zařízení umožňující měření radiální deformační charakteristiky. Zkoušené kolo s pneumatikou je postupně přitlačováno přes pákový mechanismus pomocí hydraulického zvedáku k podložce adhezoru, která je položena na třech siloměrech snímajících zatížení. Deformace je měřena pomocí lineárního snímače umístěného na disku kola.



Obr. 13 - Současné zkušební zařízení

Z obrázku je patrné, že se jedná o poměrně velké zařízení zabírající poměrně velkou část laboratoře bez možností jednoduché manipulace. Deska adhezoru je pouze volně položená na zkušebně přes dřevěné trámky pod kterými jsou umístěné snímače síly (obr. 14 a 15). Na boku kola je připevněn snímač posuvu.



Obr. 14 - Detail snímače síly tvaru ohybového nosníku



Obr. 15 - Detail snímače síly válcového tvaru

5. Návrh podložky statického adhezoru

Cílem práce je návrh konstrukce a pevnostní výpočet podložky statického adhezoru, která bude umístěná na stávajícím zkušebním zařízení. Oproti dosavadní konstrukci bude umožňovat i měření zbývajících deformačních charakteristik. Ke konstrukčním pracím a tvorbě 3-D modelu jsem využil software Unigraphics NX 7 a pro pevnostní analýzu software ANSYS.

NX 7 (dříve Unigraphics) je komerční CAD/CAM/CAE program pro podporu činností v konstrukci a výrobě. Umožňuje provést ideový návrh, výpočty, simulace a analýzy, modelování jednotlivých dílů i celých sestav, tvorbu výkresové dokumentace, programování NC obráběcích a měřících strojů, simulaci obrábění, kontrolu kvality, správu dat a projektů a integraci do podnikového informačního systému. CAD nabízí kompletní možnosti tvorby 3D modelů, sestav a nástrojů pro tvorbu výkresové dokumentace. NX nabízí také nástroje pro import a editaci modelů z ostatních CAD systémů.

Pevnostní výpočet je proveden metodou konečných prvků (MKP, anglicky FEM – Finite Elements Metod). Analýza metodou konečných prvků (MKP) je napodobení fyzikálního systému (geometrie a zatížení) matematickou aproximací reálného systému. Užitím jednoduchých vzájemně spojených bloků nazývaných elementy, je reálný systém s nekonečně mnoha neznámými aproximován systémem s konečným počtem neznámých, tzv. diskretizace. Jedná se o numerickou metodu pro získání přibližného řešení široké třídy inženýrských úloh. Těleso (příp. soustava těles) se nahrazuje odpovídající soustavou menších částí (prvků). Namísto řešení problému celého tělesa je problém formulován pro jeho jednotlivé části, v nichž jsou neznámé f-ce (např. deformace) přibližně popsány jen malým počtem parametrů ve zvolených bodech (uzlech). Dále se systematicky "zkompletuje" řešení pro celé těleso.

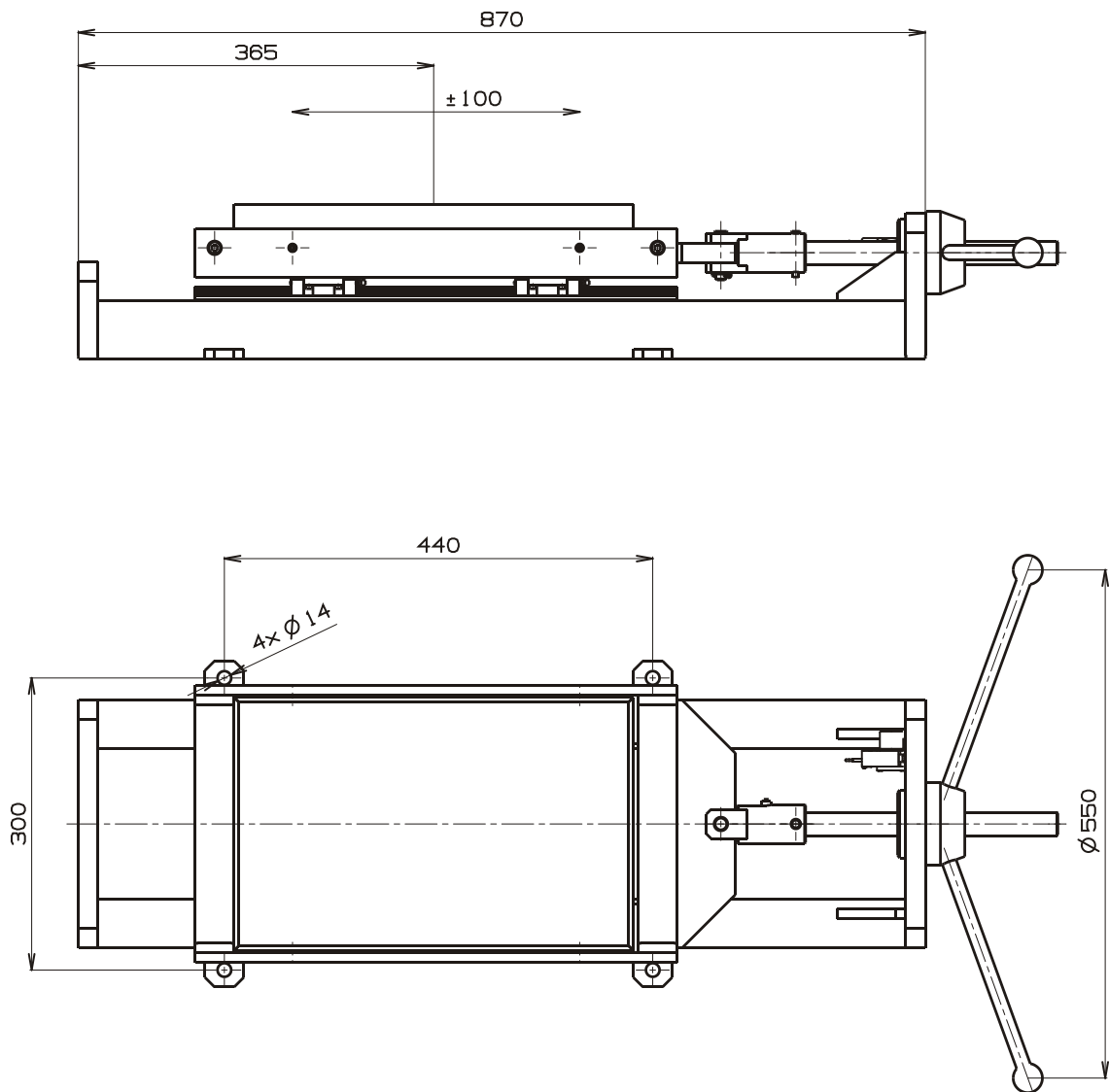
K těmto výpočtům jsem použil program ANSYS 14 Workbench. Systém ANSYS je software, který se používá v úlohách mechaniky těles, statiky, dynamiky, termomechaniky, hydromechaniky, v elektrotechnice, atd. Tento program umí řešit spoustu typů úloh, jako výpočty deformací, silových účinků, frekvencí, vedení tepla, proudění tepla, atd. Metoda konečných prvků je v současnosti nejrozšířenější numerická metoda na řešení výše popsaných úloh pomocí řešení soustav parciálních diferenciálních rovnic.

Po zvážení různých konstrukčních řešení jsem se rozhodl pro provedení podložky adhezoru uložené v nosném rámu na lineárních ložiscích snižujících ztráty třením a umožňující posuv v tangenciálním směru vůči měřené pneumatice a tím umožnit měření

zbývajících dvou charakteristik (obr. 16 a 17). Při měření torzní a boční tuhosti by byl nosný rám uchycen k stávající stoličce pomocí čtyř šroubů. Vzhledem k tomu že podložka umožňuje pohyb pouze v jedné ose, by při měření druhé z charakteristik musel být rám otočen o 90° a znovu uchycen k současné stoličce. Vzhledem k jednoduché manipulaci jsem se rozhodl použít nosný rám tvořený z hliníkových profilů a tím uspořit hmotnost aby bylo možné s adhezorem manipulovat pouze jednou osobou. V případě měření radiální tuhosti by byl rám podložky umístěn na třech siloměrech tedy současným způsobem.



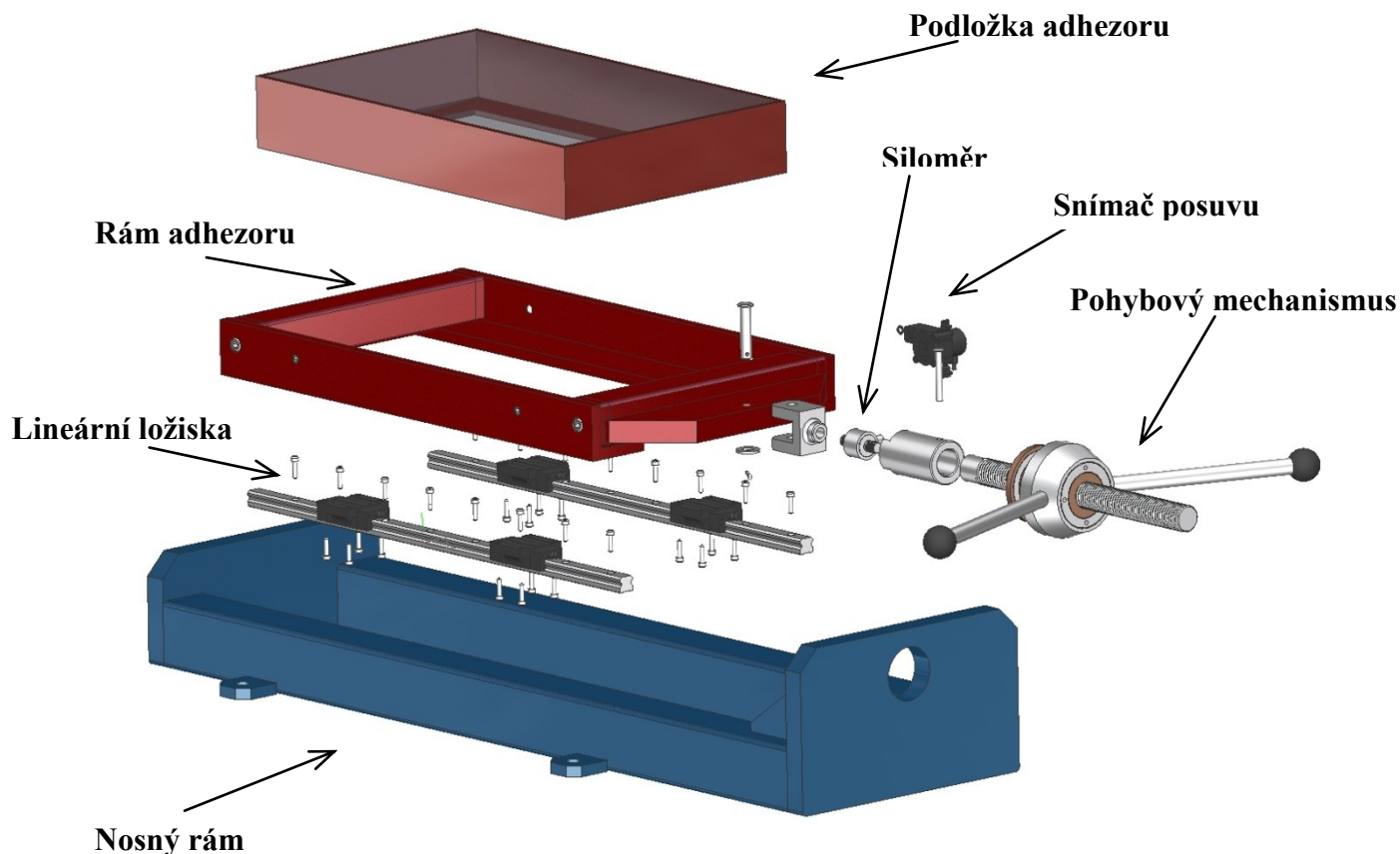
Obr. 16 - Podložka statického adhezoru



Obr. 17 - Základní rozměry

5.1. Návrh nosného rámu z pohledu konstrukčního

Mechanismus podložky statického adhezoru se skládá z 6 základních částí (obr. 18): nosného rámu, lineárního ložiska, podložky adhezoru, rámu adhezoru a pohybového mechanismu s integrovaným siloměrem a snímačem posuvu.



Obr. 18 - Základní části statického adhezoru

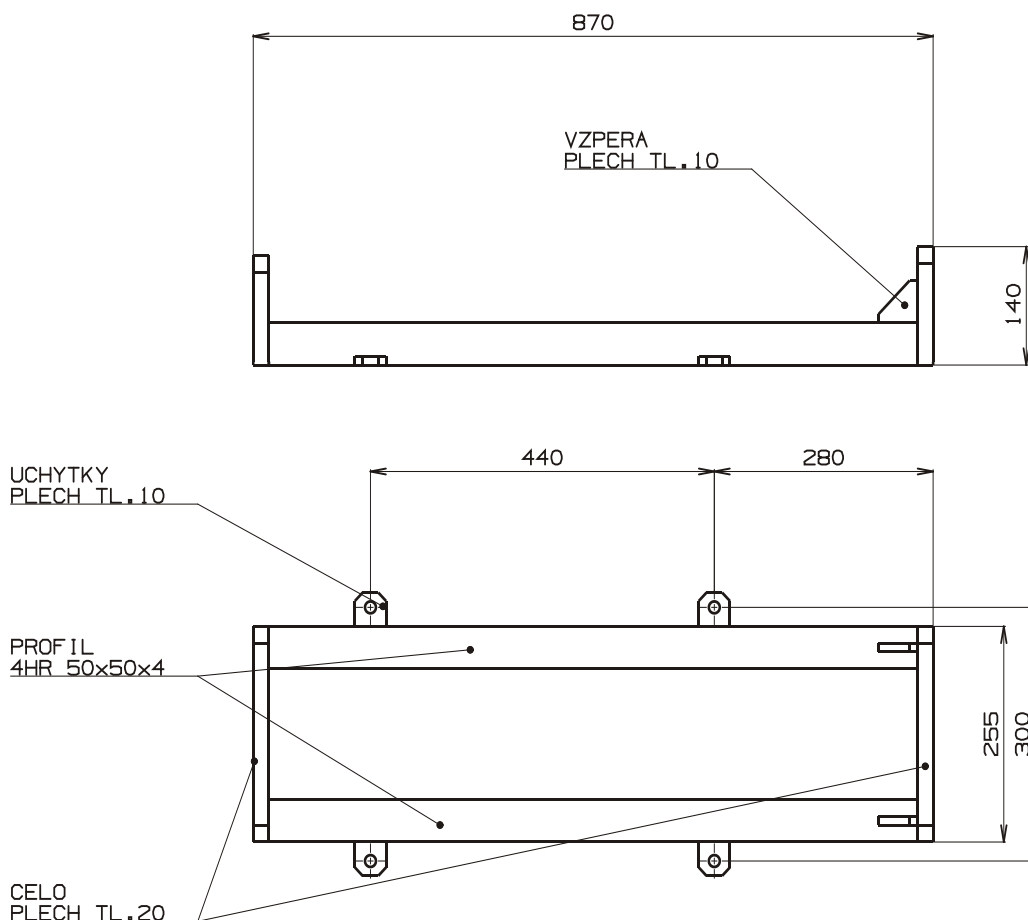
Na nosné části bylo využito hliníkových profilů, čímž bylo dosaženo úspory 22,8 kg oproti provedení z ocelových profilů. Pouze zátěžově exponovaná místa jsou vyrobena z oceli, stejně tak exponované části pohybového mechanismu, přičemž pro snížení třecích ztrát jsou některé díly vyrobeny z bronzu. Celková hmotnost statického adhezoru i se skleněnou deskou dosahuje 32,9 kg oproti 55,7 kg při provedení z oceli. Je samozřejmé, že celková úspora by ve skutečnosti byla menší, jelikož ocel má oproti hliníku zhruba dvounásobnou mez kluzu, díky čemuž by se dalo použít menších profilů při stejné únosnosti.

Lineární ložisko a pohybový mechanismus je navržen tak, aby umožňoval posuv ± 100 mm při zatížení radiální silou 15 000 N. Tato síla se skládá ze jmenovitého zatížení a potřebného 25% přetížení sloužícího k vyhotovení celkové charakteristiky, kdy měříme při zatížení 125%. Velikost síly byla volena s ohledem na současné pneumatiky používané na osobních vozidlech a to až do šíře 250 mm. V pohybovém šroubu je uvažováno se silou 12 000 N (boční a tangenciální deformace se měří při jmenovitém zatížení), což by mělo být maximální možné zatížení při kombinaci sklo – pneumatika v případě maximálního součinitele tření $\mu = 1$.

