



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## ZAŘÍZENÍ PRO MĚŘENÍ VÝKONU MOTOCYKLU

DEVICE FOR MOTORCYCLE ENGINE POWER MEASUREMENT

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

BC. BERNARD RAMPÁČEK

VEDOUcí PRÁCE  
SUPERVISOR

ING. ONDŘEJ MARŠÁLEK

BRNO 2014



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/14

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Bernard Rampáček

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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:

### **Zařízení pro měření výkonu motocyklů**

v anglickém jazyce:

#### **Device for motorcycle engine power measurement**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout zařízení sloužící pro měření výkonu motocyklů pomocí válcové dynamické brzdy, primárně určené k měření výkonu osobních automobilů. Provést pevnostní kontrolu navržených variant zařízení pomocí vhodných výpočetních metod a nástrojů, vypracovat kompletní výkresovou dokumentaci finálního návrhu tohoto zařízení.

Cíle diplomové práce:

- Úvodní vpravení do problematiky
- Teoretická a rešeršní část potřebná pro zvládnutí tohoto tématu
- Konkrétní konstrukční návrhy možnosti měření výkonu motocyklů pomocí válcové dynamické brzdy (primárně určené k měření výkonu osobních automobilů)
- Pevnostní kontrola navržených variant
- Vyhotovení kompletní výkresové dokumentace finálního návrhu
- Závěr

Seznam odborné literatury:


- [1] VLK, František. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel / : výkon vozidla, brzdné vlastnosti, převodová ústrojí, řízení, geometrie kol, tlumiče a pružiny, říditelnost a ovladatelnost, životnostní zkoušky, motor, zapalování, elektronické systémy. 1. vyd. Brno : Prof.Ing.František Vlk,DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2001. 576 s. ISBN 80-238-6573-0.
- [2] Motorcycle dyno models [online]. 1995 [cit. 2011-10-20]. Dynojet Research, Inc. Dostupné z WWW: <[http://www.dynojet.com/motorcycle\\_dyno/default.aspx](http://www.dynojet.com/motorcycle_dyno/default.aspx)>.
- [3] Land-and-sea [online]. 2000, 13.10.2011 [cit. 2011-10-20]. DYNO mite Motorcycle / ATV Dynamometer. Dostupné z WWW: <<http://www.land-and-sea.com/motorcycle-dyno/motorcycle-dyno.htm>>.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Ondřej Maršálek

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 17.10.2013



  
\_\_\_\_\_  
prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

  
\_\_\_\_\_  
prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan



## **ABSTRAKT**

Tato diplomová práce se zabývá problematikou měření výkonu motocyklů pomocí válcových výkonových zkušeben primárně určených k měření výkonu osobních automobilů, návrhem a porovnáním konstrukčních řešení zařízení umožňující měření výkonu motocyklu na těchto zkušebnách na základě pevnostních výpočtů využívajících MKP.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Motocykl, dynamometr, zkušebna, výkon, moment.

## **ABSTRACT**

This diploma thesis deals with the problematic of measuring motorcycle performance output using dynamometers primary designed for measuring performance output of four wheel personal vehicles, proposals and comparison of possible designs of device that enable this method of motorcycle performance output measuring by using FEA methods.

## **KEYWORDS**

Motorcycle, dynamometer, testing, power, torque.



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

RAMPÁČEK, B. *Zařízení pro měření výkonu motocyklů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 69 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Maršálek.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 30. května 2014

.....

Bernard Rampáček



## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji panu Ing. Ondřeji Maršálkovi za cenné rady a připomínky při tvorbě této práce, panu Ing. Aleši Prokopovi a panu Bc. Josefu Dluhošovi za pomoc s řešením problémů spojených s výpočtovým softwarem Ansys a dále svojí rodině, přítelkyni a přátelům za neocenitelnou podporu.



## OBSAH

Úvod .....	11
1 Základní podmínky měření výkonu motocyklu.....	12
1.1 Chlazení motoru.....	12
1.2 Ventilace a korekce dle atmosférických podmínek .....	14
1.3 Odvod výfukových plynů .....	16
1.4 Zajištění motocyklu .....	16
2 Výkonová zkušebna MAHA LPS3000.....	21
3 Konstrukční návrhy .....	23
3.1 Základní rozměry .....	23
3.2 Řešení podélného posuvu .....	26
3.3 Návrh č. 1.....	28
3.4 Návrh č. 2.....	31
4 Pevnostní porovnání návrhů .....	34
4.1 Model geometrie a svarů.....	36
4.1.1 Metody řešení svarů.....	41
4.2 Specifikace výpočtového modelu .....	43
4.3 Model okrajových podmínek .....	45
4.4 Zátěžné stavy .....	46
4.5 Způsob vyhodnocení výpočtů .....	51
4.6 Návrh č. 1.....	51
4.7 Návrh č. 2.....	53
4.8 Vyhodnocení porovnávacích výpočtů.....	55
5 Zvolený konstrukční návrh.....	56
5.1 Modifikace návrhu č. 1 .....	56
5.2 Zahnutí vlivu zbytkových napětí po svařování.....	58
5.2.1 Výpočtový model zahrnující vliv zbytkových napětí.....	60
5.2.2 Výsledné hodnoty napětí .....	62
Závěr.....	64
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	67
Seznam příloh.....	69





## ÚVOD

V laboratořích Ústavu automobilního a dopravního inženýrství Vysokého učení technického v Brně byla před dvěma lety nainstalována válcová výkonová zkušebna pro osobní automobily. Již před samotnou realizací se zvažovalo její možné využití, krom měření výkonu osobních automobilů, také pro měření výkonu motocyklů. Z tohoto důvodu jsem se ve své bakalářské práci na téma Měření výkonu motocyklu zabýval obecně touto problematikou a specifiky provázející výkonnostní měření jednostopých vozidel.

Předmětem této práce je na základě dříve získaných poznatků navrhnout zařízení umožňující realizovat měření výkonu motocyklu na zkušebně pro osobní automobily. V první části se zabývá základními podmínkami měření výkonu motocyklu, popisem konkrétní výkonové zkušebny MAHA LPS3000, na které bude měření realizováno, a rešerší pro získání klíčových rozměrů navrhovaných konstrukčních řešení daného zařízení. Dále samotnými návrhy a jejich porovnání na základě pevnostních výpočtů pomocí MKP a dle výsledků výběr vhodné varianty.



# 1 ZÁKLADNÍ PODMÍNKY MĚŘENÍ VÝKONU MOTOCYKLU

K úspěšnému měření výkonu motocyklu na válcové výkonové zkušebně je nutné zajistit několik základních podmínek, jedná se především o:

- Zajištění chlazení motoru,
- zajištění ventilace a korekce dle atmosférických podmínek,
- zajištění odvodu výfukových plynů,
- samotné zajištění měřeného motocyklu proti pohybu.

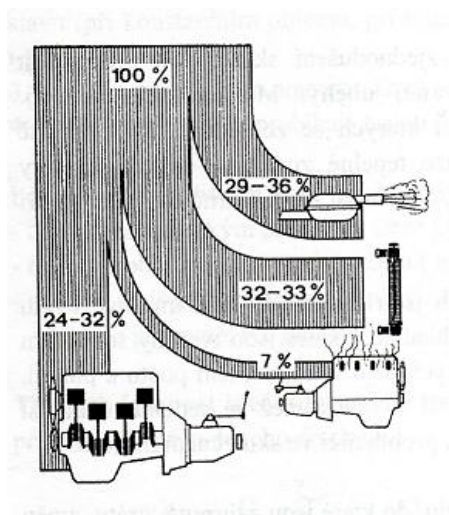
V této kapitole se zaměříme na důvody a v praxi používané metody řešení těchto problémů a zaměříme se na případné odlišnosti uzpůsobení výkonových zkušeben pro osobní automobily vůči motocyklovým.

## 1.1 CHLAZENÍ MOTORU

Motocyklové motory jsou většinou běžné spalovací motory, problémem ale je, že na efektivní práci spalovacího motoru se využije pouze část tepla přivedeného do motoru spalováním paliva. Rovnice energetické rovnováhy má tvar [1]:

$$Q_p = Q_e + Q_{chl} + Q_v + Q_{ns} + Q_o + Q_{ost}. \quad (1)$$

Kde  $Q_p$  celkové množství tepla přivedeného v palivu [J],  
 $Q_e$  teplo ekvivalentní efektivní práci motoru [J],  
 $Q_{chl}$  teplo odvedené chlazením [J],  
 $Q_v$  teplo odvedené výfukem [J],  
 $Q_{ns}$  teplo ztracené nedokonalým spalováním paliva [J],  
 $Q_o$  teplo odvedené mazacím olejem [J],  
 $Q_{ost}$  ostatní ztracené teplo (např. sáláním, teplo ekvivalentní mechanickým ztrátám a kinetické energii výfukových plynů [J].