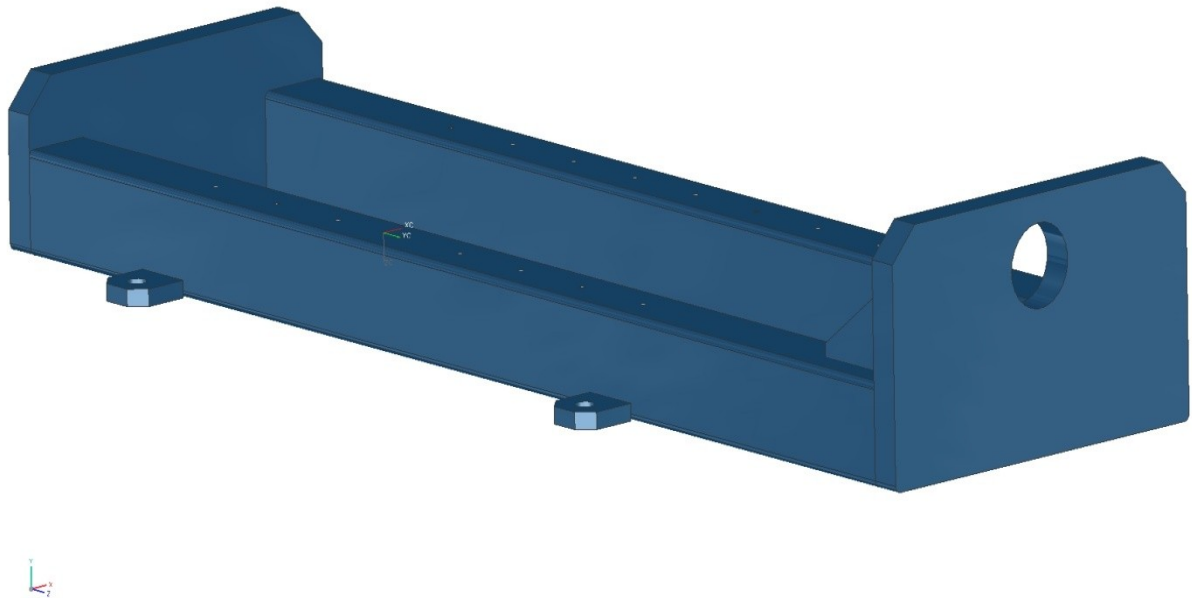
Na spodní ploše profilu jsou přivařeny čtyři upínací plechy tl. 10 mm s dírou pro šroub M12 sloužící k upevnění na stoličce zkušebny. Na vrchním čele profilu je vyvrtáno 8 děr se závitem M4-6H sloužících k upěnění ližiny lineárního vedení. Na čele nosného rámu je díra D50 k umístění pohybového mechanismu. U předního čela je z pevnostních důvodů použito výztužné žebro snižující deformaci a zatížení svarového spoje nosník – čelo (obr. 20).

5.2. Návrh nosného rámu z pohledu materiálu

Nosný rám je z důvodu úspory hmotnosti tvořen z hliníkových profilů, jedná se o uzavřený obdélníkový profil 60x50x4. Profil je vyroben ze standardní hliníkové slitiny AlMgSi0,5 T6 mechanické vlastnosti dle EN 755-2 a chemické složení dle EN 573-3 s velmi dobrou svařitelností a mechanickými vlastnostmi. Celá konstrukce je svařovaná s rozměrem svaru a5, pro ruční svařování elektrickým obloukem lze použít obalenou elektrodu OK 96.40 (ES 642) s doporučeným předehřevem 200 - 250°C. Na hlavní nosníky bylo využito čtyřhranného profilu, zbývající části jsou vyrobeny z hliníkového plechu (obr. 19 a 20).



Obr. 19 - Nosný rám – základní rozměry



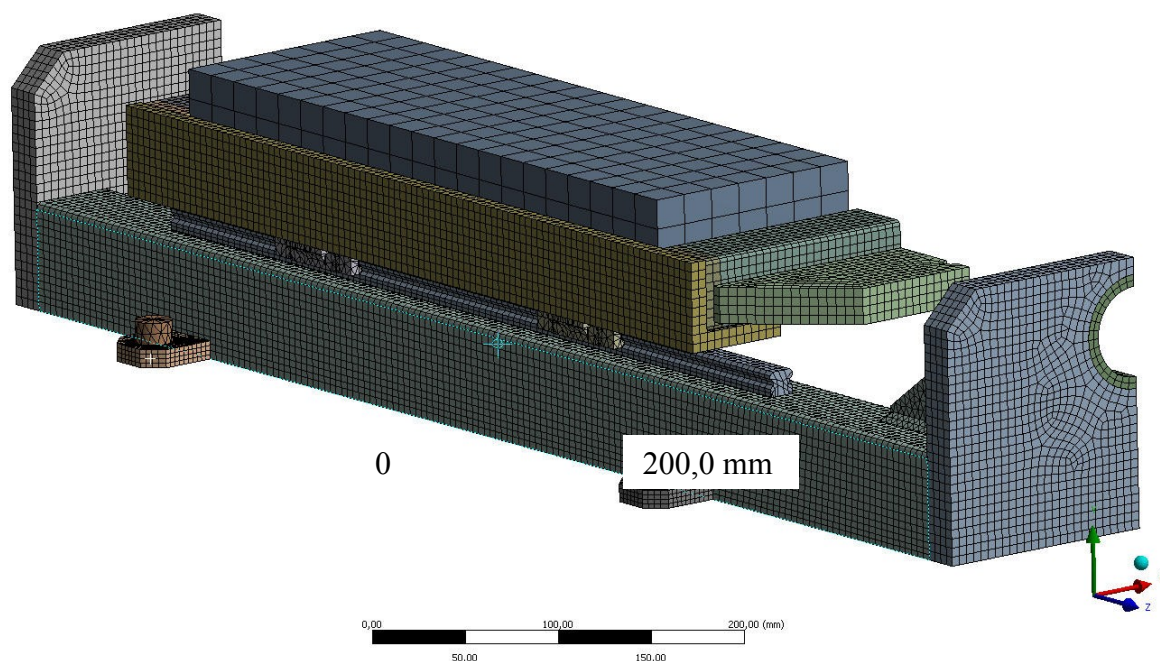
Obr. 20 - Nosný rám, 3-D pohled

5.3. Výpočtový model a okrajové podmínky

Výpočet je proveden pro určení deformací a napjatosti funkčních částí statického adhezoru při maximálním provozním zatížení. Výpočtový model je prostorový (obr. 20). Vzhledem k souměrnosti tělesa je výpočet aplikován pouze na 1/2 tělesa souměrnou podle podélné vertikální roviny. Pro tvorbu sítě bylo použito prostorových tetra - Solid187 (10-ti uzlový tetra element) a hexa - Solid186 (20-ti uzlový hexa element) prvků. Sít profilů je tvořena tažením hexa prvků (obr. 21). Z důvodu přesnějšího výpočtu napětí ve stěně profilů byly voleny 3 prvky na tloušťku stěny profilu.

Počáteční podmínky

Byla předepsána síla kolmá na podložku $F_Y = 15\,000\text{ N}$ při stavu I. Při stavu II. a III. byla předepsána navíc tečná síla k podložce adhezoru rovnoběžná s osou posuvu podložky $F_X = 12\,000\text{ N}$. Vzhledem k použití symetrie byly aplikovány pouze poloviční zatížení z předepsaných sil.

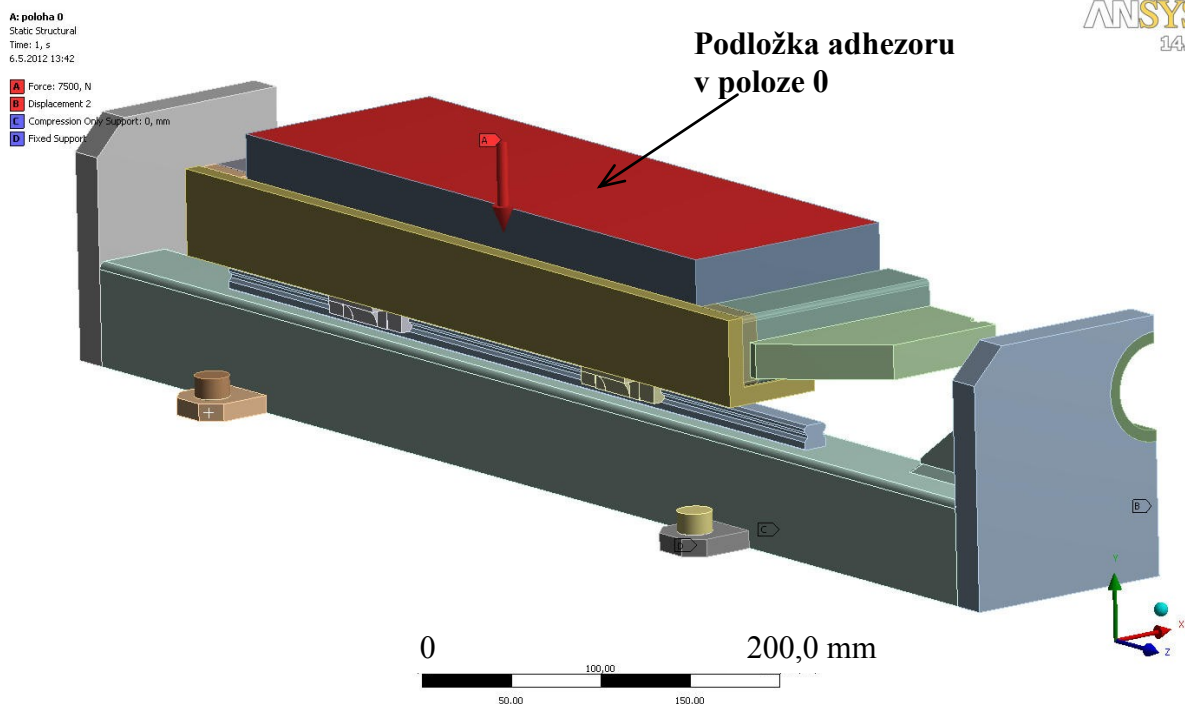


Obr. 21 - Výpočtová síť

Při výpočtu bylo uvažováno se třemi základními zátěžovými stavy.

Stav I

Měření radiální tuhosti (obr. 22). Zatížení radiální silou 15 000 N, podložka statického adhezoru v základní střední poloze. Výsledky z deformačně napěťové analýzy pro stav I jsou na obr. 26 – 28.

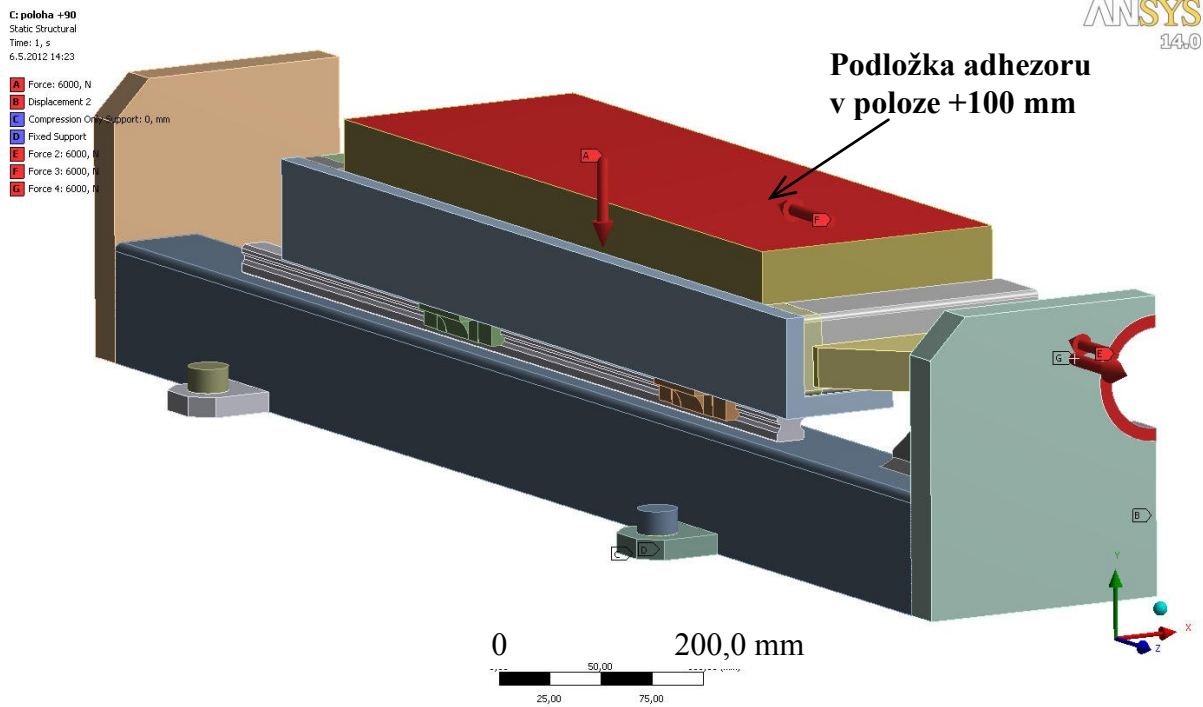


Obr. 22 - Okrajové podmínky, stav I

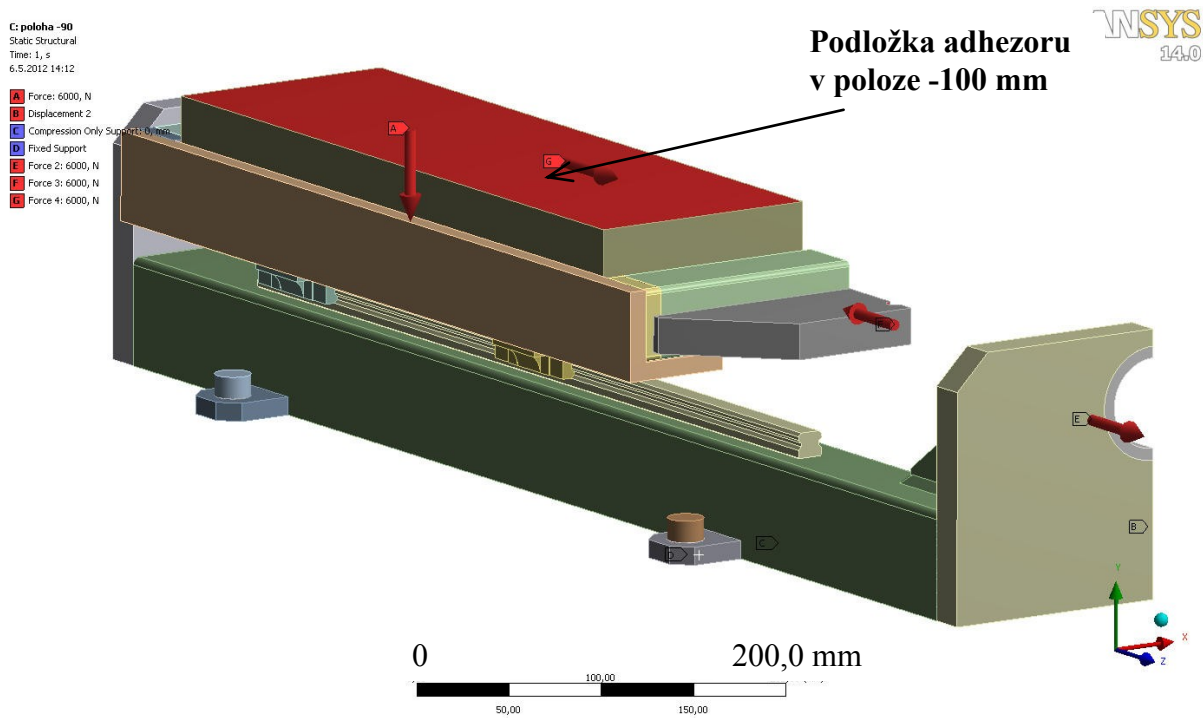
Stav II a III

Měření boční a torzní tuhosti v obou směrech (obr. 23 a 24). Zatížení radiální silou 12 000 N, podložka statického adhezoru se nachází v krajní poloze +100 mm respektive -100 mm. Na desku adhezoru aplikována maximální tangenciální síla od deformované pneumatiky 12 000 N. Stejné zatížení je aplikováno na dosedací plochu pohybové matice a na plochu dosednutí čepu. Výsledky z deformačně napěťové analýzy pro stav II jsou na obr. 29 – 32 a pro stav III na obrázku 33 - 36.

Vzhledem k použití symetrie byly aplikovány pouze poloviční zatížení.



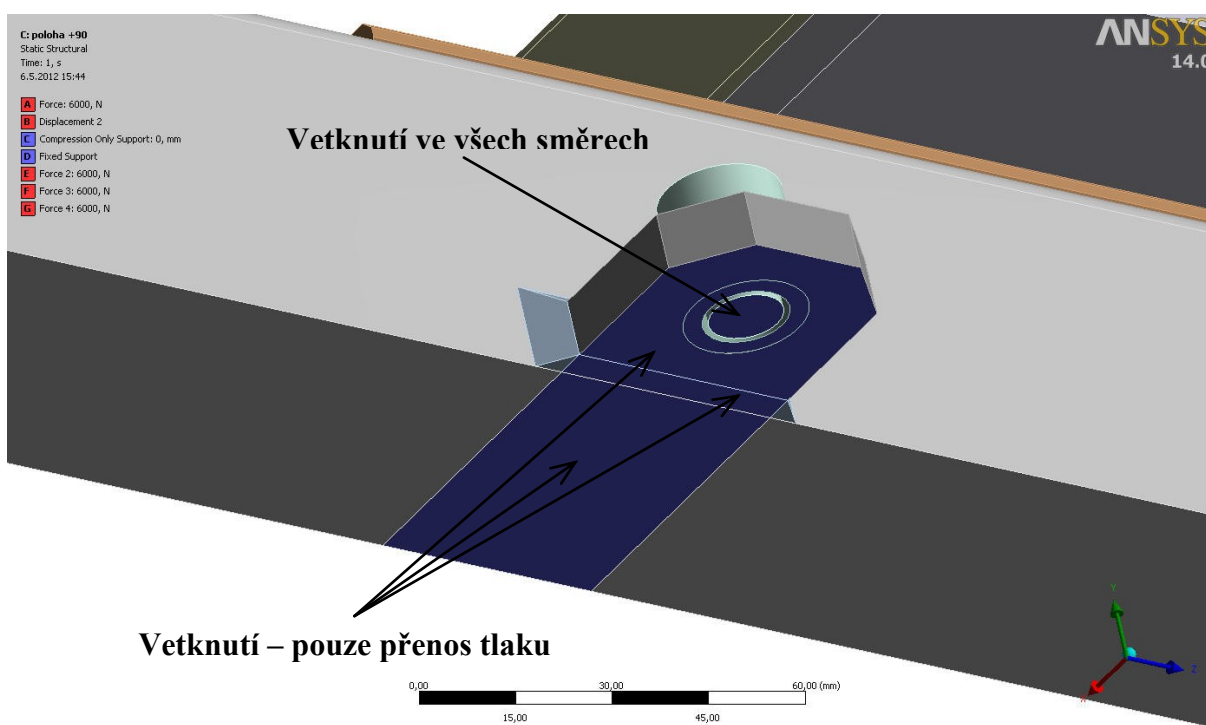
Obr. 23 - Okrajové podmínky, stav II



Obr. 24 - Okrajové podmínky, stav III

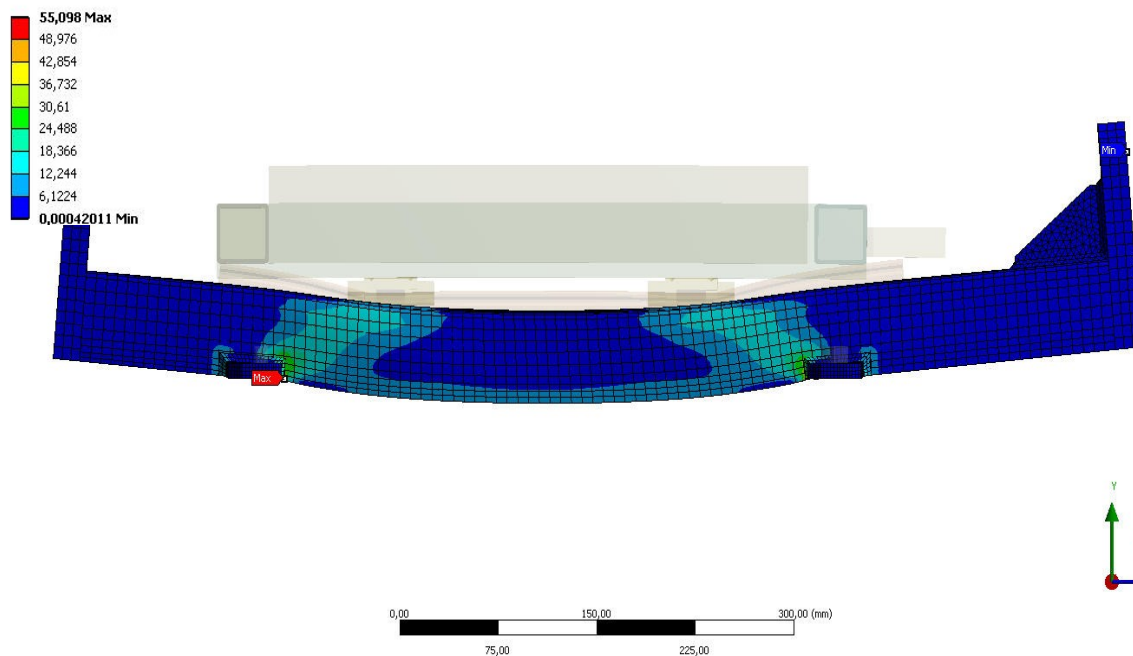
Vetknutí

V dělicí rovině je sestava ukotvena ve směru kolmém na tuto rovinu. Vzhledem k tomu, že zřejmě jedním z nejvíce namáhaných míst budou úchyty sloužící k uchycení rámu k základní stoličce, byly dodatečně doplněny svarové spoje a upínací šrouby M12, na které bude pro lepší popis skutečného stavu teprve aplikováno vetknutí ve všech směrech (obr. 25). Pokud bychom aplikovali vetknutí přímo na místo dosednutí hlav šroubů, byla by okrajová podmínka příliš tuhá a došlo by k ovlivnění lokálního napětí v této části. V místech, na kterých leží rám adhezoru na základním rámu stoličky, je aplikována okrajová podmínka přenášející pouze tlaková zatížení, tím dojde k lepšímu popisu skutečného stavu.



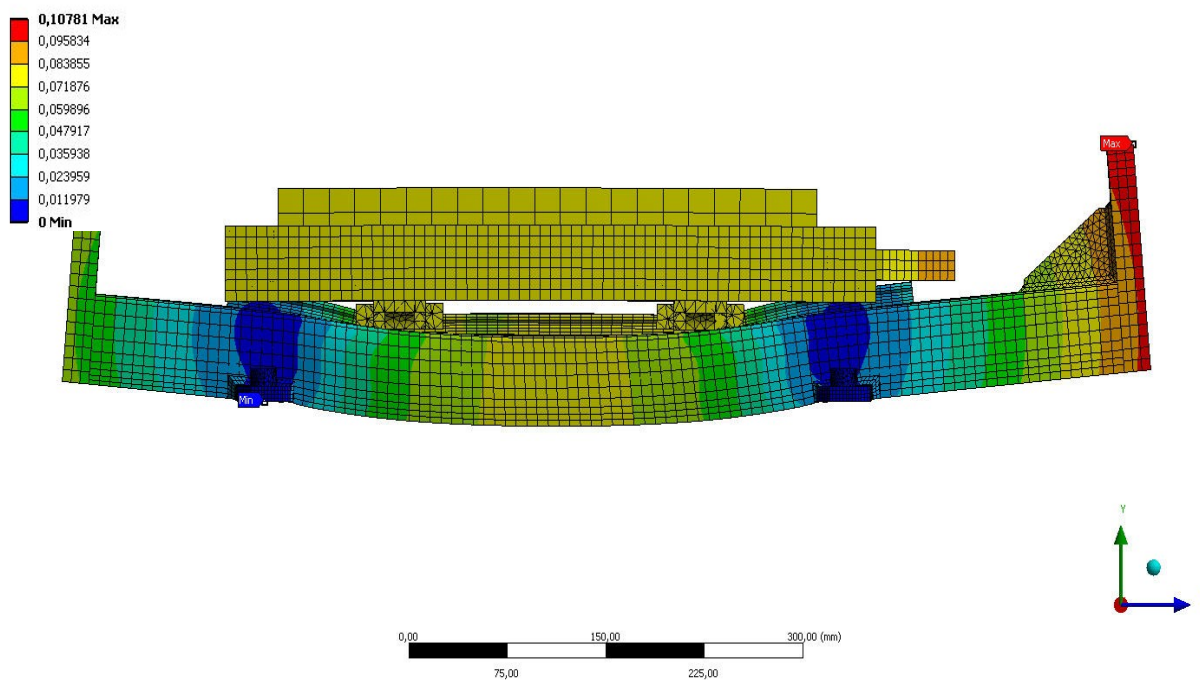
Obr. 25 - Detail uchycení

A: poloha 0
 Equivalent Stress 2
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 7.5.2012 11:04

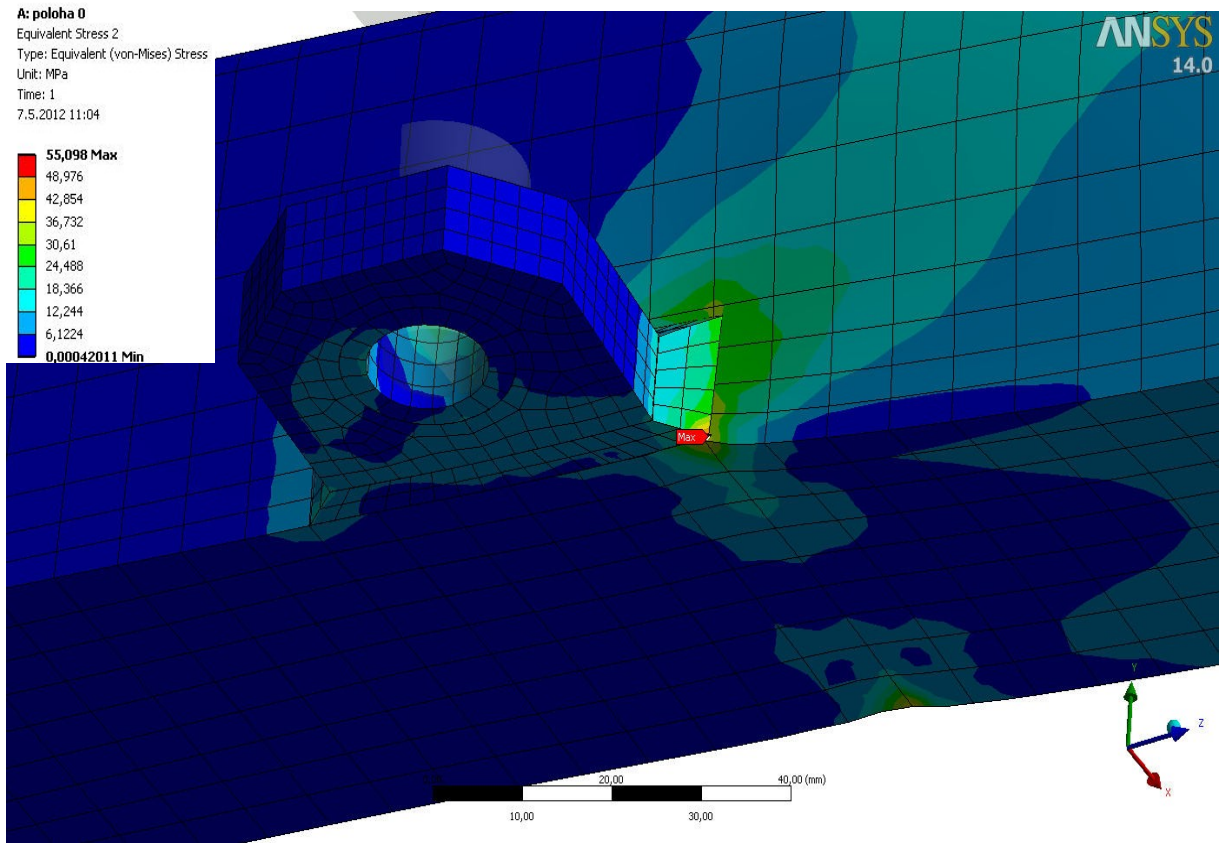


Obr. 26 - Výsledné redukované napětí "von Mises" v rámu, stav I

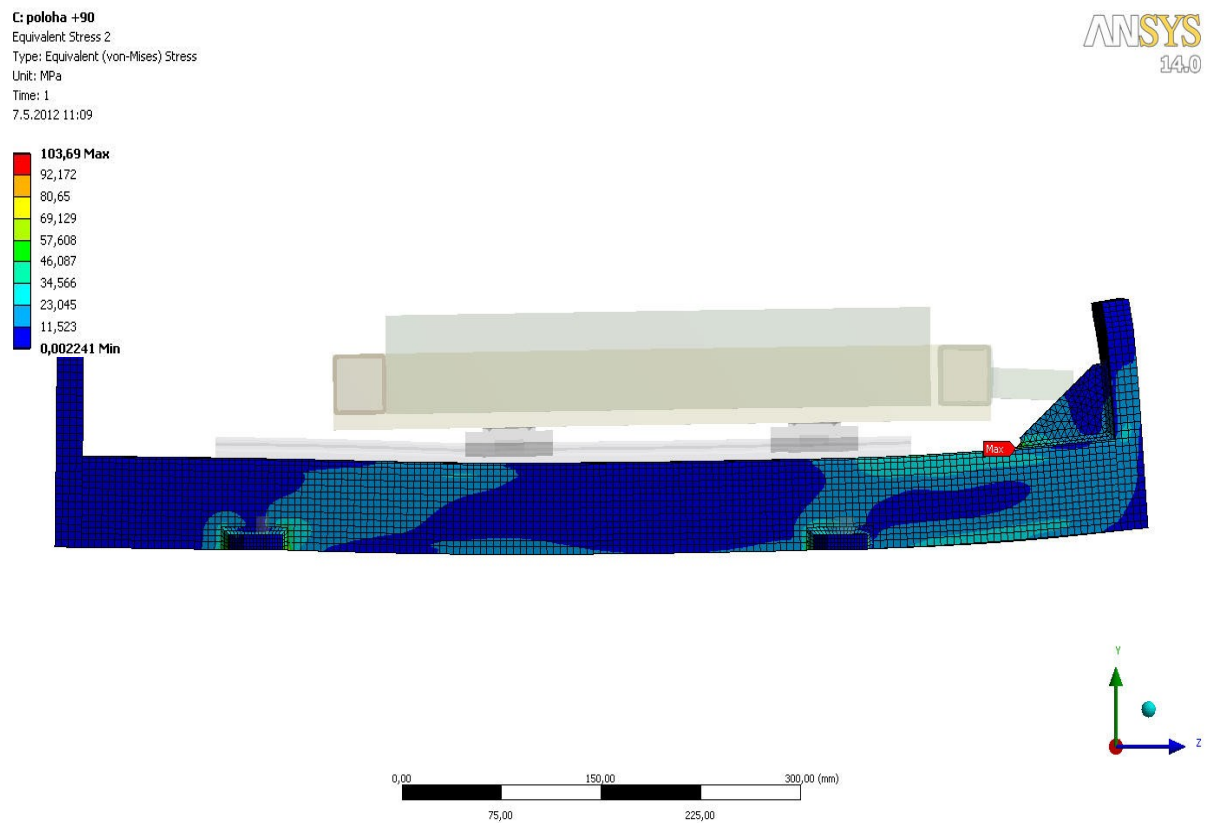
A: poloha 0
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1
 7.5.2012 11:05



Obr. 27 - Výsledná deformace, stav I



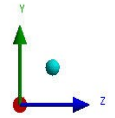
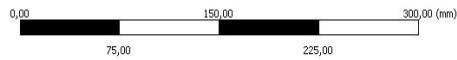
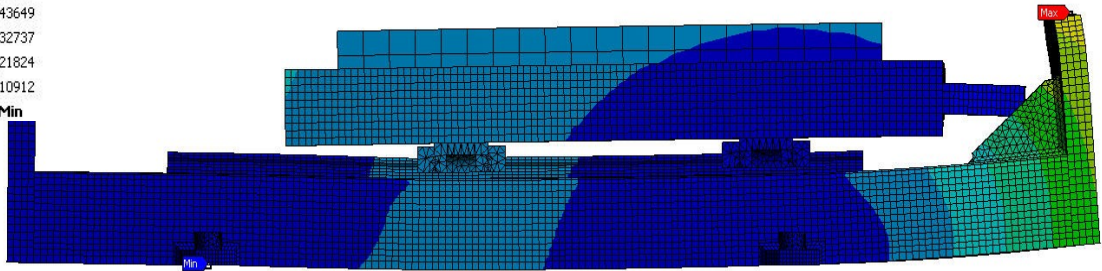
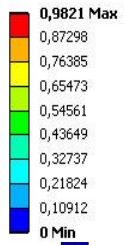
Obr. 28 - Detail uchycení rámu, stav I



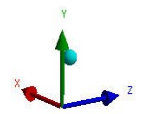
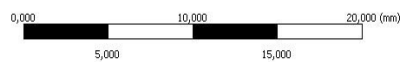
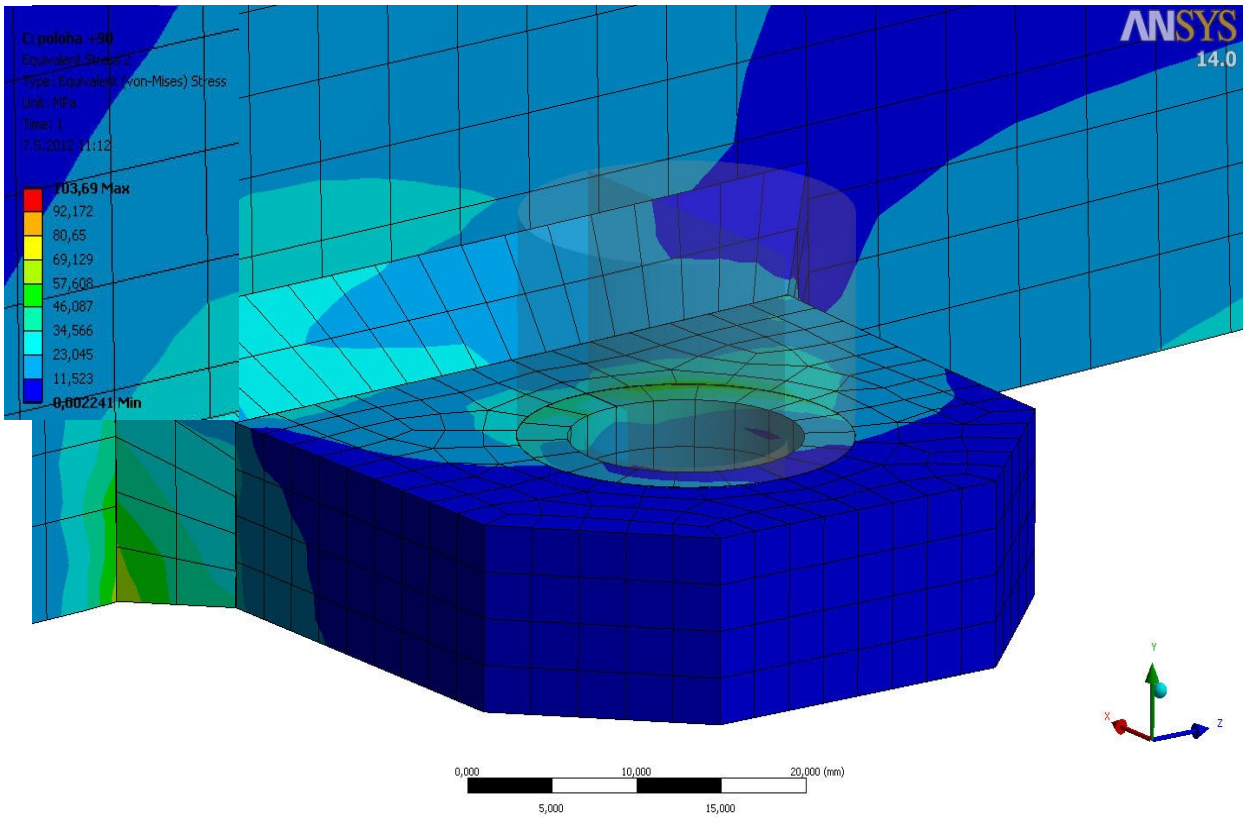
Obr. 29 - Výsledné redukované napětí "von Mises" v rámu, stav II