Obr. 1.1 Energetická bilance pístového spalovacího motoru [2]

teplo přeměněné na výkon		zážehový motor
teplo přeměněné na výkon [%]		32
teplo odvedené chlazením	teplo odvedené při hoření [%]	6
	teplo odvedené při expanzi [%]	7
	teplo odvedené při výfuku [%]	15
teplo vyvolané třením pístu [%]		2
teplo odvedené výfukovými plyny a zářením [%]		38

Tab. 1 Tepelná bilance vozidlových motorů [2]



Z výše uvedeného vyplývá, že zhruba 78% dodaného tepla je odváděno chlazením a výfukovými plyny. V praxi to znamená, že pokud má motocykl naměřený výkon např. 130 kW, pak je při tomto výkonu odváděno ve formě tepla přes 316 kW, z toho samotným chlazením přibližně 114 kW. Spolu s rostoucími hodnotami měrného výkonu spalovacích motorů byli výrobci motocyklů nuceni přejít ze vzduchového na kapalinové chlazení a z důvodů omezených prostorových možností hledat způsoby, jak jej dále zefektivnit, např. pomocí přetlaku v chladicí soustavě, kdy se zvýšením tlaku o 0,1 MPa zvyšuje kritická teplota na 120°C a tím dosahují většího teplotního spádu na chladiči [1]. Ačkoliv by se mohlo zdát, že koncepčně starší a méně výkonné vzduchem chlazené motory motocyklů nemají takové nároky na chlazení vůči modernějším a výkonnějším strojům, opak je pravdou. U motocyklů v tomto případě nebývá vůbec žádná regulace chlazení a tyto motory jsou závislé především na náporovém chlazení od proudícího vzduchu během jízdy.

Během výkonových zkoušek je proto bezpodmínečně nutné zajistit proudění vzduchu pro dostatečné chlazení měřeného motocyklu. Protože však toto proudění nevzniká samotnou jízdou, motocykl je během měření vůči zemi v klidu, řeší se tento problém použitím ventilátorů, nejčastěji pak poháněných elektromotorem.



Obr. 1.2 Diagonální ventilátor používaný během výkonových zkoušek [10]

Otáčky ventilátoru mohou být případně regulovány v závislosti na otáčkách válce zkušebního zařízení. Různé otáčky ventilátoru a tím i průtoky chladícího vzduchu lze, krom samotného chlazení, využít v případě motocyklů vybavených systémem náporového sání k ovlivnění výsledných výkonových charakteristik. V těchto případech se využívá přetlaku, jinak způsobeného dynamickou složkou tlaku vzduchu během jízdy motocyklu, ke zvýšení hustoty vzduchu a plnicí účinnosti spalovacího motoru. Výsledkem je měřitelný nárůst výkonu.



## 1.2 VENTILACE A KOREKCE DLE ATMOSFÉRICKÝCH PODMÍNEK

Z důvodů porovnatelnosti a opakovatelnosti výkonových měření je nutné zjistit několik základních parametrů atmosférických podmínek. Výkon spalovacího motoru je závislý na vlastnostech dodávaného vzduchu, protože jeho spalováním ve směsi s palivem vzniká silové působení na píst a tím motor koná práci. Korekce naměřeného výkonu v tomto případě znamená zahrnutí vlivu specifických atmosférických podmínek během měření a zajištění porovnatelnosti naměřených hodnot, i pokud se tyto podmínky liší. Způsob korekce je definován dle různých norem (používané jsou především SAE, DIN, ISO, ECE, JIS), přičemž většinou platí, že porovnatelné korigované hodnoty bývají jen v rámci stejné normy.

Jak již bylo zmíněno v předcházející kapitole, jedním z těchto parametrů dodávaného vzduchu je jeho tlak, dále teplota a vlhkost. Se zvyšujícím tlakem roste hustota vzduchu, důsledkem čehož se zvětší naplnění motoru, zlepšuje se objemová účinnost a vzroste výkon [6]. Teplota má vliv na rychlost šíření plamene během spalování směsi, rovnoměrnost složení směsi, objemovou účinnost a na přenos tepla stěnami válce. S rostoucí teplotou se snižuje hustota vzduchu, roste riziko detonačního spalování a snižuje se objemová účinnost motoru, dochází však k lepšímu odpaření paliva a homogenizaci směsi. Vysoká vlhkost vzduchu snižuje podíl dostupného kyslíku pro spalování, snižuje termální účinnost motoru a snižuje střední efektivní tlak během pracovního cyklu, rovněž snižuje rychlost šíření plamene. Výhodná však může být u motorů s vysokou teplotou povrchu spalovacího prostoru, kde předchází detonačnímu spalování absorpcí tepla, které se spotřebovává na disociaci molekul vody. Pro běžná výkonová měření a případnou korekci naměřeného výkonu bývá nutné zadat pouze hodnotu tlaku a teploty. Zadání těchto hodnot do systému měřicího zařízení může probíhat automaticky – zkušební zařízení je samo změří, případně manuálně obsluhou. Způsob ventilace prostorů, kde měření probíhá, pak ovlivňuje stálost těchto podmínek. Ventilace může být buď samovolným prouděním, nebo nuceně například ventilátory. V případě samovolného proudění může být situace horší vlivem produkce odpadního tepla od chlazení motoru, které dále ovlivňuje teplotu vzduchu nasávaného motorem. Dalším činitelem mohou být exhalované výfukové plyny, v tomto případě záleží na způsobu jejich odvodu, viz následující kapitola.

Korekce naměřeného výkonu má tedy za cíl odhadnout výkon za nestandardních podmínek a nemůže být použita pro výpočet přesných hodnot. S rostoucím rozdílem v atmosférických podmínkách roste i chyba odhadu. Použitelnost korekcí je definována normami, maximální rozdíl v hodnotách podmínek je okolo  $\pm 7\%$ , přičemž výsledná vypočtená hodnota korekčního faktoru musí být v rozmezí 0.93 až 1.07. Při nesplnění těchto kritérií nejsou výsledky relevantně porovnatelné.

Příklad korekčního faktoru  $c_{fSAE}$  dle normy SAE J1349-1990 (standardizované pro 25°C, 0% vlhkost, barometrický tlak 990 hPa): [6]

$$c_{fSAE} = 1,118 \cdot \left[ \left( \frac{990}{p} \right) \cdot \left( \frac{t + 273}{298} \right)^{0,5} \right] - 0,18. \quad (2)$$

Kde  $p$  tlak vzduchu [hPa],  
 $t$  teplota vzduchu [°C].



Korekční faktoru  $c_{fDIN}$  dle normy DIN 70020-1986 (standardizované pro 20°C, 0% vlhkost, barometrický tlak 101,325 hPa): [6]

$$c_{fDIN} = \left( \frac{101,325}{p} \right) \cdot \left( \frac{t + 273}{293} \right)^{0,5} \quad (3)$$

Kde  $p$  tlak vzduchu [hPa],  
 $t$  teplota vzduchu [°C].