C: poloha +90
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1
7.5.2012 11:09

ANSYS
14.0

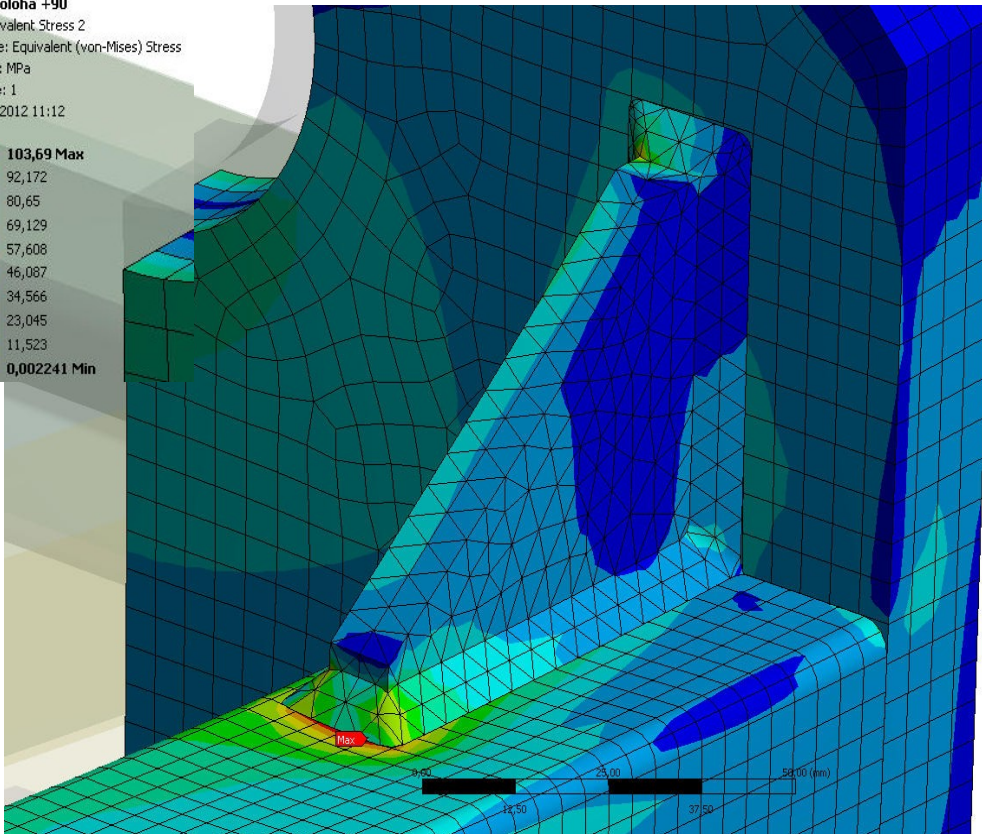
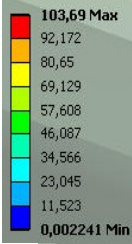


Obr. 30 - Výsledná deformace, stav II



Obr. 31 - Detail uchycení rámu, stav II

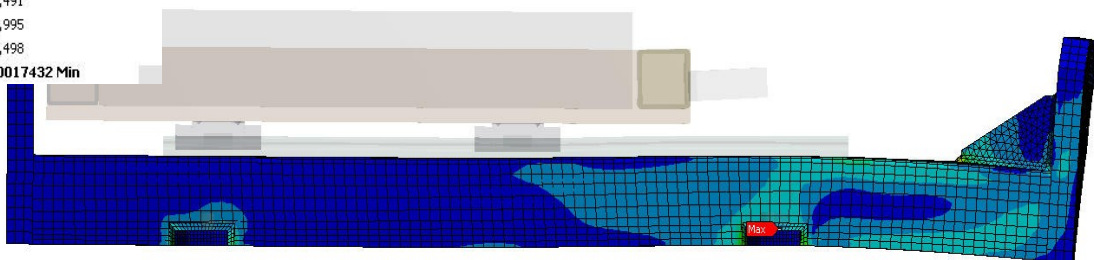
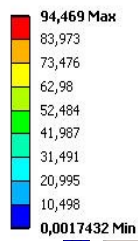
C: poloha +90
Equivalent Stress 2
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
7.5.2012 11:12



ANSYS
14.0

Obr. 32 - Detail napětí v místě výztuhy, stav II

B: poloha -90
Equivalent Stress 2
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
7.5.2012 11:07

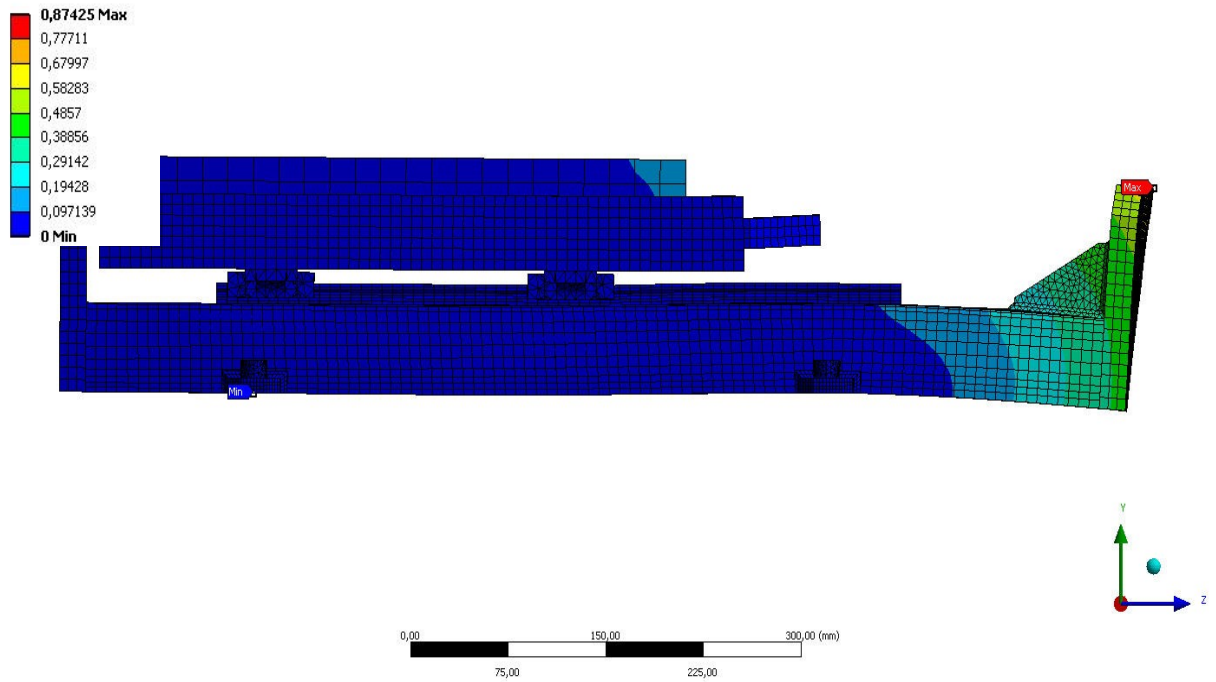


ANSYS
14.0

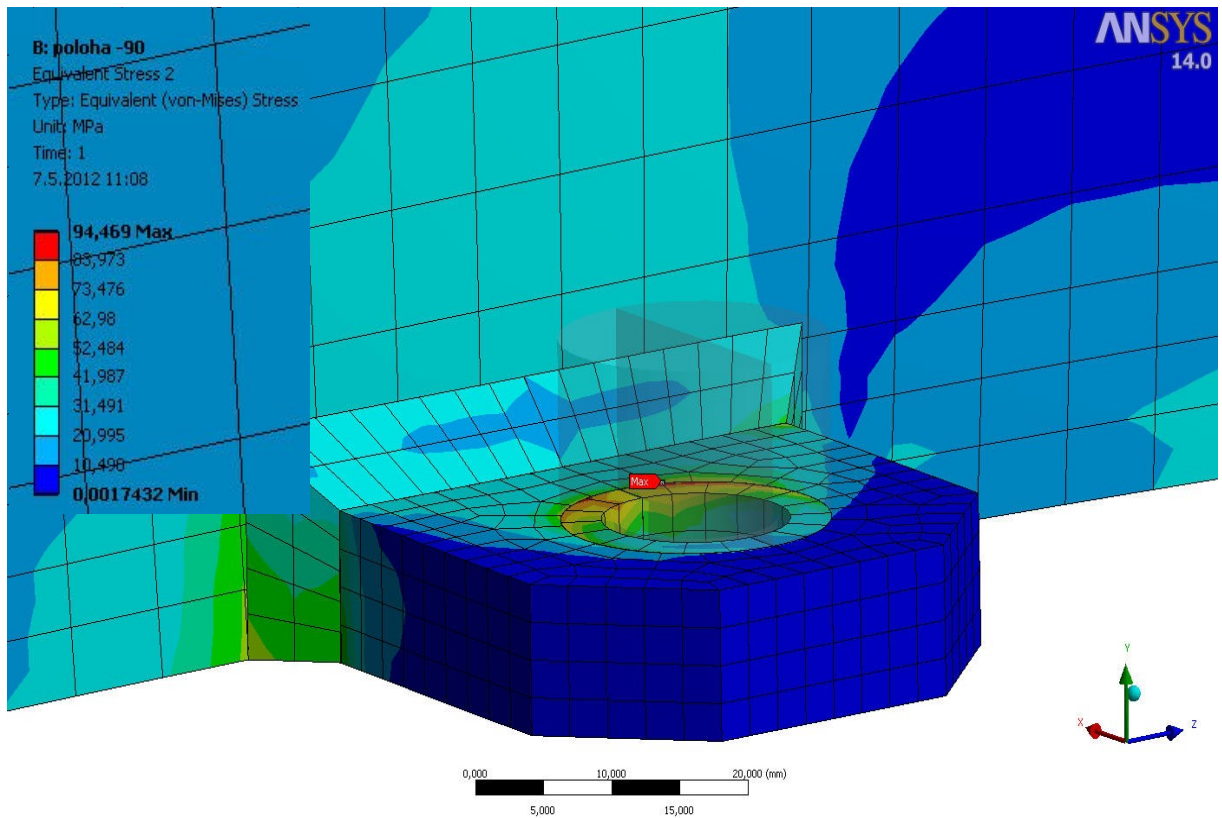
Obr. 33 - Výsledné redukované napětí "von Mises" v rámu, stav III

B: poloha -90
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1
7.5.2012 11:07

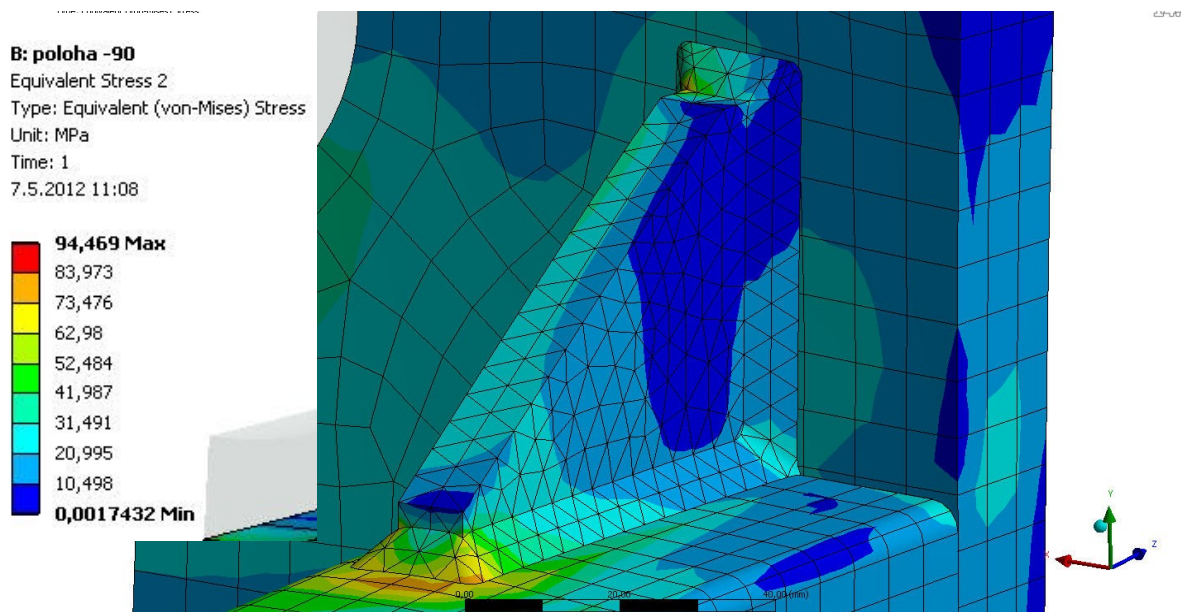
ANSYS
14.0



Obr. 34 - Výsledná deformace, stav III



Obr. 35 - Detail uchycení rámu, stav III



Obr. 36 - Detail napětí v místě výztuhy, stav III

Tab. 1: výsledné hodnoty redukovaného napětí

Stav	Materiál				Výsledné maximální redukované napětí σ [MPa]	Pozice	Bezpečnost*	Závěr
	Označení	Mez kluzu	Mez pevnosti	Modul pružnosti v tahu				
		$R_{p0,2}$ [MPa]	R_M [MPa]	E [MPa]				
I					55,1	Uchycení	2,7	vyhovuje
II	AlMgSi0,5	150	190	70700	103,7	Žebro	1,4	vyhovuje
III					95,5	Uchycení	1,6	vyhovuje

*) bezpečnost volena ke smluvní mezi kluzu $R_{p0,2}$

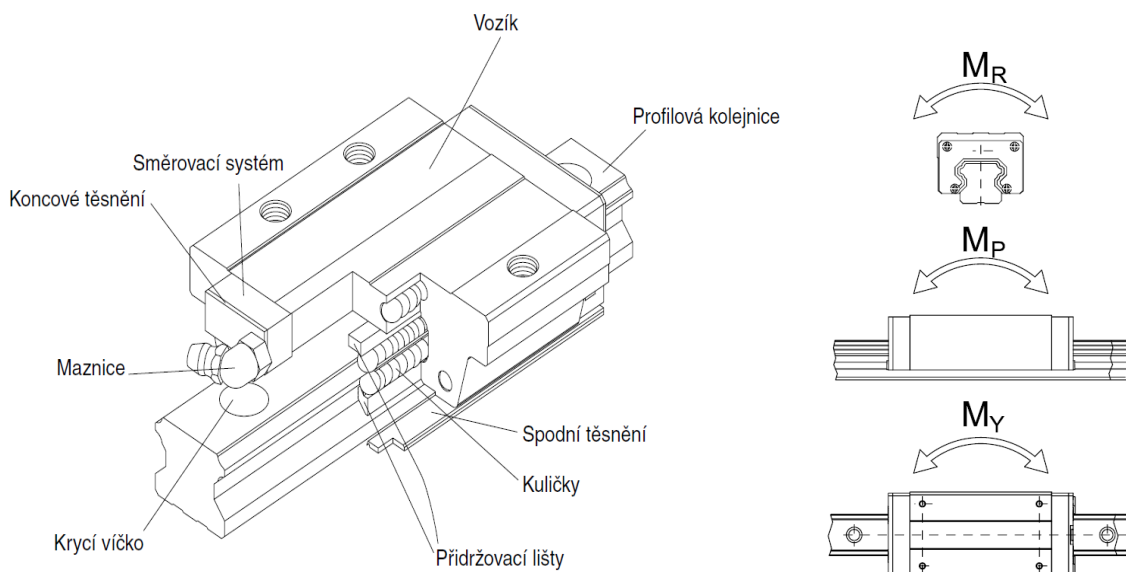
Zhodnocení výsledků z deformačně-napěťové analýzy

V tab. 1 jsou uvedeny výstupy z výpočtu všech třech uvažovaných zátěžových stavů. Z výše uvedených výsledků je patrné, že nosný rám vyhovuje maximálním požadovaným zátěžovým stavům s dostatečnou bezpečností, při stavu II. je dosaženo bezpečnosti 1,4 k mezi kluzu což znamená další 25% rezervu k mezi pevnosti. U výsledků je nutné také brát na zřetel, že se jedná pouze o lokální špičkové napětí často ovlivněné singularitou. Ve skutečnosti by v případě dosažení meze kluzu došlo k lokálnímu přetvoření a roznesení napětí do větší oblasti. Tohoto jevu lze dosáhnout použitím materiálu s bilineárním zpevněním což znamená, že po dosažení meze kluzu dochází pouze k minimálnímu zpevnění $E = 100$ MPa a celá konstrukce se počítá do mezního stavu. Tohoto výpočtu by jsme použili pokud by při základním lineárním výpočtu vyšla nedostatečná bezpečnost.

5.4. Lineární vedení

Pro minimalizaci třecích ztrát při měření torzní a boční tuhosti kdy je potřeba vertikálně vychýlit podložku adhezoru při současném zatížení radiální silou jsem využil lineárního vedení s oběhovými kuličkami LinRace (obr. 37). LinRace představuje ekonomické řešení lineárního vedení s oběhovými kuličkami. Uvnitř robustního vozíku cirkulují oběhové kuličky z ložiskové oceli. Vodicí kolejnice je vyrobena z oceli CF53 a tvrzena na 62-65 HRC. Díky oběhovým kuličkám, které se pohybují mezi vozíkem a kolejnicí, je dosaženo přesného lineárního pohybu a dlouhé životnosti. Pro celkové podepření podložky adhezoru je využito dvou ližin, přičemž na každé ližině jsou dva pohybové vozíky.