Korekční faktoru  $c_{fISO}$  dle normy ISO 1585-1992 (standardizované pro 25°C, tlak parciálních vodních par 10 hPa, barometrický tlak 1000 hPa): [6]

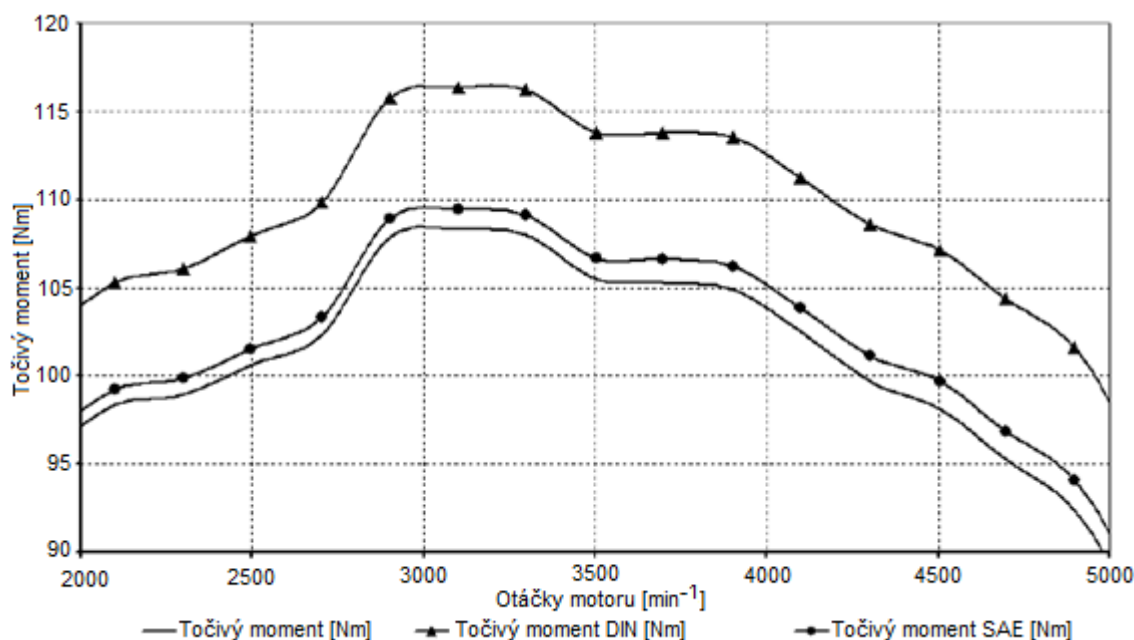
$$c_{fDIN} = \left( \frac{1000 - 10}{p - p_v} \right)^{1,2} \cdot \left( \frac{t + 273}{298} \right)^{0,6} \quad (4)$$

Kde  $p$  tlak vzduchu [hPa],  
 $p_v$  tlak parciálních vodních par [hPa],  
 $t$  teplota vzduchu [°C].

Korekční faktoru  $c_{fČSN}$  dle normy ČSN 2008-1980 (standardizované pro 25°C, 0% vlhkost, barometrický tlak 1000 hPa): [6]

$$c_{fČSN} = \left( \frac{1000}{p} \right) \cdot \left( \frac{t + 273}{298} \right)^{0,5} \quad (5)$$

Kde  $p$  tlak vzduchu [hPa],  
 $t$  teplota vzduchu [°C].



Obr. 1.3 Porovnání naměřeného průběhu točivého momentu a korigovaných hodnot dle DIN a SAE, automobilový motor Škoda 781.136 [6]



### 1.3 ODVOD VÝFUKOVÝCH PLYNŮ

Výfukové plyny produkované spalovacím motorem jsou nejen zdravotně škodlivé pro obsluhu měřicího zařízení, ale také mohou ovlivňovat vlastnosti vzduchu nasávaného spalovacím motorem, který je nutný pro jeho činnost, zvyšovat jeho teplotu, tím snižovat jeho hustotu, a snižovat podíl kyslíku v něm obsaženém, ve výsledku snižovat naměřený výkon. V praxi existují 2 základní způsoby odvodu výfukových plynů. Lze využít samovolného proudění vzduchu v prostorách zkušebny, případně spolu s využitím proudění vzniklého od chladících ventilátorů (viz kapitola 1.1). Bezpečnějším a z hlediska menšího vlivu na atmosférické podmínky v prostoru výkonové zkušebny, lepším řešením je pak použití odsávacího systému přímo pro výfukové plyny s odvodem mimo tyto prostory.

### 1.4 ZAJIŠTĚNÍ MOTOCYKLU

V této kapitole se zaměříme na největší rozdíl mezi výkonovými zkouškami automobilů a motocyklů a tím je zajištění měřeného vozidla vůči válcům zkušebny. Během výkonových zkoušek automobilu nebývá běžně nutné tento problém složitě řešit, automobily jsou z podstaty své dvoustopé konstrukce stabilní, vůči podávaným výkonům relativně hmotné a navíc je výkon přenášen minimálně dvěma, případně všemi čtyřmi koly na měřicí vále zkušebny. Zajištění se proto provádí většinou pouze z bezpečnostních důvodů pro případ poruchy měřicího zařízení, či samotného automobilu. K problémům s prokluzem hnaných kol na měřicích válcích běžně nedochází, protože tíhová síla připadající na jedno kolo automobilu bývá i násobně větší oproti celkové tíhové síle motocyklu, není proto běžně nutné zvětšovat tuto sílu přidáváním závaží, případně vyvoláváním předpětí stahovacími popruhy. Maximální přenesitelná obvodová síla  $[N]$  z pneumatiky na měřicí válece je určena vztahem [1]:

$$F_{S,max} = \mu_v \cdot N. \quad (6)$$

Kde  $\mu_v$  součinitel valivé přilnavosti [-],  
 $N$  tlaková síla, kterou působí podložka na těleso  $[N]$ .

Tlaková síla  $N$  je reakcí podložky, v našem případě měřicího válce, na tíhovou sílu  $G$   $[N]$  způsobenou tíhovým zrychlením působícím na hmotu automobilu připadající na jedno kolo:

$$G = m \cdot g. \quad (7)$$

Kde  $m$  váha tělesa  $[kg]$ ,  
 $g$  tíhové zrychlení  $[m/s^2]$ , běžně uvažujeme  $9,81 m/s^2$ .

Dále dle Amontonových zákonů tření (analogické pro maximální obvodovou sílu):

1. Třecí síla je přímo úměrná normálové síle,
2. Třecí síla nezávisí na velikosti plochy kontaktu.

Vyplývá hlavní důvod problémů s prokluzem při výkonových měření motocyklů je způsoben rozdílem v hmotnosti oproti automobilům a také tím, jak již bylo zmíněno, že veškerá síla, kterou motocykl působí na válce zkušebny, je přenášena pouze jedním kolem. Řešením proto v praxi bývá využití tíhy obsluhy měřicího zařízení - během výkonových zkoušek sedí na motocyklu. Tohoto se využívá především u slabších strojů při měření tzv. dynamického výkonu, kdy je motocykl zatížen pouze setrvačností rotujících částí zkušebny.



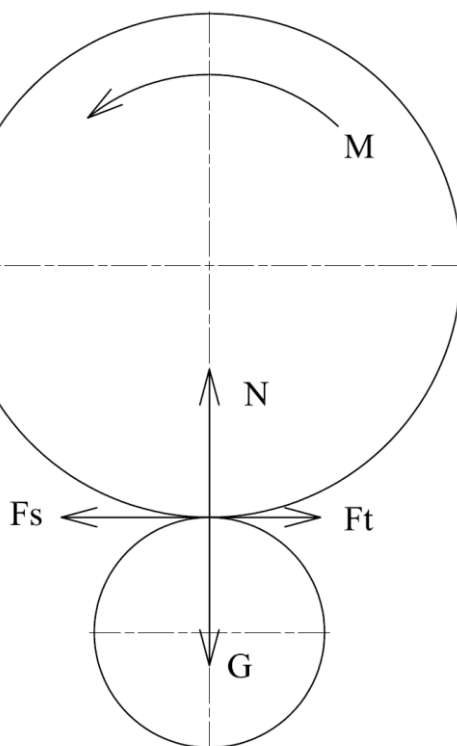
V případě výkonnějších strojů a dále také při měření tzv. statického výkonu během zatěžování motocyklu brzdým momentem dynamometru se využívá zvýšení tlakové síly mezi zkušebnou a motocyklem pomocí stahovacích popruhů, nebo snížení tlaku vzduchu v pneumatice. Nižší tlak způsobí mírné zlepšení koeficientu tření a naopak větší zatížení snižuje koeficient tření. Bohužel, jak nižší tlak, tak větší tlaková síla zvětšují valivý odpor rotujícího kola, tím zvyšují celkové výkonové ztráty a zkrslují výsledné naměřené hodnoty. [5] Valivý odpor [N] lze vyjádřit rovnicí [1]:

$$F_R = \xi \cdot \frac{N}{R} \quad (8)$$

Kde  $\xi$  rameno valivého odporu [m],  
 $N$  tlaková síla, kterou působí podložka na těleso [N],  
 $R$  poloměr kola [m].

Nižší tlak vzduchu v pneumatice zvětší rameno valivého odporu, protože tuhost pneumatiky bude nižší a tím vzroste i její deformace.

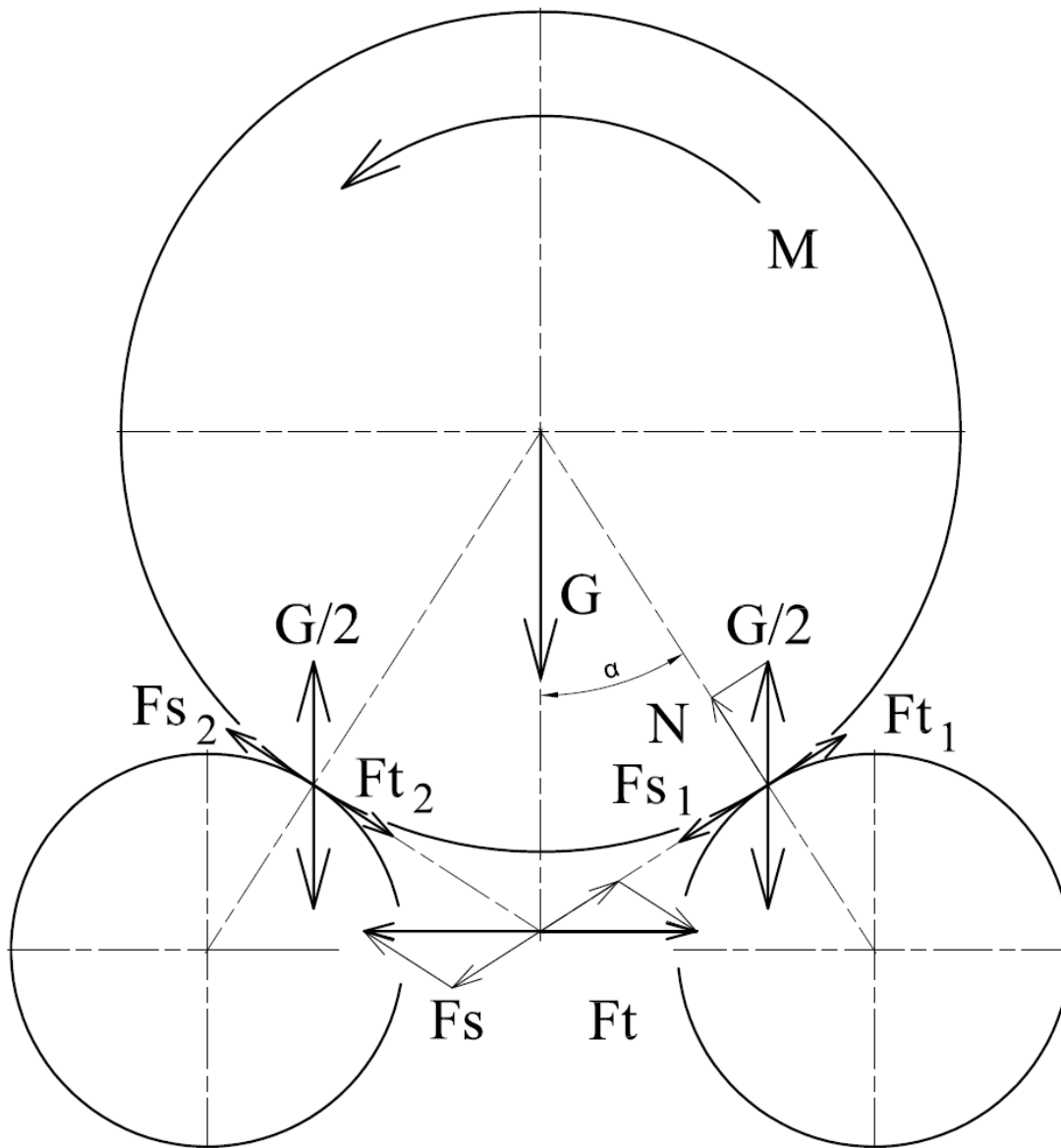
Značný vliv na situaci má i uzpůsobení válců zkušebny. Rozlišujeme monoválcové a duoválcové zkušebny, podle počtu válců, které jsou v kontaktu s pneumatikou vozidla. Jednoznačně lepší podmínky poskytují monoválcové zkušebny. V tomto případě je průmět svislice tíhové síly v praxi nejbližší ideálu, proto dosáhneme i větší maximální přenositelné obvodové síly. Riziko prokluzu je tedy menší a potřeba druhotných opatření je minimalizována. Válec monoválcové zkušebny bývá běžně většího průměru, lépe tak simuluje kontakt pneumatiky s vozovkou, dochází k menším deformacím pláště kola a ve výsledku menších ztrát vlivem valivého odporu.



Obr. 1.4 Silové působení z hlediska trakčních vlastností monoválcové zkušebny



U duoválcových zkušeben se používají 2 válce menších průměrů, než v případě monoválcových. Samotné válce jsou levnější na výrobu, jejich uložení přenáší menší síly, protože zatížení se v tomto případě rozloží na oba válce. To však na sebe váže i značnou nevýhodu. Normálová síla ovlivňující velikost maximální přenositelné síly je totiž průmětem podílu tíhové síly do roviny kontaktu pneumatiky s měřícím válcem.



Obr. 1.5 Silové působení z hlediska trakčních vlastností duoválcové zkušebny

Situaci lze zjednodušeně demonstrovat dle obr. 1.5. Normálová síla působící v jednotlivém místě kontaktu pneumatiky s měřícím válcem je v tomto případě:

$$N = \frac{G}{2} \cdot \cos \alpha. \quad (9)$$

Kde  $G$  tíhová síla motocyklu připadající na dané kolo [N],  
 $\alpha$  úhel mezi normálou tíhové síly a spojnicí středu kola s válcem zkušebny [°].



Výslednou maximální přenositelnou sílu  $F_S$  můžeme získat buď vektorovým součtem složek této síly  $F_{S1}$  a  $F_{S2}$ , případně dle vztahu:

$$F_S = 2 \cdot F_{S1} \cdot \cos \alpha = G \cdot \mu_v \cdot \cos^2 \alpha. \quad (10)$$

Jak je patrné, velikost přenositelné, potažmo normálové síly je závislá na úhlu  $\alpha$ . Protože válce zkušebny připadající na jednu nápravu mají konstrukcí danou pevnou osovou vzdálenost, je velikost tohoto úhlu ovlivněna průměrem kola měřeného automobilu, respektive motocyklu. Lepší podmínky v tomto případě budou, pokud bude úhel  $\alpha$  co nejmenší, čili průměr kola vůči průměru zkušebních válců co největší, případně osová vzdálenost válců zkušebny co nejmenší. Oproti monoválcovým zkušebnám však stále existuje větší riziko deformací pneumatiky.



*Obr. 1.6 Deformace pneumatiky automobilu během výkonové zkoušky na dvouválcové zkušebně [10]*

Tyto energetické ztráty se během výkonových zkoušek přeměňují v teplo, které dále snižuje koeficient tření mezi pneumatikou a měřicími válci zkušebny. Největší množství tepla se pak generuje v případě prokluzu, kdy překonáme maximální přenositelnou sílu a přivedená energie se maří právě ve formě tepla. Vysoké teploty mohou ve velice krátkém čase poškodit pneumatiku vozidla, případně negativně ovlivnit složení směsi běhounu. Proto někteří výrobci motocyklových pneumatik zakazují použití pneumatiky po výkonových zkouškách na válcové zkušebně.

Základní problém vyplývá ze samotného rozdílu konstrukce motocyklu a automobilu, jednostopý vůči dvoustopému. Zejména z bezpečnostních důvodů je nutné motocykl zajistit proti samovolnému pohybu během výkonových zkoušek. Principiálně se jedná o použití stojanu, který udržuje motocykl v kolmé poloze vůči zkušebně, brání motocyklu v pádu a případně předchází možnému dopřednému pohybu při poruše ať již samotného motocyklu, nebo zkušebního zařízení. Zároveň musí být zajištěn podélný posuv pro různé rozvory měřených motocyklů. Příklady konstrukčních provedení jsou ilustrovány obr. 1.7 a 1.8.