Únosnost jednoho vozíku v kolmém směru:	$F = 25\,310\text{ N}$
Přenášené momenty:	$M_R = 170\text{ N.m}$
	$M_P = 150\text{ N.m}$
	$M_Y = 150\text{ N.m}$

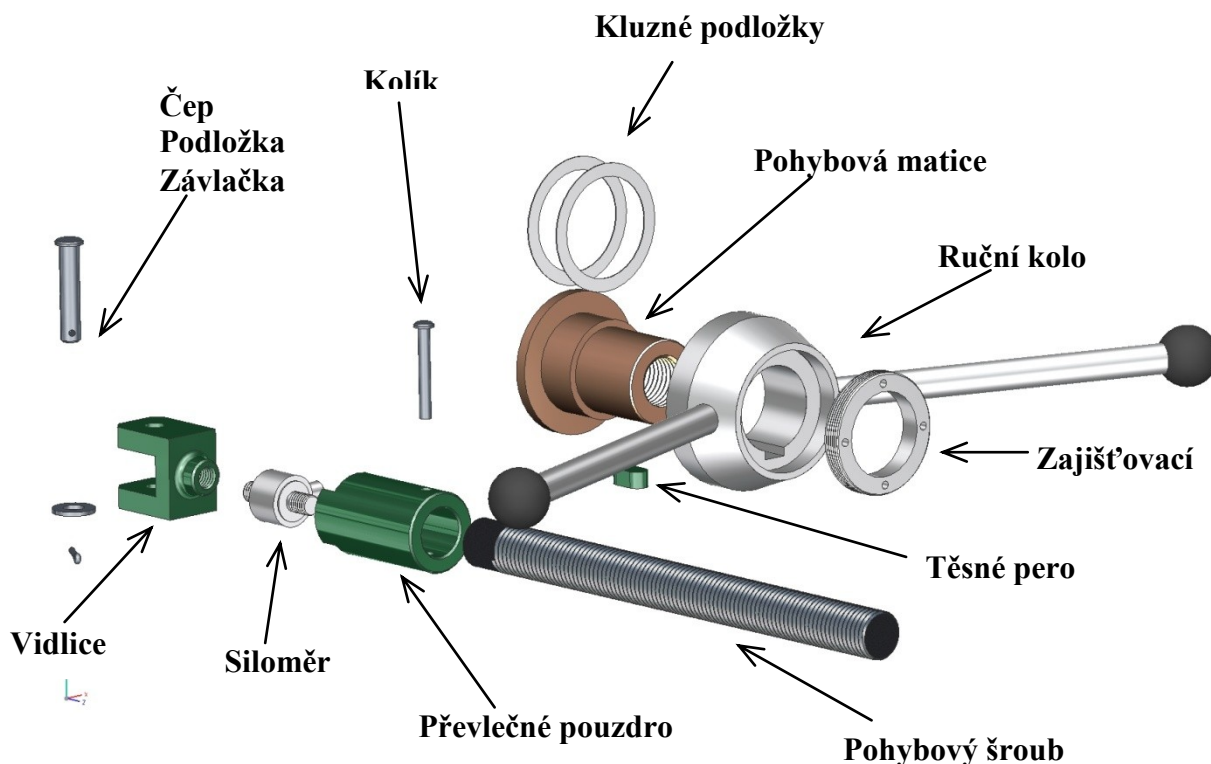


Obr. 37 - Vozík lineární vedení [6]

5.5. Pohybový mechanismus

K vyvození potřebné síly a potřebného posunutí v tangenciálním nebo kolmém směru k rovinně kola jsem zvolil ručně ovládaný pohybový šroub (obr. 38). Přičemž konstrukčními požadavky byly:

posuv	$\pm 100,0$ mm
zatížení	12 000,0 N
max. ovládací síla na páce	100,0 N



Obr. 38 - Pohybový mechanismus

Základními částmi pohybového mechanismu je pohybový šroub s jednochodým trapézovým závitem Tr24x3 dle ČSN 01 4050 vyrobený z materiálu nerez 1.4301 (17240) a pohybová matice vyrobená z důvodů snížení třecích ztrát z materiálu cínová bronz CuSn7Zn4Pb7 (423137), která svými vlastnostmi vyhovuje uvažované aplikaci. K přenosu krouticího momentu z ručního kola na pohybovou matici jsem použil těsné pero 10e7x8x20 dle ČSN 02 2562. Pro snížení třecích ztrát jsou aplikovány mezi dosedací plochy hliníkového čela a pohybové matice kluzné podložky 50x63x0,5 dle DIN 988 materiál nerez A2. Proti uvolnění ručního kola z pohybové matice slouží zajišťovací matice. Pohybový mechanismus je připevněn k posuvné podložce adhezoru pomocí vidlice z materiálu 11600. a čepu D = 14 mm dle ČSN 02 2112. Do spoje vidlice - pohybový šroub jsem vložil tenzometrický siloměr

S-50, výrobce Lukas, jmenovité zatížení 20 kN, smysl zatížení tlak / tah. Z důvodů zabránění nežádoucího zatížení siloměru kroutícím momentem z pohybového šroubu je kroutící moment přenesen pomocí převlečeného pouzdra a tím zabráněno rotaci šroubu.

Výpočet pohybového šroubu

zatěžující síla		$F_Z = 12\,000,0\text{ N}$	
závit	Tr 24x3	$d = 24,0\text{ mm}$	
		$D_1 = 21,0\text{ mm}$	
		$d_2 = 22,5\text{ mm}$	
		$d_3 = 20,5\text{ mm}$	
		$n = 3,0\text{ mm}$	
výška matice		$h = 40,0\text{ mm}$	
mat. šroubu 1.4301		$R_{p0,2} = 210,0\text{ MPa}$	
dovolený tlak v závitech při pohybu		$p_{dov} = 20,0\text{ MPa}$	[9]

Výpočet napětí v dřívku šroubu:

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi d_3^2}{4}} = \frac{12000}{\frac{\pi \cdot 20,5^2}{4}} = 36,4\text{ MPa} < R_{p0,2} - \text{vyhovuje} \quad (2)$$

Kontrola tlaku v závitech matice:

$$m = \frac{h}{n} = \frac{40}{3} = 13,3 \quad (3)$$

$$p = \frac{4 \cdot F}{\pi(d^2 - D_1^2) \cdot m} = \frac{4 \cdot 12000}{\pi \cdot (24^2 - 21^2) \cdot 13,3} = 8,5\text{ MPa} < p_{dov} - \text{vyhovuje} \quad (4)$$

Kontrola šroubu na vzpěr

zatěžující síla	$F_Z = 12\,000,0\text{ N}$
průměr šroubu	$d = 24,0\text{ mm}$
maximální vysunutá délka	$L = 280,0\text{ mm}$



Výpočet kritické síly:

$$F_{KR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{64}}{L^2} = \frac{\pi^2 \cdot 210 \cdot 10^3 \cdot \frac{\pi \cdot 24^4}{64}}{280^2} = 430544,0 \text{ N} > F_Z - \text{vyhovuje} \quad (5)$$

Návrh délky páky

maximální síla na ovládacím kole $F_{\max} = 2 \times 50,0 \text{ N}$

součinitel tření úhel ocel – bronz (mazáno) $\mu = 0,1$

dosedací průměr matice (podložky) $D = 63,0 \text{ mm}$

$d = 50,0 \text{ mm}$

Výpočet úhlu stoupání šroubovice:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{n}{\pi \cdot d_2} = \frac{3}{\pi \cdot 22,5} = 0,042 \quad (6)$$

Třecí moment v dosedací ploše matice:

$$M_T = F_Z \cdot \mu \cdot \left(\frac{D+d}{4} \right) = 15000 \cdot 0,1 \cdot \left(\frac{63+50}{4} \right) = 33,9 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (7)$$

Třecí moment v závitech:

$$M_Z = F_Z \cdot (\mu + \operatorname{tg} \alpha) \cdot \frac{d_2}{2} = 15000 \cdot (0,1 + 0,042) \cdot \frac{22,5}{2} = 19,2 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (8)$$

Celkový moment na ručním kole:

$$M = M_T + M_Z = 42,375 + 19,025 = 53,1 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (9)$$

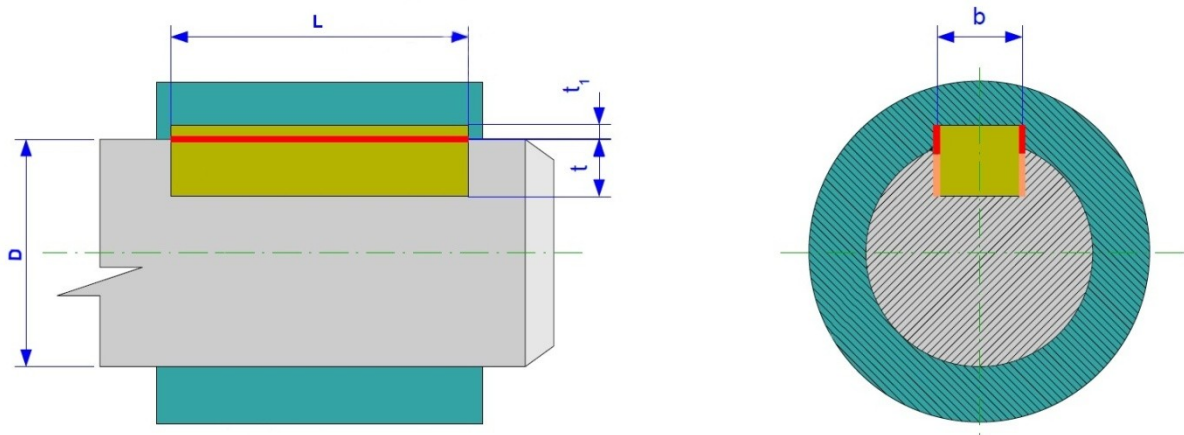
Výpočet poloměru ručního kola:

$$r = \frac{M}{2 \cdot F} = \frac{53,6}{100} = 531,0 \text{ mm} \quad (10)$$

Zvolen průměr ručního kola 550,0 mm.

Kontrola těsného pera

maximální přenášený moment	$M_{\max} = 53,6 \text{ N.m}$
rozměry pera	10 x 8 x 20 dle ČSN 02 2562
průměr hřídele	$D = 42,0 \text{ mm}$
dovolený tlak hřídeli (bronz)	$p_{\text{dovH}} = 100,0 \text{ MPa}$ [9]
dovolený tlak v náboji (ocel)	$p_{\text{dovN}} = 120,0 \text{ MPa}$ [9]



Obr. 39 - Návrh těsného pera

Kontrola na otláčení v náboji:

$$p = \frac{2 \cdot M_{\text{MAX}}}{D \cdot t_{1.l}} = \frac{53,6 \cdot 10^3}{42 \cdot 3,3 \cdot 20} = 19,3 \text{ MPa} < p_{\text{dovH}} - \text{vyhovuje} \quad (11)$$

Kontrola na otláčení v hřídeli:

$$p = \frac{2 \cdot M_{\text{MAX}}}{D \cdot t.l} = \frac{53,6 \cdot 10^3}{42 \cdot 4,7 \cdot 20} = 13,6 \text{ MPa} < p_{\text{dovN}} - \text{vyhovuje} \quad (12)$$

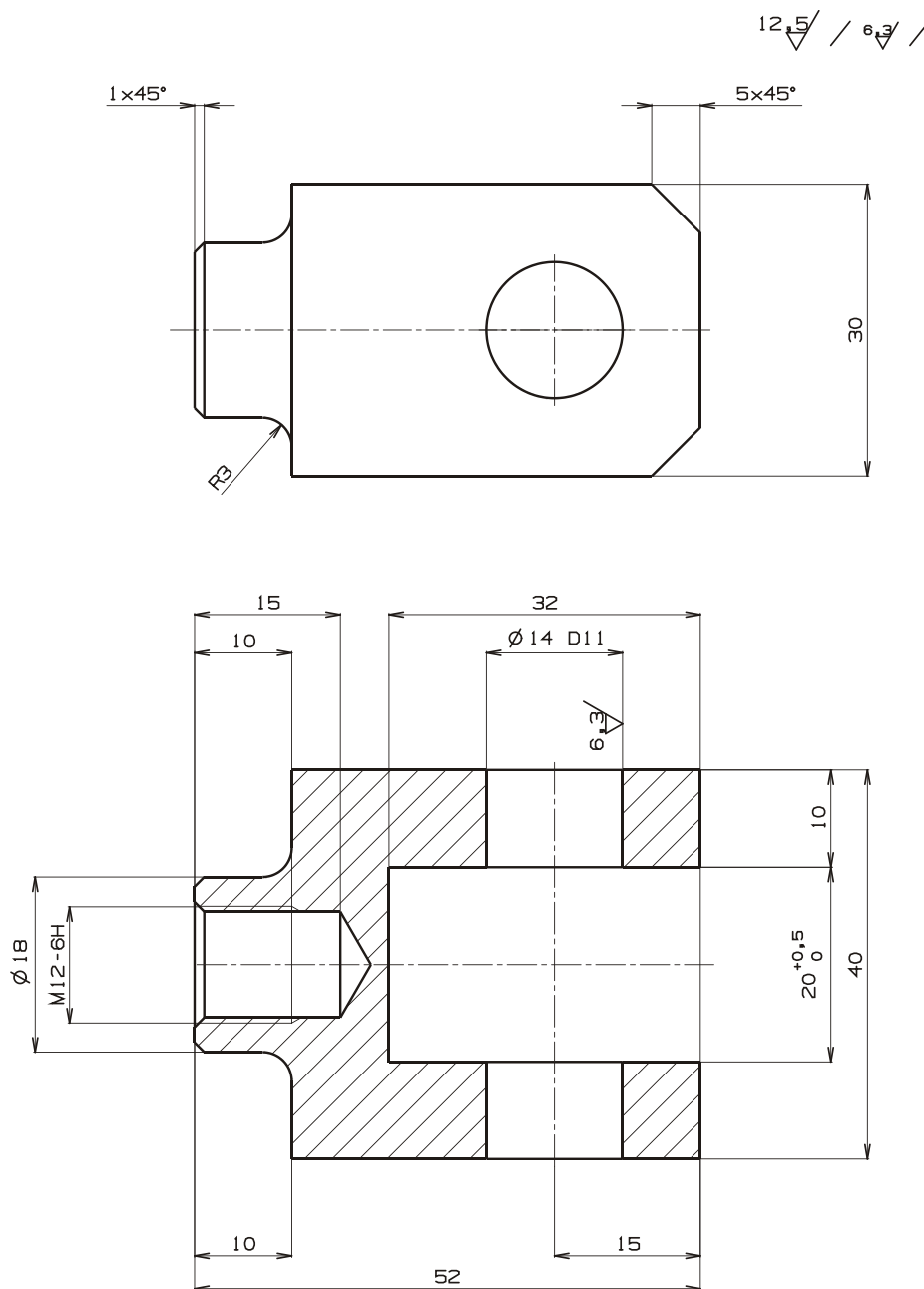
U spojů s pery se obvykle provádí pouze kontrola otláčení stykových ploch spoje (obr. 39). Kontrola namáhání pera na stříh se většinou neprovádí. Normalizovaná pera jsou dimenzována tak, aby při splnění kontroly na otláčení vyhovovaly i z hlediska kontroly smykových napětí.

Zhodnocení návrhu pohybového mechanismu:

Z výše uvedených výpočtů je patrné, že pohybový mechanismus vyhovuje maximálnímu uvažovanému zatížení a je tedy vhodný pro použití v podložce pro statické zkoušky pneumatik.

5.6. Výpočet vidlice

Vzhledem k namáhání vidlice byl vybrán materiál 11 600 dle ČSN 41 600 s mezí kluzu $R_E = 315$ MPa. Jedná se o materiál vhodný pro součásti vystavené velkému tlaku (plocha pro dosednutí čepu), obtížně svařitelný.



Obr. 40 - Základní rozměry vidlice

Okrajové podmínky

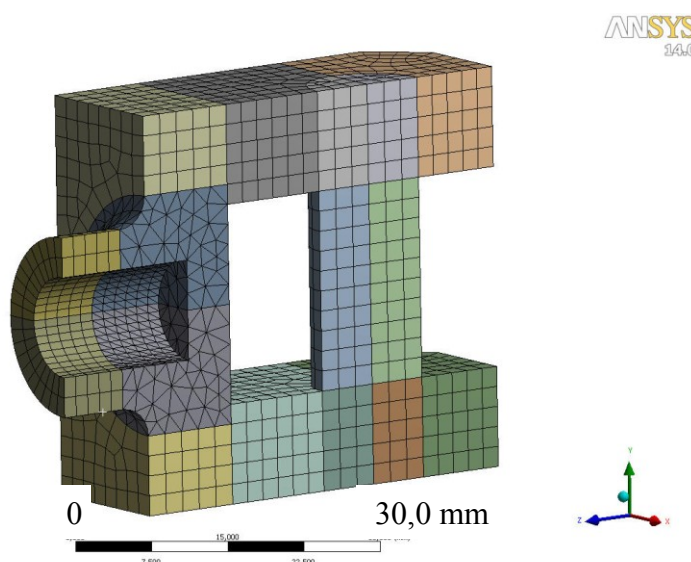
V dělicí rovině je vidlice ukotvena ve směru kolmém na tuto rovinu. Pro lepší popis skutečného stavu bylo při výpočtu uvažováno i s čepem $D = 14$ mm, což nám umožní do výpočtu zahrnout i deformaci čepu a tím nerovnoměrnost tlakového zatížení vidlice v díře

D14. Pro spojení mezi vidlicí a čepem byl aplikován nelineární kontakt přenášející pouze tlaková napětí. V místě závitu vidlice M12, kde bude přichycen lineární snímač, je vidlice ukotvená ve všech směrech (obr. 42). Při výpočtu byly uvažovány pouze dva výpočetní stavy, stav II (obr. 43 a 44) a III (obr.45 a 46). Při stavu I není vidlice zatížena silou (měřeno pouze radiální zatížení).