*Obr. 1.7 Zajištění polohy motocyklu konstrukcí fy MAHA*



*Obr. 1.8 Zajištění polohy motocyklu konstrukcí fy Land and Sea [10]*



## 2 VÝKONOVÁ ZKUŠEBNA MAHA LPS3000

V úvodu zmíněná výkonová zkušebna nacházející se v laboratořích Ústavu automobilního a dopravního inženýrství je zařízení výrobce MAHA Consulting s.r.o. typu LPS 3000. V tomto konkrétním případě je zkušebna v provedení duoválcovém, dvouosém, s vířivými elektrickými dynamometry pro každou nápravu. Principiálně se jedná o 2 navzájem nezávislé zkušební zařízení, variabilita rozvoru je zajištěna hydraulickým posuvem přední části zkušebny. Náběžné válce jsou spojeny kardanovou hřídelí spolu s vířivým dynamometrem výrobce Telma, typu VD310664. Podrobné parametry této zkušebny jsou uvedeny v tab. 2. Úběžné válce jsou pouze vodící, navzájem nezávislé.



*Obr. 2.1 Válcová výkonová zkušebna MAHA LPS 3000 R100/2, VUT Brno*

Chlazení motoru během výkonových zkoušek je momentálně zajištěno tangenciálním ventilátorem poháněným elektromotorem o výkonu 2200 W. Korekci dle atmosférických podmínek provádí software zkušebny automaticky na základě přímo změřených hodnot absolutního tlaku a teploty vzduchu v prostoru zkušebny pomocí vlastních čidel, způsob korekce (viz kapitola 1.2) je pak na libovůli obsluhy měřicího zařízení. Pro odvod výfukových plynů je v současnosti využíváno pouze samovolné proudění spolu s proudem vzduchu od chladicího ventilátoru motoru, plánováno je však nucené odsávání ventilačním systémem mimo prostory zkušebny, které bude v blízké době realizováno.

Z důvodu nemožnosti ovlivnění problémů spojených se samotnou koncepcí zkušebny bude tedy hlavním cílem řešení zajištění motocyklu proti samovolnému pohybu.



Základní parametry této zkušebny jsou:

Tab. 2 Technické údaje vozidlové zkušebny MAHA LPS 3000 R100/2 [12]

Maximální zkušební rychlost [km.h <sup>-1</sup> ]	260
Maximální výkon na nápravu [kW]	
- Statický	260
- Dynamický	400
Maximální hmotnost na nápravu [kg]	1200
Průměr válců [mm]	318
Šířka válců [mm]	750
Osová vzdálenost měřících válců [mm]	540
Rozchod kol [mm]	800 - 2300
Minimální rozvor [mm]	2000
Maximální rozvor [mm]	3000
Minimální průměr kola vozidla [mm]/[palec]	305/12
Rozsah otáček [min <sup>-1</sup> ]	0 – 10 000
Rozsah měření rychlosti [km.h <sup>-1</sup> ]	0 - 260
Rozsah měření sil [kN]	2x 0 - 6
Přesnost měření výkonu na kole [%]	± 2 z naměřené hodnoty
Celková hmotnost [kg]	1500
Tlakový vzduch [bar]	min. 6 - 8



Obr. 2.2 Tangenciální chladicí ventilátor



Obr. 2.3 Detail válců zkušebny





Běžné moderní sportovní motocykly mají rozvor kol v rozmezí 1350-1400 mm, u velkých, těžkých cestovních a dálkových strojů může hodnota rozvoru překonat i 1700 mm. Naopak stroje menších kubatur mohou mít rozvor v rozmezí 1200-1300 mm. Rozhodnul jsem se tedy, že navržené konstrukční varianty musí umožňovat nastavení v rámci 1200-1800 mm.

### ROZMĚRY PŘEDNÍCH PNEUMATIK MOTOCYKLU

Dalším z určujících rozměrů jsou možné rozměry předních pneumatik motocyklu, respektive celého kola. Pro naše účely zejména celkový průměr a šířka. Pneumatiky bývají běžně značeny dle evropské normy ETRTO (European Tyre and Rim Technical Organisation). Varianty značení mohou být: [1]

180 / 55 ZR 17 TL

*Obr. 3.3 Značení rozměru pneumatik, varianta 1*

Kde: 180 šíře pneumatiky v milimetrech,  
 55 profilové číslo (poměr výšky k šířce - 55:100), zde je výška 99 mm,  
 Z kategorie rychlosti (v tomto případě Z > 240 km/h),  
 R radiální konstrukce,  
 17 průměr ráfku v palcích,  
 TL bezdušová pneumatika (tubeless).

3,50 – 18 62P TT reinforced

*Obr. 3.4 Značení rozměru pneumatiky, varianta 2*

Kde: 3,50 šíře pneumatiky v palcích,  
 - diagonální konstrukce pláště,  
 18 průměr ráfku v palcích,  
 62 radiální konstrukce,  
 P kategorie rychlosti (v tomto případě P=150km/h),  
 reinforced zvýšená možnost zátěže pneumatiky,  
 TT nutné použít duši (tubetype).

MT 90 16 T 71 H TL

*Obr. 3.5 Značení rozměru pneumatiky, varianta 3*

Kde: M motocyklová pneumatika,  
 T symbol pro šířku pneumatiky (T=5,10 palce),  
 90 profilové číslo (poměr výšky k šířce - 50:100),  
 16 průměr ráfku v palcích,  
 T tvar okraje ráfku,  
 71 index nosnosti,  
 H kategorie rychlosti (v tomto případě H=210km/h),  
 TL bezdušová pneumatika (tubeless).



Šírky předních běžně používaných motocyklových pneumatik se pohybují v rozmezí 60-150 mm, silniční sportovní motocykly pak mají přední pneumatiky nejčastěji šířky 120 mm. Celkový průměr kola [mm] získáme dle vztahu:

$$D_{kolo} = D_{ráfek} \cdot 25,4 + 2 \cdot \frac{100}{N_{profil}} \cdot W_{pneu} \quad (11)$$

Kde  $D_{ráfek}$  průměr ráfku [palec],  
 $N_{profil}$  profilové číslo [-],  
 $W_{pneu}$  šířka pneumatiky [mm].

Samotná hodnota celkového průměru je důležitá zejména z důvodu souvisejícího uspořádání brzd motocyklu.

### ROZMĚRY A USPOŘÁDÁNÍ PŘEDNÍ BRZDY MOTOCYKLU

Jelikož je hlavním úkolem přípravku zajistit polohu motocyklu skrz působení na přední kolo motocyklu, je potřeba předejít interakci s komponenty brzdového systému motocyklu. Např. případné axiální silové působení by mohlo způsobit deformaci brzdového kotouče, důsledkem by v extrémním případě mohlo být i porušení jeho celistvosti či jeho uchycení na náboj kola. Při následné jízdě na motocyklu po výkonové zkoušce by mohlo dojít k ohrožení zdraví a života jezdce. Nejčastěji používané typy brzd na motocyklech jsou v dnešní době brzdy kotoučové. V minulosti používané brzdy bubnové většinou nepředstavují skrz konstrukční uspořádání – uvnitř náboje kola – problém. Situace je horší u kotoučových brzd. Zejména vysoce výkonné silniční motocykly jsou vybaveny kotouči velkých průměrů po obou stranách předního kola. Důvodem je přenos sil během brždění, kdy je přední kolo schopno přenést větší brzdovou sílu, než zadní. Z tohoto důvodu jsou tomu přední brzdy uzpůsobené.



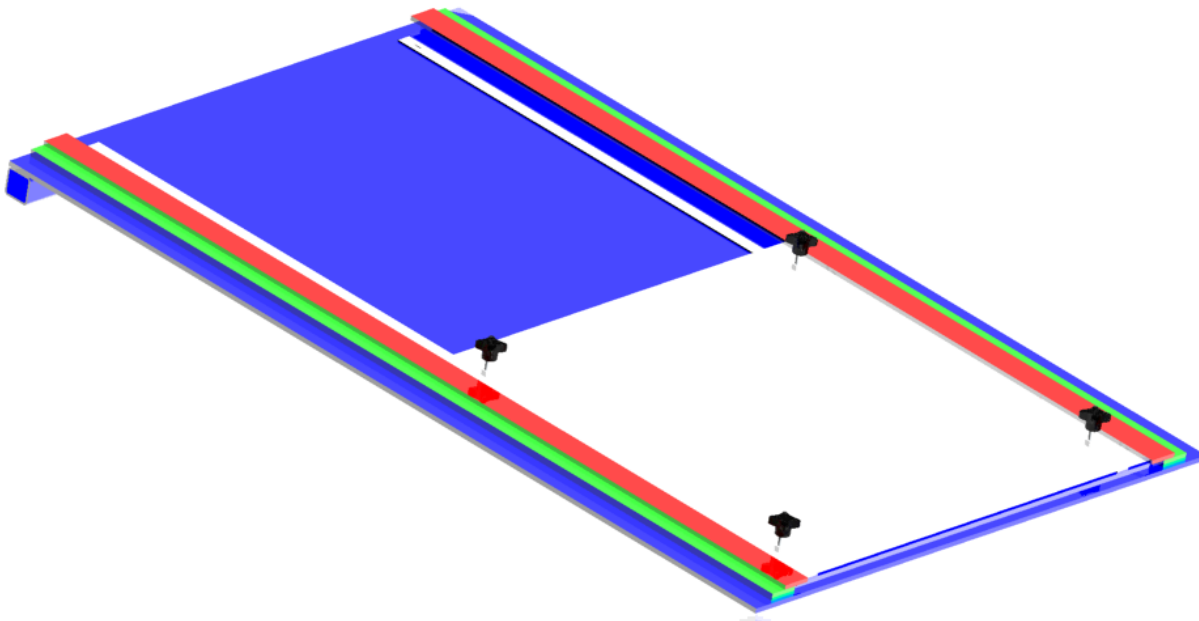
Obr. 3.6 Příklad uzpůsobení brzdového systému motocyklu Suzuki GSX-R 1300 Hayabusa [17]

Maximální průměry brzdových kotoučů používaných na běžně dostupných motocyklech dosahují hodnot 330 mm, v návaznosti na průměr předního kola musí být přípravek navržen tak, aby nemohlo dojít ke kontaktu se součástmi brzdového systému.



### 3.2 ŘEŠENÍ PODÉLNÉHO POSUVU

Pro zajištění rozsahu možných rozvorů kol měřených motocyklů je nejprve nutné vyřešit podélný posuv přípravku vůči válcům zkušebního zařízení. Z důvodu nízké zástavbové výšky a plánovaného umístění na přední část výkonové zkušebny byl navrhnout tento způsob:

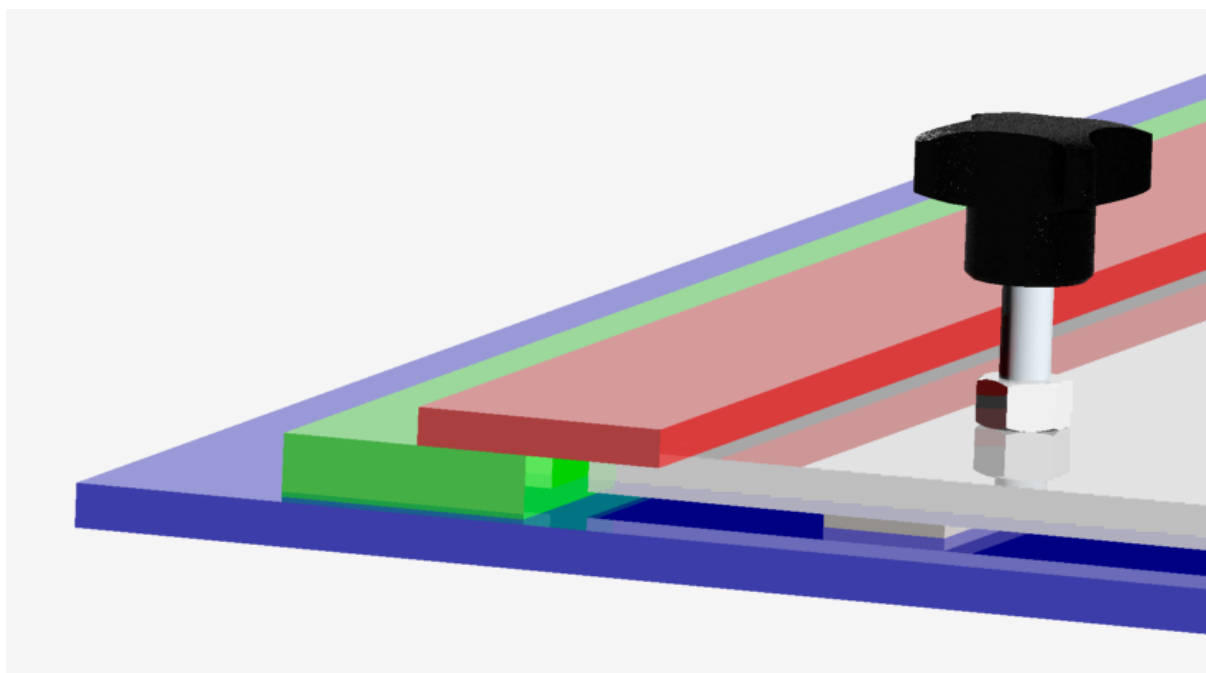


*Obr. 3.7 Návrh způsobu podélného posuvu přípravku*

Nízká zástavbová výška, spolu se zamýšleným umístěním, je nutná z důvodu možnosti ponechání konstrukce posuvu přímo na výkonové zkušebně i v případě měření výkonu osobního automobilu. V opačném případě by mohlo dojít během ustavení vozidla na zkušebně ke kontaktu s touto konstrukcí a poškození některého z konstrukčních celků automobilu (např. nárazník, rám, náprava). Aretace zvolené polohy celého přípravku vůči konstrukci posuvu je řešena čtyřmi šrouby M8, jejichž utáhnutím vznikne předpětí mezi posuvnou základnou přípravku a vodícími plechy podélného posuvu. Případné silové působení na přípravek pak musí překonat třecí síly v těchto kontaktních plochách, jejichž velikost lze ovlivnit samotným utažením zmíněných šroubů. Pro zajištění jinak snadné manipulace jsou v kontaktních plochách pod těmito šrouby umístěny úzké pásy nerezového plechu přichycené k základně zápustnými šrouby. Základna této konstrukce může být spojena s krycími plechy zkušebny buď pomocí svarů, nebo lépe, z důvodu možné demontovatelnosti, šrouby.

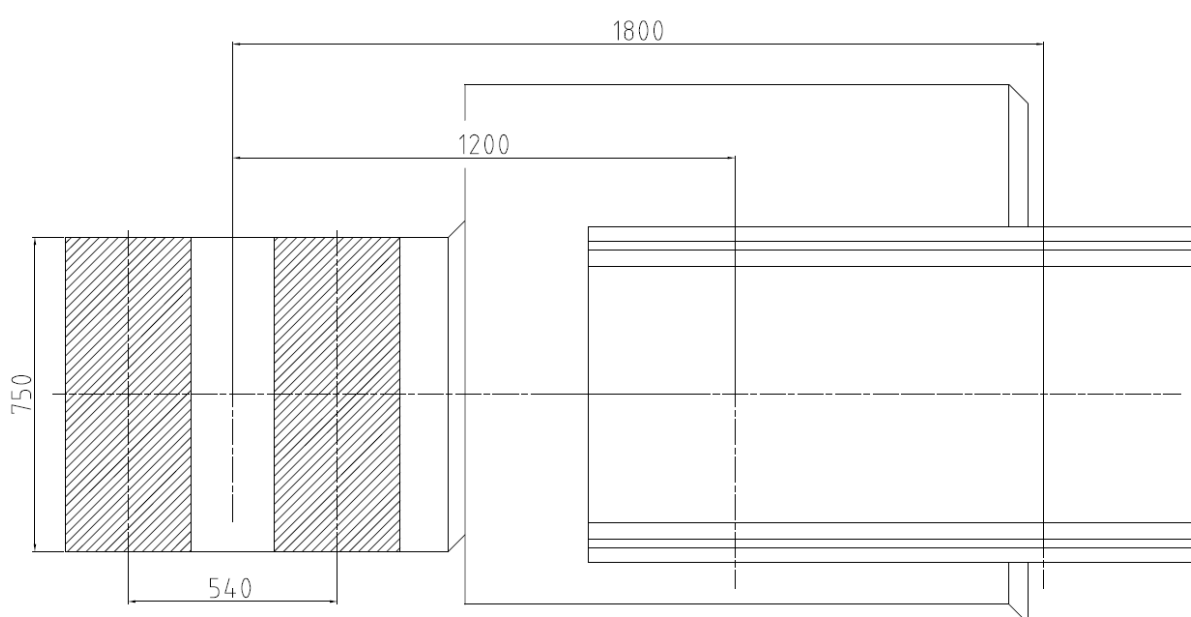


*Obr. 3.8 Řešení podélného posuvu, čelní pohled*



Obr. 3.9 Detail vedení posuvu

Vzhledem k uzpůsobení výkonové zkušebny v prostorách laboratoří VUT – mezi ochrannými kryty zkušebního zařízení a podlahou existuje 40 mm vysoký schod a zároveň zajištění daného rozsahu rozvorů kol motocyklů je nutné vypodložení konce plechu, tvořícího základnu konstrukce podélného posuvu, profilem kompenzujícího tento výškový rozdíl. Výsledné uspořádání je vyobrazeno na obr. 3.10. Rozměry konstrukce byly uzpůsobeny zamýšlenému rozsahu rozvorů kol měřených motocyklů, viz předchozí kapitola, s přihlédnutím k prostorovým skutečnostem výkonové zkušebny. Tento způsob řešení podélného posuvu je totožný pro všechny následující konstrukční návrhy samotného přípravu zajišťujícího polohu motocyklu. Celková váha této sestavy je 70 kg.