Pro tvorbu sítě bylo použito prostorových tetra - Solid187 (10-ti uzlový tetra element) a hexa - Solid186 (20-ti uzlový hexa element) prvků (obr. 41).

Počáteční podmínky

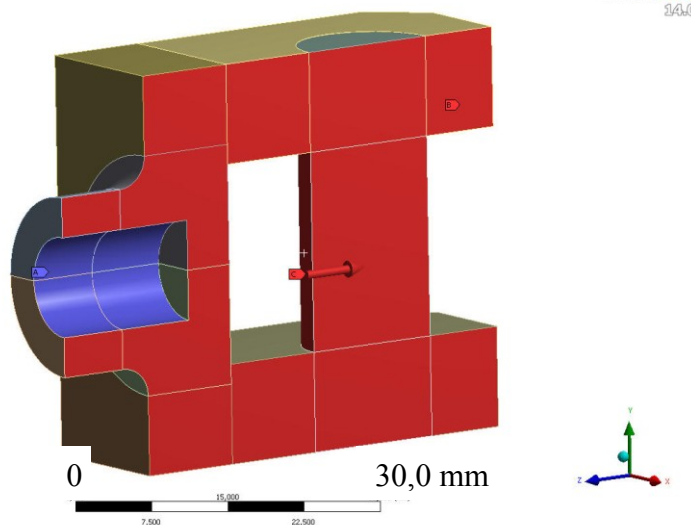
Byla předepsána síla kolmá na čep $F_z = 12\ 000\ \text{N}$. Vzhledem k použití symetrie byla aplikována pouze poloviční zatížení z předepsaných sil.



Obr. 41 - Vidlice - výpočetní síť

C: Copy of vidlice
Figure
12.5.2012 12:36

- A Fixed Support
- B Displacement
- C Force: 6000, N



Obr. 42 - Vidlice - okrajové podmínky

C: Copy of vidlice

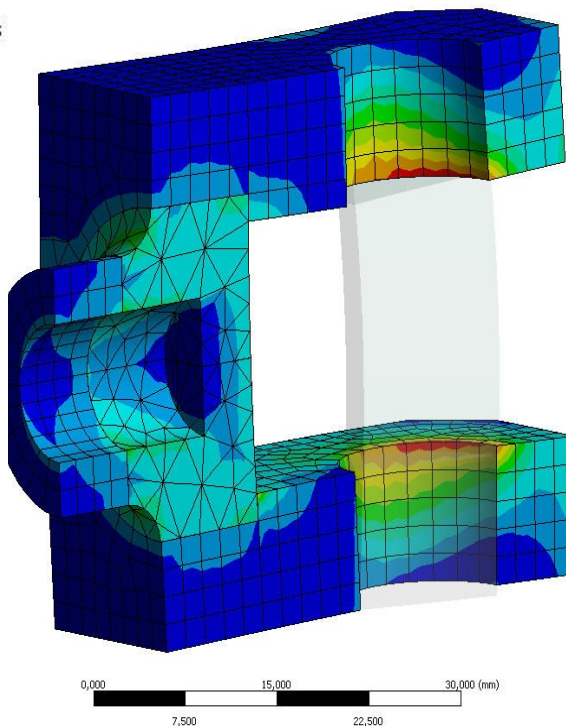
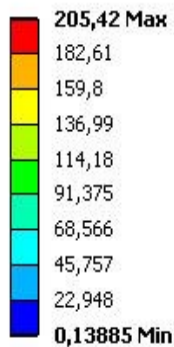
Equivalent Stress 3

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

12.5.2012 12:37



Obr. 43 - Vidlice - výsledné redukované napětí "von Mises" stav II

C: Copy of vidlice

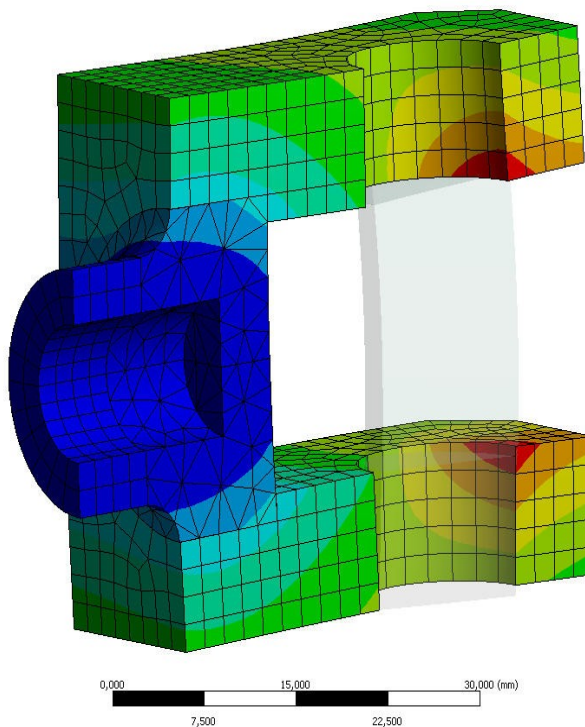
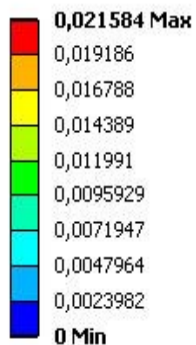
Total Deformation 3

Type: Total Deformation

Unit: mm

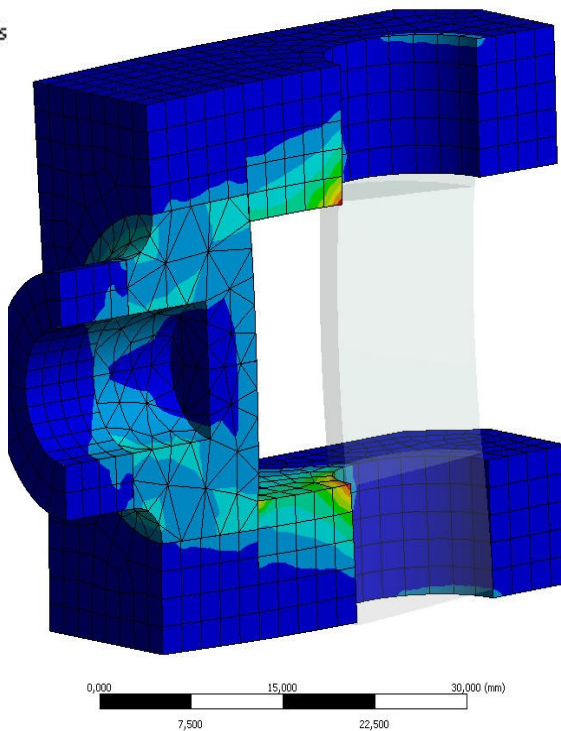
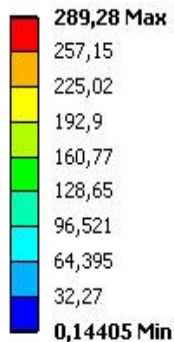
Time: 1

12.5.2012 12:37



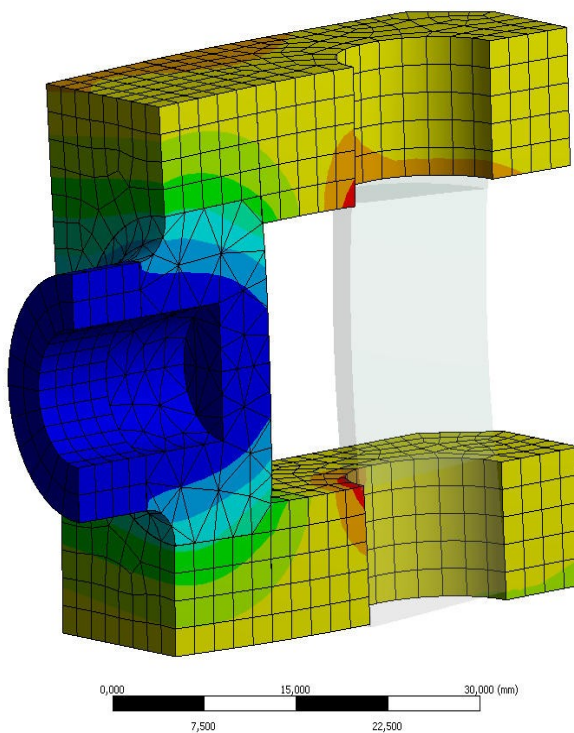
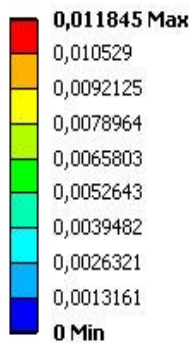
Obr. 44 - Vidlice - výsledná deformace stav II

D: Copy of Copy of vidlice
 Equivalent Stress 3
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 12.5.2012 12:38



Obr. 45 - Vidlice - výsledné redukované napětí "von Mises" stav III

D: Copy of Copy of vidlice
 Total Deformation 3
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1
 12.5.2012 12:38



Obr. 46 - Vidlice - výsledná deformace stav III

Tab. 2: výsledné hodnoty redukovaného napětí

Stav	Materiál				Výsledné maximální napětí	Pozice	Bezpečnost	Závěr
	Označení	Mez kluzu	Mez pevnosti	Modul pružnosti v tahu				
		R_E [MPa]	R_M [MPa]	E [MPa]				
II	11 600	315	570 - 710	210000	205,4	Plocha pod čepem	1,5	vyhovuje
III					289,3		1,1	vyhovuje

*) bezpečnost volena k mezi kluzu R_E

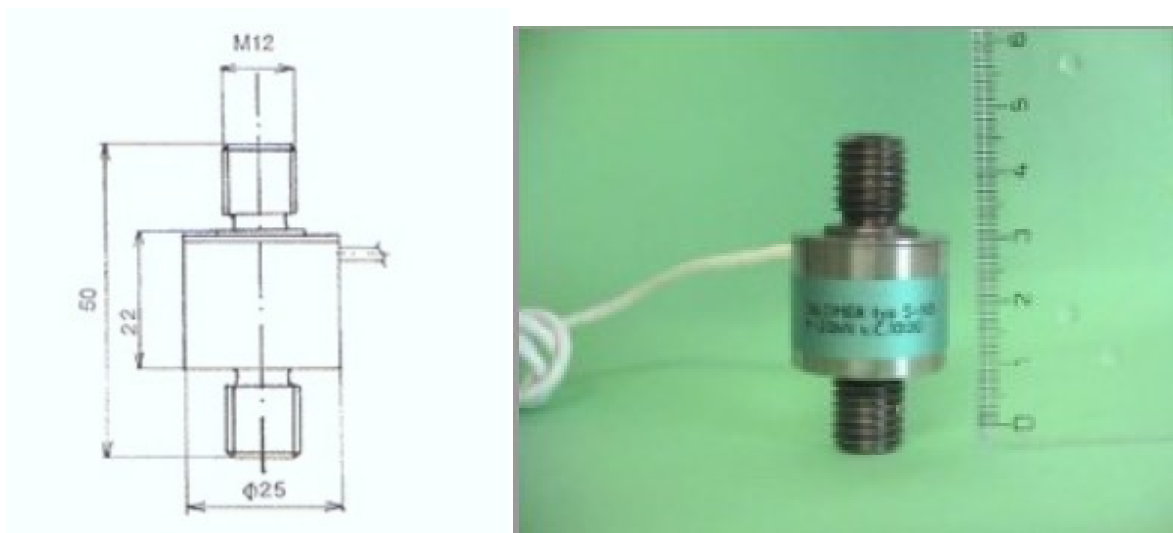
Vyhodnocení výsledků:

V tab. 2 jsou uvedeny výstupy z výpočtu u dvou uvažovaných zátěžových stavů. Z výše uvedených výsledků je patrné, že vidlice vyhovuje maximálním požadovaným zátěžovým stavům s dostatečnou bezpečností, při stavu III. je dosaženo bezpečnosti 1,1 k mezi kluzu což znamená další 80% rezervu k mezi pevnosti. U výsledků je nutné také brát na zřetel, že se jedná pouze o lokální špičkové napětí často ovlivněné singularitou. Ve skutečnosti by v případě dosažení meze kluzu došlo k lokálnímu přetvoření a roznesení napětí do větší oblasti. Tohoto jevu lze dosáhnout použitím materiálu s bilineárním zpevněním což znamená, že po dosažení meze kluzu dochází pouze k minimálnímu zpevnění $E = 100$ MPa a celá konstrukce se počítá do mezního stavu. Tohoto výpočtu by jsme použili pokud by při základním lineárním výpočtu vyšla nedostatečná bezpečnost.

5.7. Návrh snímačů pro podložku statického adhezoru

Tenzometrický siloměr S-50

- výrobce Lukas



Obr. 47 - Siloměr [4]

Siloměry typu S - 50 (obr. 47) jsou určeny pro statická a dynamická měření tlakových sil.

Mechanicko-elektrická transformace síly na elektrický signál je realizována speciálními kovovými tenzometry. Pouzdro je zhotovené z nerezavějící oceli a tenzometry jsou chráněny proti vlivu okolního prostředí. Se siloměrem je pevně spojen kabel o délce 1 m.

Technické parametry:

Jmenovité zatížení:	20 kN
Napájení	5 V DC
Jmenovitý měřicí signál	10 mV
Teplotní rozsah:	-10 - +50°C

Lankový snímač MK 30 WPS-250

- výrobce Micro-epsilon



Obr. 48 - Lankový snímač zdvihu [5]

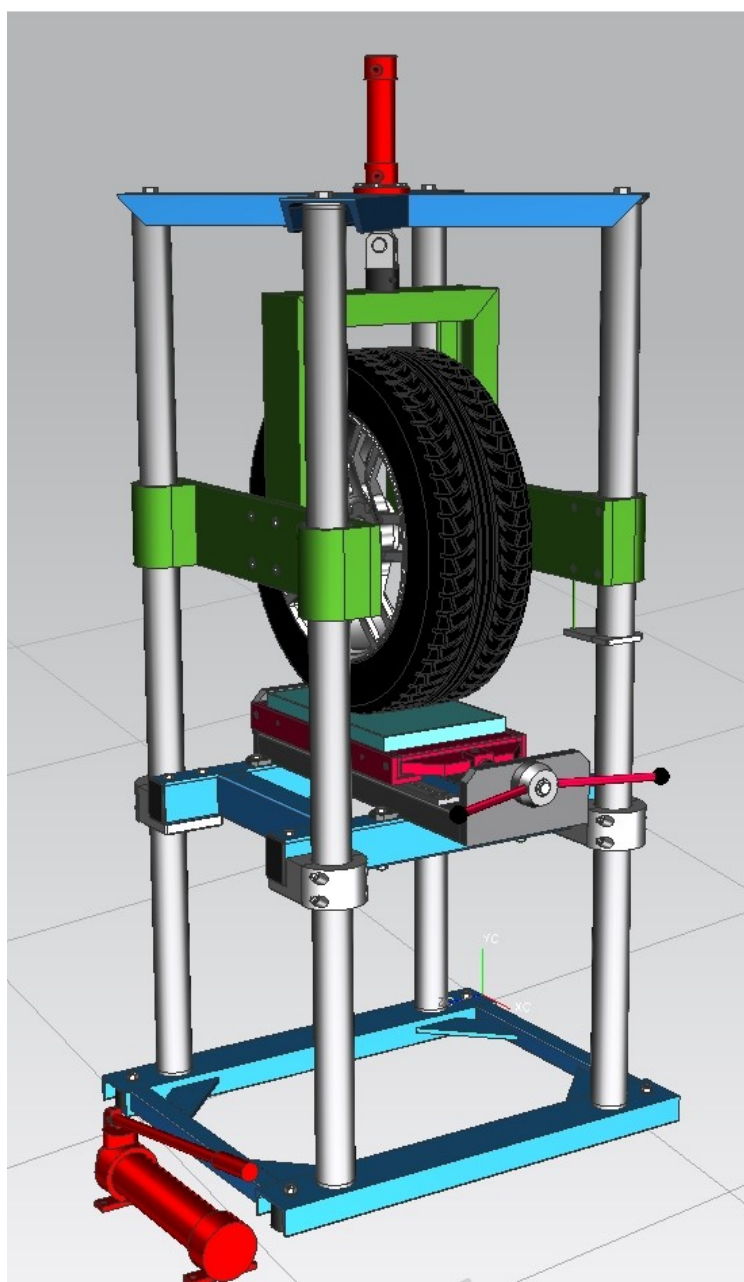
Miniaturní lankové senzory řady MK30 (obr. 48) jsou koncipovány pro sériové aplikace. Relativně velký měřicí rozsah při zachování minimálních rozměrů podstatně zvyšuje užitnou hodnotu senzoru. Nízké náklady na kus a kompaktní provedení umožňují nasazení v oblastech, ve kterých by byly standardní senzory méně hospodárné. Modelová řada MK30 disponuje volitelnými výstupními elementy, měřicími rozsahy a třídami přesnosti.

Technické parametry:

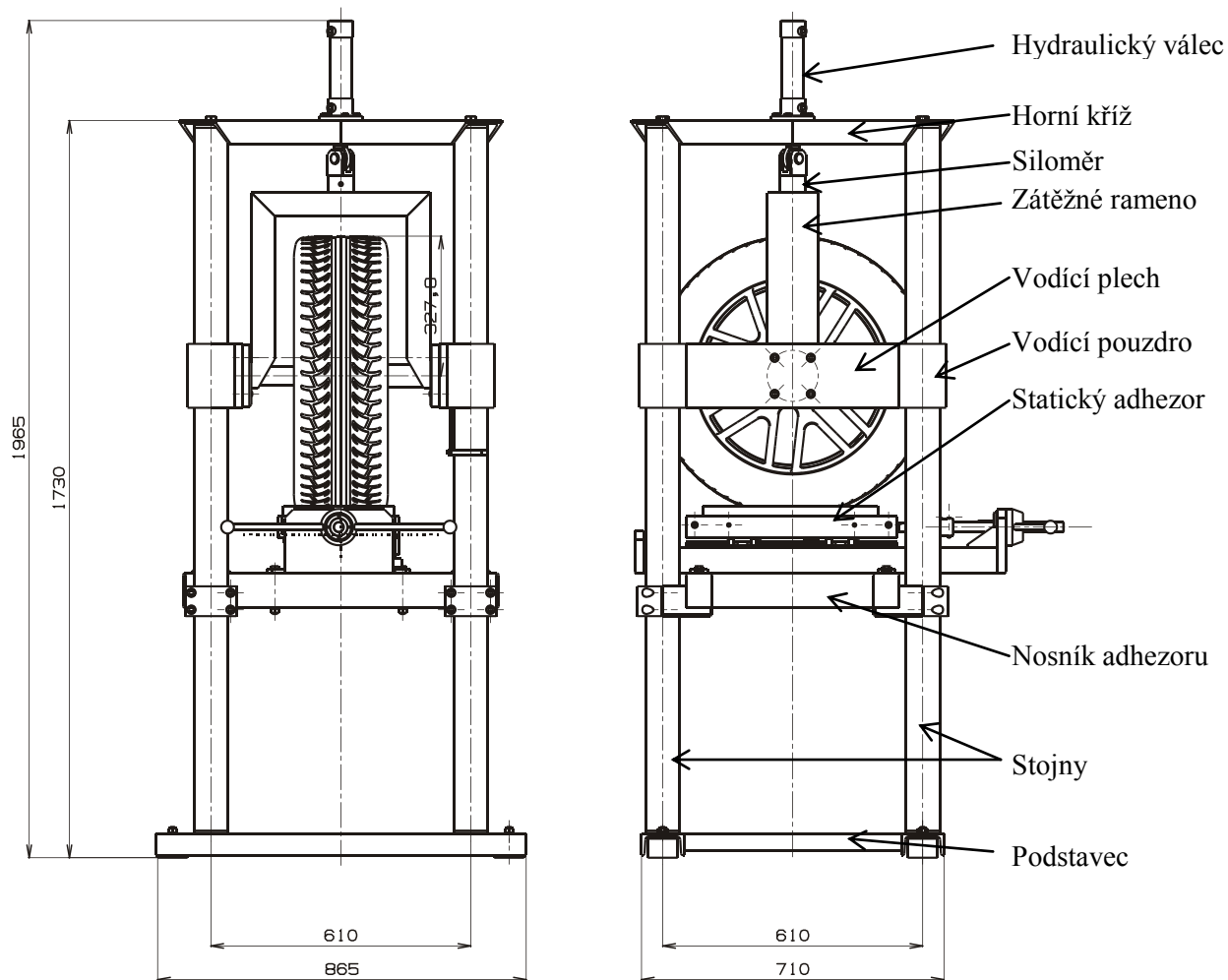
Jmenovitý zdvih	250 mm
Rozlišení	0,1 mm
Napájení	14 - 27 V DC
Výstupní napětí	0 - 10 V DC
Teplotní rozsah:	-20 - +80°C

6. Návrh nové konstrukce statického adheзору

Vzhledem k tomu, že nově navrhovaná podložka za účelem inovace statického adheзору je výrazně ovlivněná co do velikosti a provedení je vhodné, aby k návrhu podložky byl současně proveden i návrh statického adheзору. Současný statický adhezor by umožnil z konstrukčních důvodů měření kompletní charakteristiky pouze bez znalosti přítláčné síly, jelikož v případě měření obvodové a boční tuhosti musí být adhezor pevně spojen s rámem zkušební stolice a tudíž nelze snímat radiální sílu. Proto je k návrhu podložky doplněn i návrh statického adheзору umožňující měření statických charakteristik pneumatik ve všech třech základních rovinách (obr. 49).



Obr. 49 - Nová konstrukce statického adheзору



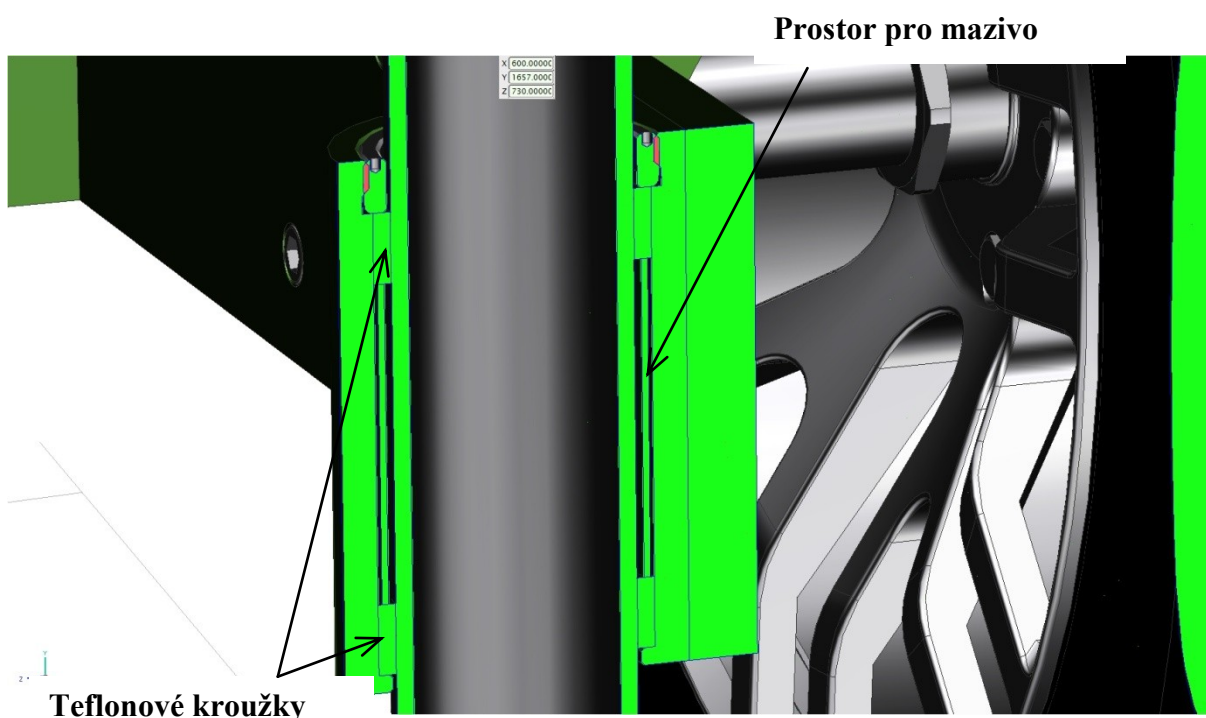
Obr. 50 - Nová konstrukce statického adheзору - rozměry

Polotovary základních dílů:

Stojny	trubka D76,2x4,5	dle ČSN 42 6750.8	mat. 17 021.6
Horní kříž	profil U120	dle ČSN 42 5570	mat. 11 373.0
Zátěžné rameno	profil U120	dle ČSN 42 5570	mat. 11 373.0
Nosník adheзору	tyč 4HR 80x60x5	dle ČSN 42 5720	mat. 11 353.0
Podstavec	profil U100	dle ČSN 42 5570	mat. 11 373.0
	tyč 4HR 40x40x3	dle ČSN 42 5720	mat. 11 353.0
Vodící plech	plech 150x20	dle ČSN 42 5310	mat. 11 373.0

Základní rám zkušební stolice tvoří čtyři stojny sloužící jako vedení a zároveň jako nosný prvek celého vybavení (obr. 50). Vzhledem k tomu že stojny slouží, jako vedení byl jako polotovar použita přesná nerezová trubka s broušeným povrchem. Na vrchní části je z čela vodících trubek upevněn kříž nesoucí obousměrný hydraulický válec sloužící jako

přítlačný a zároveň zdvihací prvek, který lze použít v případě manipulace se statickým adhezorem. V tomto případě je možné zkoušené kolo pomocí válce nadzvednout a tím zjednodušit manipulaci s adhezorem v případě změny měření z torzní tuhosti na měření boční tuhosti, kdy je potřeba statický adhezor otočit o 90°. Hydraulický válec tlačí přes snímač síly na vidlici zatěžující kolo. Přesnost vedení kola při radiálním zatížení zaručují čtyři vodící pouzdra o průměru 70 mm. Pro snížení třecích ztrát při zatěžování jsou v každém vedení použity dva vodící kroužky vyrobené z teflonu mezi kterými je dostatečně velká vzdálenost aby bylo vedení stabilní a zároveň tvoří prostor pro mazivo (51).



Obr. 51 - Detail vedení

Vzhledem k tomu že u dnešních moderních SUV vozů jsou již standardem kola o rozměru 19 až 22“ lze spodní stůl výškově posouvat a tím umožnit měření kol o velkém průměru.

6.1. Výpočet zkušební stolice

Montážní sestava zkušební stolice se skládá z několika svařovaných podsestav a z již řešeného adhezoru. Vzhledem k tomu že stolice by měla být poměrně stabilní a není zde požadavek na mobilitu, byl jako materiál na základní díly zvolen ocel. Horní ramena, přítlačné rameno a spodní rám jsou tvořeny z ocelového profilu U120 dle ČSN 42 6973, materiál 11 373.0. Rám pro uchycení statického adhezoru je tvořen z obdélníkového profilu

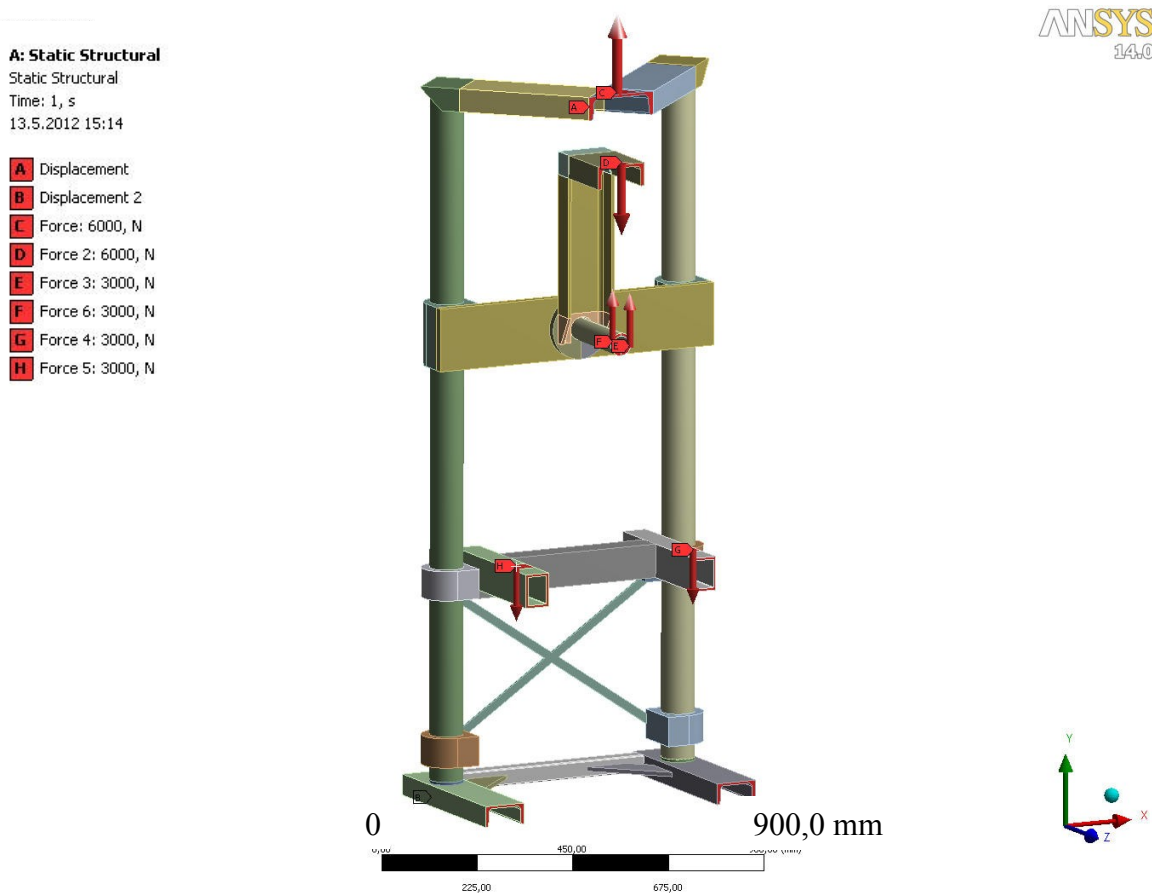
Okrajové podmínky a výpočet zatěžujících reakcí

Při výpočtu bylo uvažováno s nejhorsím měřicím stavem, tj. měření pneumatik o rozměru 22“. Vzhledem k souměrnosti stolice je opět proveden výpočet pouze ½. V dělicí rovině je rám ukotven ve směru kolmém na tuto rovinu. Rám je ukotven za nožičky v kolmém směru na plochu nožiček.

Vzhledem k tomu, že výpočet sestavy statického adhezoru byl již proveden v předchozích kapitolách, bude pro účel výpočtu zkušební stolice nahrazen pouze reakčními silami (obr.55). Opět zde bude uvažováno se třemi zátěžovými.

Stav I

Měření radiální tuhosti (obr. 52). Zatížení radiální silou 15 000 N, podložka statického adhezoru v základní střední poloze. Zatěžující radiální síla je pouze síla aplikována na pozici uchycení hydraulického válce, na rameno působení pístu válce, do osy uchycení kola a do místa uchycení sestavy statického adhezoru. Výsledky z deformačně napěťové analýzy pro stav I jsou na obr. 56 a 57.



Obr. 52 - Okrajové podmínky, stav I

Stav II

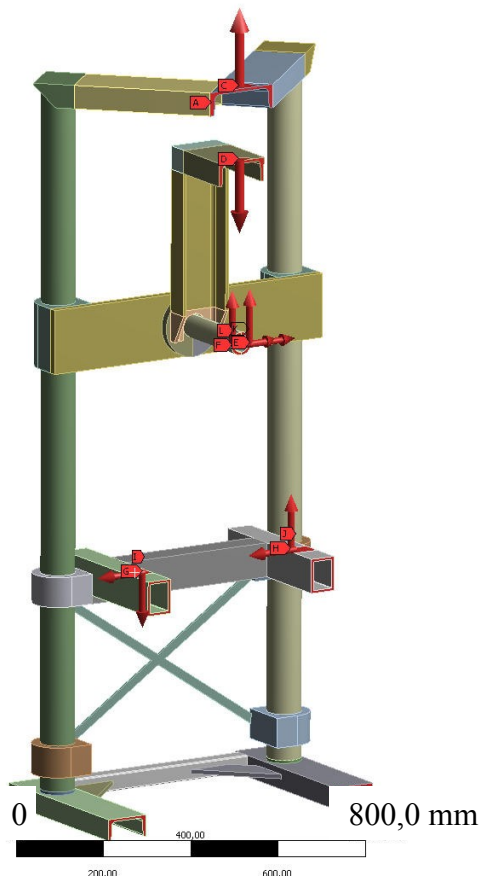
Měření torzní tuhosti (obr. 53). Sestava statického adhezoru umístěna na měřicí stoličce rovnoběžně s podélnou osou kola. Zatížení radiální silou 12000 N. Zatěžující radiální síla aplikována do míst jako při stavu I. Dále jsou aplikovány reakční síly vyvozené vychýlením desky statického adhezoru do krajních poloh. Maximální uvažovaná síla 12 000 N.

Výsledky z deformačně napěťové analýzy pro stav II jsou na obr. 58 a 59.

B: Copy of Static Structural

Static Structural 2
Time: 1, s
Items: 10 of 12 indicated
13.5.2012 15:16

- A** Displacement
- B** Displacement 2
- C** Force: 6000, N
- D** Force 2: 6000, N
- E** Force 3: 3000, N
- F** Force 9: 3000, N
- G** Force 4: 10227 N
- H** Force 5: 4227,3 N
- I** Force 6: 3000, N
- J** Force 7: 3000, N



Obr. 53 - Okrajové podmínky, stav II

Stav III

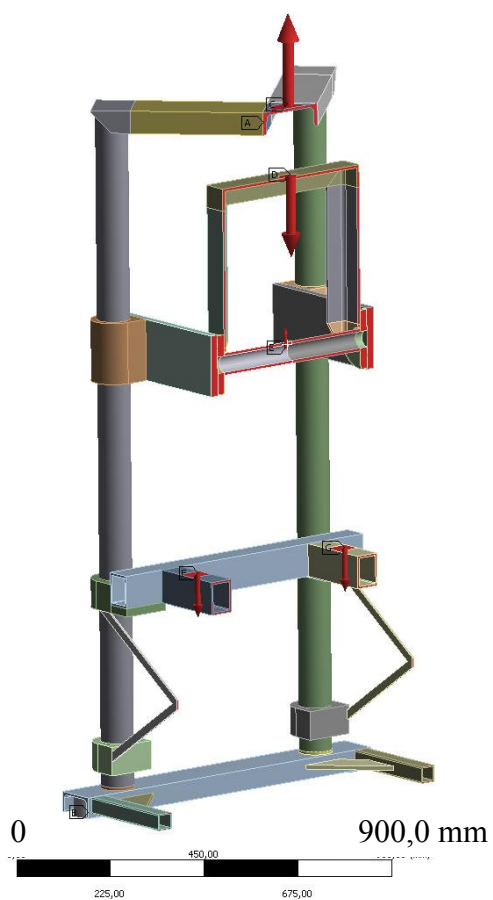
Měření boční tuhosti (obr. 54). Sestava statického adhezoru umístěna na měřicí stoličce kolmo na podélnou osou kola. Zatížení radiální silou 12000N. Zatěžující radiální síla aplikována do míst jako při stavu I. Dále jsou aplikovány reakční síly vyvozené vychýlením desky statického adhezoru do krajních poloh. Maximální uvažovaná síla 12 000N.