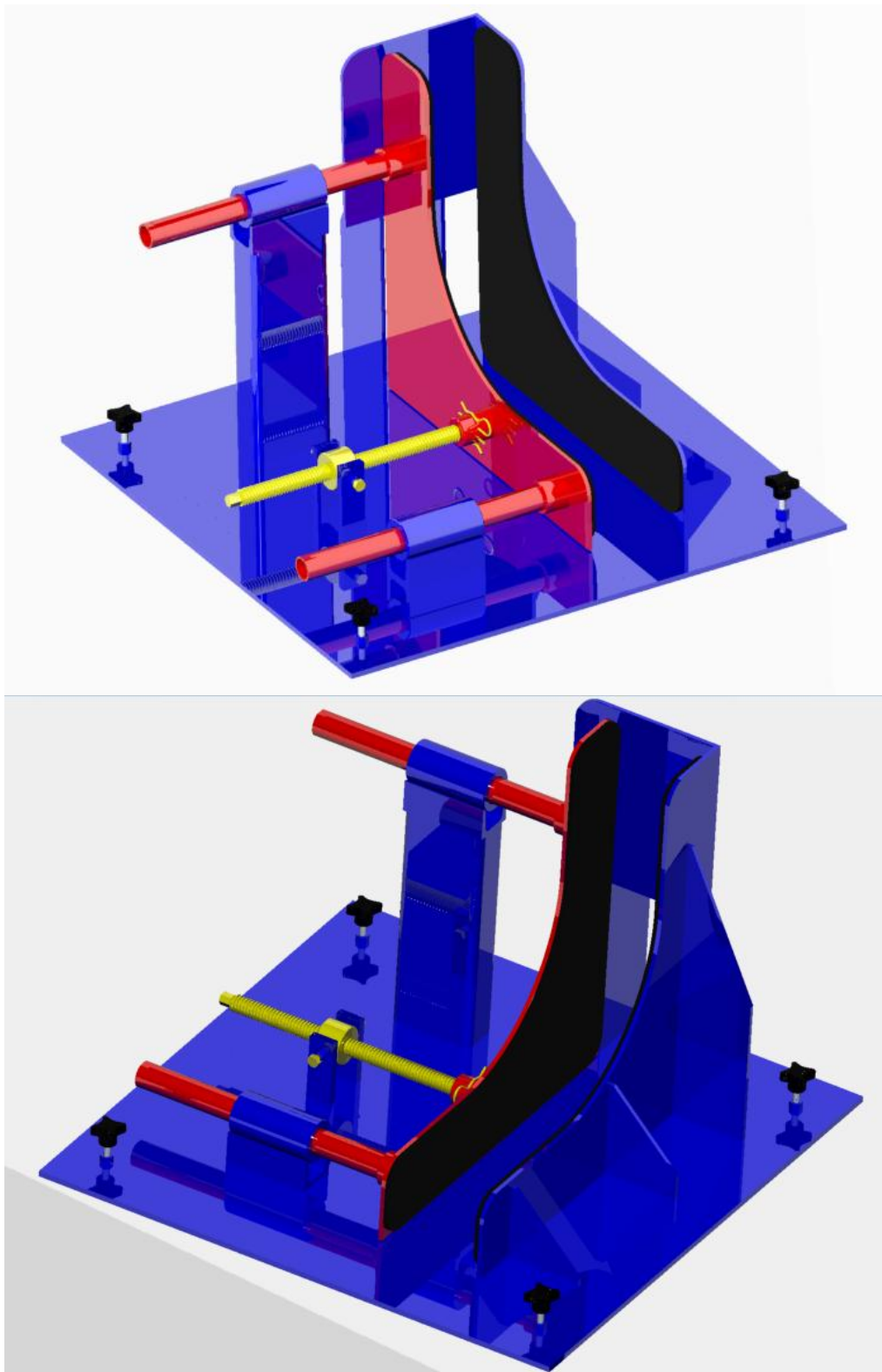


Obr. 3.10 Situační plán umístění konstrukce podélného posuvu vůči válcům zkušebny



### 3.3 NÁVRH Č. 1

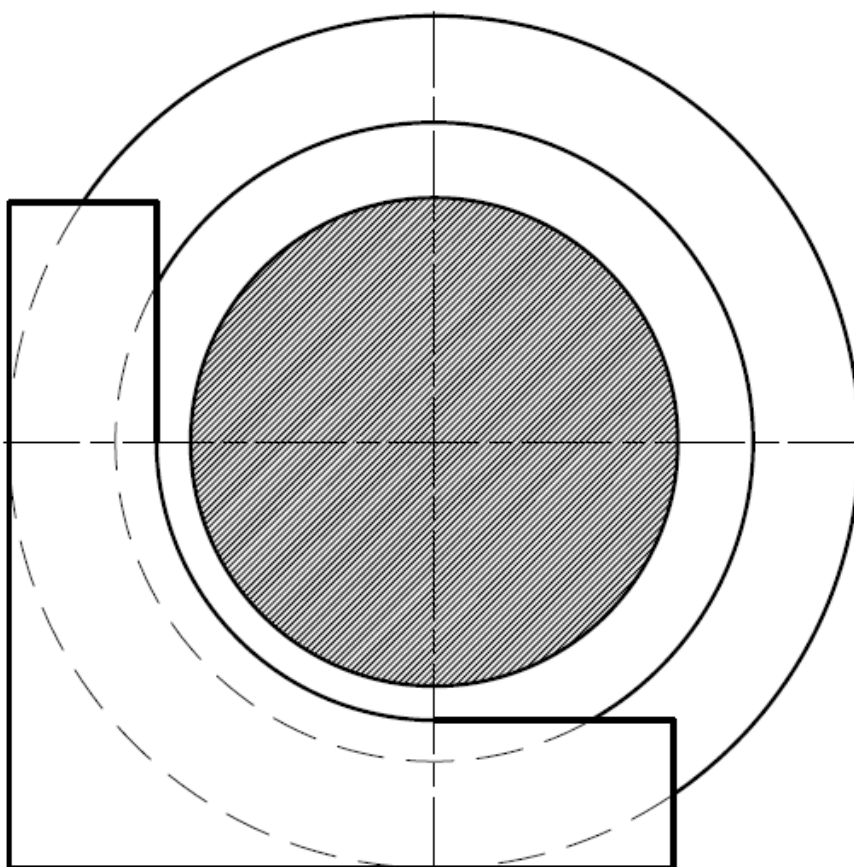
První návrh vychází z konstrukčního řešení samotné společnosti MAHA, jež je výrobcem daného zkušebního zařízení. Viz obrázek 1.7.