Výsledky z deformačně napěťové analýzy pro stav II jsou na obr. 60 a 61.

C: Copy of Static Structural

Static Structural
Time: 1, s
13.5.2012 15:20

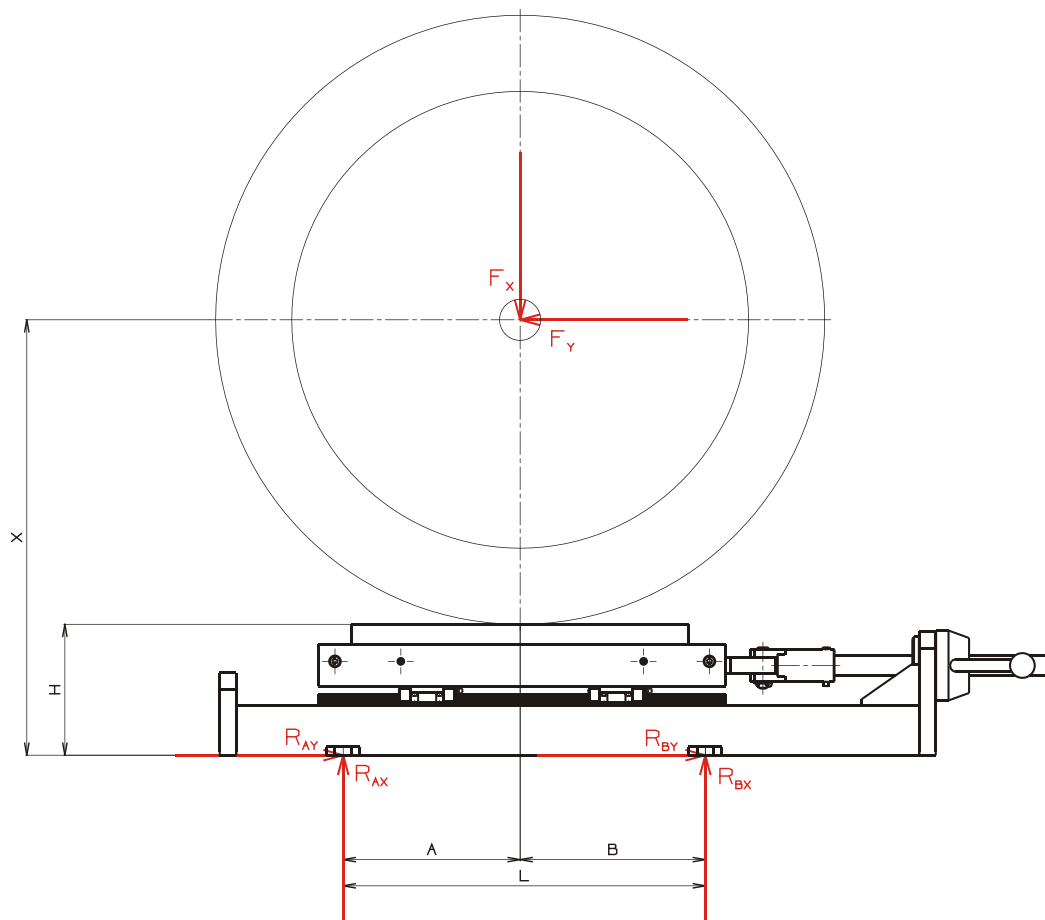
- A** Displacement
- B** Displacement 2
- C** Force: 6000, N
- D** Force 2: 6000, N
- E** Force 3: 6000, N
- F** Force 4: 3000, N
- G** Force 5: 3000, N



Obr. 54 - Okrajové podmínky, stav III

Vzhledem k použití symetrie byly aplikovány pouze poloviční zatížení.

Výpočet reakčních sil



Obr. 55 - Reakční síly

$$\sum F_X = 0 \quad F_X - R_{AX} - R_{BX} = 0 \quad (13)$$

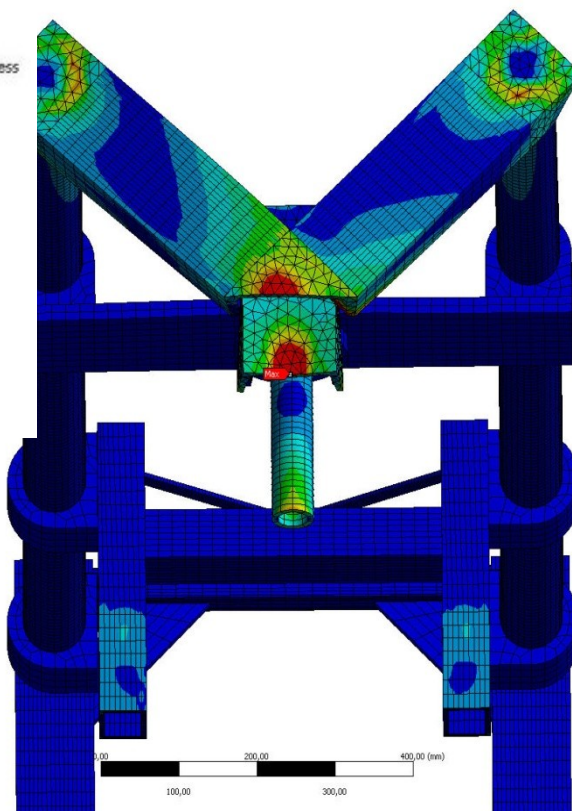
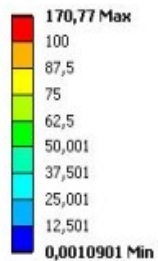
$$\sum F_Y = 0 \quad F_Y - R_{AY} - R_{BY} = 0 \quad (14)$$

$$\sum M = 0 \quad F_X \cdot A - F_Y \cdot X - R_{BX} \cdot L = 0 \quad (15)$$

Tab. 3: tabulka reakčních sil

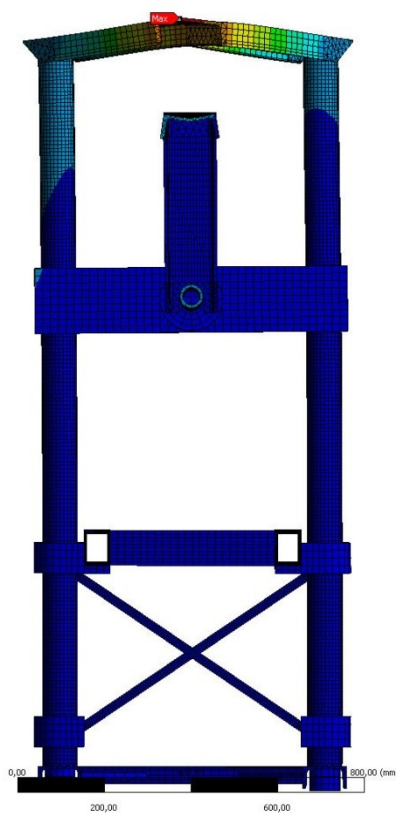
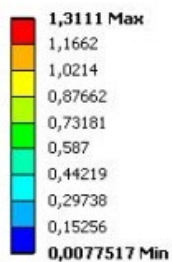
Zátěžový stav	A [mm]	L [mm]	X [mm]	F_X [kN]	F_Y [kN]	R_{AX} [kN]	R_{AY} [kN]	R_{BX} [kN]	R_{BY} [kN]
I	220	440	530	15	0	7.5	0	7.5	0
II				12	12	20.5	6	-8.5	6
III				12	-12	-8.5	-6	20.5	-6

A: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 13.5.2012 15:14



Obr. 56 - Výsledné redukované napětí "von Mises" v rámu, stav I

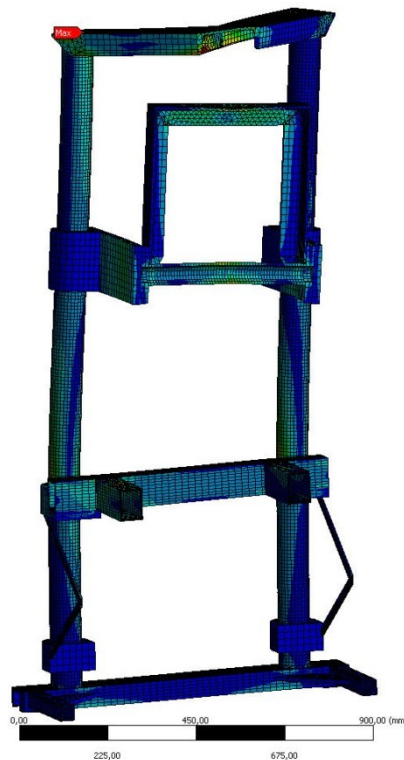
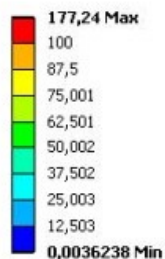
A: Static Structural
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1
 13.5.2012 15:16



Obr. 57 - Výsledná deformace v rámu, stav I

D: Copy of Copy of Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
13.5.2012 15:22

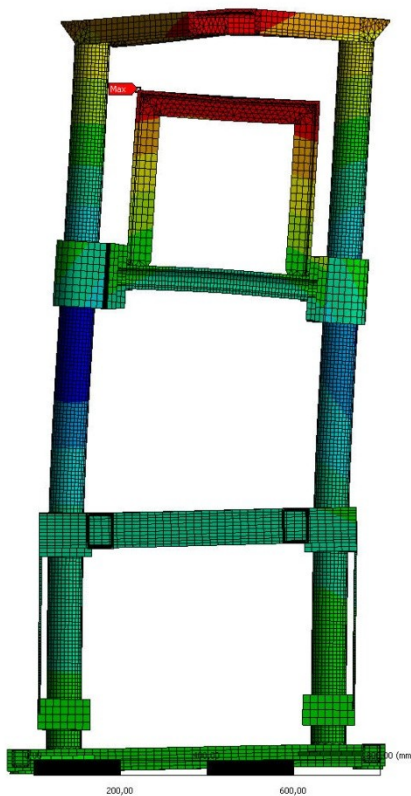
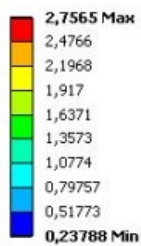
ANSYS
14.0



Obr. 60 - Výsledné redukované napětí "von Mises" v rámu, stav III

D: Copy of Copy of Static Structural
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1
13.5.2012 15:23

ANSYS
14.0



Obr. 61 - Výsledná deformace v rámu, stav III

Tab. 4: výsledné hodnoty redukovaného napětí

Stav	Materiál				Výsledné maximální napětí	Pozice	Bezpečnost	Závěr
	Označení	Mez kluzu	Mez pevnosti	Modul pružnosti v tahu				
		R_E [MPa]	R_M [MPa]	E [MPa]				
I	11 373.0	235	360-440	210000	170,8	U-profil	1,4	vyhovuje
II					177,6	U-profil	1,3	vyhovuje
III					177,2	U-profil	1,3	vyhovuje

*) bezpečnost volena k mezi kluzu R_E

Zhodnocení výsledků

V tab. 3 jsou uvedeny výstupy z výpočtu všech třech uvažovaných zátěžových stavů. Z výše uvedených výsledků je patrné, že zkušební stolice vyhovuje maximálním požadovaným zátěžovým stavům s dostatečnou bezpečností, při stavu II a III je dosaženo bezpečnosti 1,3 k mezi kluzu což znamená další 53% rezervu k mezi pevnosti. U výsledků je nutné také brát na zřetel, že se jedná pouze o lokální špičkové napětí a to v oblastech kde je skutečný stav z důvodu velikosti modelu zjednodušen.

7. Závěr a přínos pro praxi

Byla navržena konstrukce podložky statického adhezoru umožňující měřit deformační charakteristiky pneumatik při radiálním zatížení 15 kN a zároveň umožnit vychýlení podložky adhezoru v rozsahu ± 100 mm. Konstrukce se skládá z jednoduchého rámu opatřeného lineárním vedením a pohybovým mechanismem sloužícím k vychýlení podložky statického adhezoru při měření torzní a boční tuhosti. Materiál podložky byl zvolen hliníkový čtyřhranný profil. Navezena konstrukce podložky byla podrobena deformačně napěťovým analýzám s důrazem na celou konstrukci a kritická místa. Na základě výsledků hodnot napětí lze konstatovat, že zvolena konstrukce podložky je vhodně zvolena s ohledem na maximální stavy zatěžování pláště pneumatiky přitlačovaného na podložku.

Dále byl proveden návrh inovace celé konstrukce statického adhezoru, která by umožnila měřit veškeré potřebné deformační charakteristiky pneumatiky a to až do rozměru R 22“. Pro tento účel byla zvolena konstrukce základního rámu skládajícího se ze čtyř stojen nesoucí veškeré vybavení. Nosné části statického adhezoru byly pevnostně ověřeny deformačně napěťovou analýzou.

K daným návrhům byla provedena základní technická dokumentace pro výrobu podložky a nové konstrukce statického adhezoru.

Přínos pro zkušební zařízení:

- měření deformačních charakteristik: radiální, torzní a boční tuhosti
- měření plášťů pneumatik nízkoprofilových, se šířkou do 250 mm,
- měření plášťů pneumatik o poloměru 13“ až 22“.
- snímání sil vertikálních a horizontálních
- snímání deformací vertikálních a horizontálních.

Přínos pro praxi a výpočtové modelování pneumatik: měření na statickém adhezoru s navrženou podložkou poskytne dostatečně přesné průběhy deformačních charakteristik, z nich lze získat hodnoty tuhostí. Přínos pro praxi lze spatřit i v novém návrhu statického adhezoru, který vyžaduje zástavnou plochu menší než stávající statický adhezor, má menší hmotnost a je jednodušší na obsluhu.

Literatura

- [1] KRMELA, Jan. *Systémový přístup k výpočtovému modelování pneumatik I*. 1. vydání. Brno: Tribun EU, 2008. ISBN 978-80-7399-365-8.
- [2] Konstrukce pneumatiky. SAJDL, Jan. *Autolexicon* [online]. [cit. 2012-05-14]. Dostupné z: <http://cs.autolexicon.net/articles/konstrukce-pneumatiky/>
- [3] Pneumatiky - konstrukce. AUTOZNALOSTI. *Auto Znalosti* [online]. 2008 [cit. 2012-05-14]. Dostupné z: <http://www.autoznalosti.cz/index.php/podvozek-a-kola/12-pneumatiky-konstrukce.html>
- [4] TENZOMETRICKÝ SILOMĚR typ S-50. LUKAS TENZO [online]. [cit. 2012-05-15]. Dostupné z: <http://www.lukas-tenzo.cz/>
- [5] Lankové senzory WPS-MK30. *Micro-Epsilon* [online]. [cit. 2012-05-15]. Dostupné z: <http://www.micro-epsilon.cz/index.html>
- [6] S oběhovými kuličkami LinRace. T.E.A. *TECHNIK s.r.o.* [online]. [cit. 2012-05-15]. Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/linrace/>
- [7] DOČKAL, Vladimír, Jan KOVANDA a František HRUBEC. *Pneumatiky*. Vyd. 1. Praha: ČVUT, Strojní fakulta, 1998, 71 s. ISBN 80-010-1882-2.
- [8] Konstrukce, funkce a výroba pneumatiky. *Pneu servis v Rokytnici, Poradce výběru pneumatik* [online]. [cit. 2012-05-15]. Dostupné z: <http://www.pneu-asistent.cz/Konstrukce-funkce-a-vyroba-pneumatiky.html>
- [9] ČERNOCH, Svatopluk. *Strojně technická příručka*. Třinácté, upravené vydání. Praha: SNTL, 1977.
- [10] Proces výroby. *Nokian tyres* [online]. [cit. 2012-05-17]. Dostupné z: http://www.nokiantyres.cz/Produktionsprozess_copy

- [11] Základní údaje o pneumatice. *Michelin* [online]. [cit. 2012-05-17]. Dostupné z: <http://www.michelin.cz/auto-pneu/informace-doporuceni/zakladni-udaje-o-pneumatice/stavba-pneumatiky>
- [12] Historie pneumatik. *Pneu, pneumatiky, autoservis, pneuservis Praha 5, 10, autoklimatizace | pneu* [online]. [cit. 2012-05-18]. Dostupné z: <http://www.pneujenda.cz/historie-pneumatiky>

Další publikace zabývající se danou problematikou

- [13] Tire Footprint Pressure Measurement. *Tekscan* [online]. [cit. 2012-05-17]. Dostupné z: <http://www.tekscan.com/industrial/tirescan-system.html>
- [14] Static Tyre Test Machine. *Exign Technology* [online]. [cit. 2012-05-17]. Dostupné z: <http://www.exign.com/2.105-20-20static-tyre-test-machine.html>
- [15] Pressurex-micro® Green. *SENSOR PRODUCTS INC.* [online]. [cit. 2012-05-17]. Dostupné z: <http://www.sensorprod.com/pressurex-micro-green.php?app=TireTread>