Obr. 3.11 Návrh č. 1

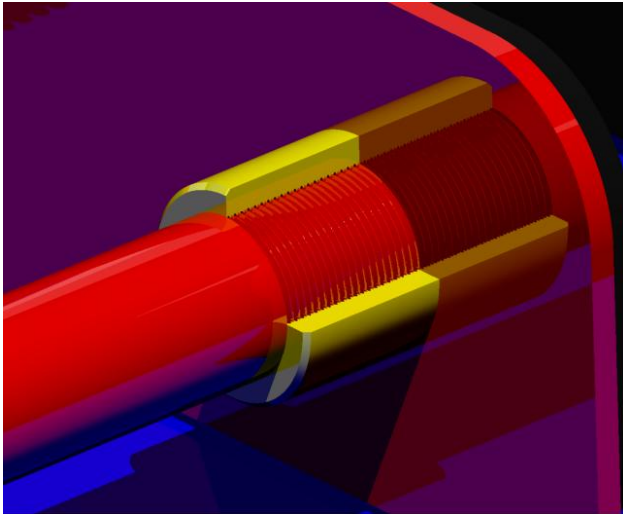


Přípravek je tvořen svařencem z ocelových plechů válcovaných za tepla, tloušťky 5 mm, materiálem je běžná konstrukční ocel. Dle katalogu dodavatele hutních polotovarů [18] byla volena ocel S355, viz kapitola 4.2. Jedná se o nelegovanou konstrukční ocel vhodnou pro naše účely – svarová konstrukce. Tvary plechů, které budou v přímém kontaktu s kolem motocyklu, byly navrženy tak, aby byl vyloučen možný kontakt s brzdovými kotouči průměru 330 mm při rozměru pneumatiky 120/60 R17, viz obr. 3.12. Na těchto kontaktních plochách jsou přilepené pryžové pásy vhodného materiálu dle katalogu [19], aby nemohlo dojít k potenciálnímu poškození ráfku kola. Pro zajištění možnosti široké škály možných rozměrů předního kola motocyklu byl přípravek navržen pro rozsah 60-200 mm šířky.

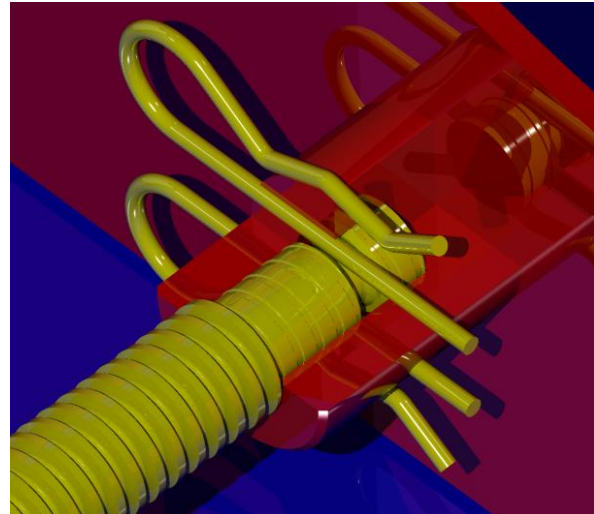


*Obr. 3.12 Řešení tvaru kontaktních ploch*

Vedení mechanismu aretace svislé polohy motocyklu je řešeno pomocí kluzného uložení 2 trubek v sobě. V případě vnější, přivařené přes profil U50, případně ještě přes obdélníkový profil s tloušťkou stěny 5 mm, k základně přípravku, se jedná o trubku bezešvou přesnou kruhovou, dále rovnanou. Vnitřní je potom osoustružená bezešvá hladká kruhová, přičemž na jednom jejím konci je metrický závit M30. Materiálem trubek a profilu U50 je ocel S235, obdélníkový profil je ze stejného materiálu jako zbylé plechy použité v návrhu, tj. S355. Důvodem je možnost zachovat demontovatelnost celého aretačního mechanismu na jednotlivé součásti, pokud by to bylo z jakéhokoliv důvodu potřeba, provedení viz obrázek 3.13.



Obr. 3.13 Detail vodící trubky



Obr. 3.14 Zajištění závitové tyče

Pro mechanismus aretace byla zvolena trapézová závitová tyč TR20x4 [18]. Hlavním důvodem byla větší vhodnost pro polohový mechanismus a to především z důvodu samosvornosti trapézového závitu. Samosvornost je definována podmínkou: [13]

$$f > \tan \psi \cdot \cos \alpha / 2 \quad (12)$$

Kde  $f$  součinitel tření v závitu (šroub/matice) [-],  
 $\psi$  úhel stoupání [°],  
 $\alpha$  úhel profilu [°].

V případě námi zvoleného závitu, s úhlem profilu 30°, úhlem stoupání 4° a materiálu matice i šroubu – ocel (koeficient tření 0,2) platí:

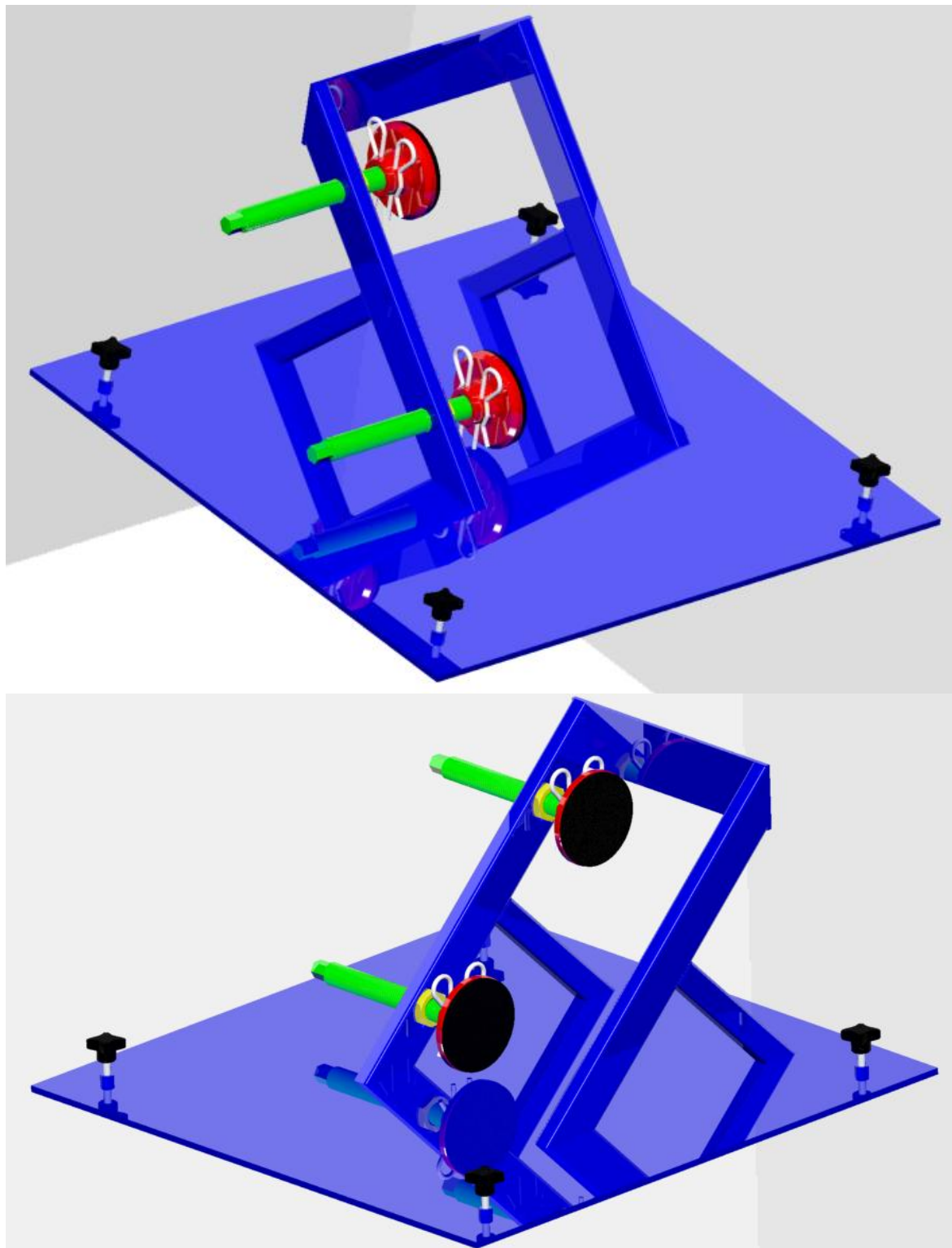
$$0,2 > 0,068 \quad (13)$$

Čili v našem případě je splněna podmínka samosvornosti. Vnitřní konec této závitové tyče je osoustružen a je zde vytvořena drážka pro zajištění pomocí 2 běžných pružinových závlaček. Matice této závitové tyče je k základně přípravku zajištěna utažením dvou šroubů M8. Na vnějším konci závitové tyče je vyfrézovaný šestihran pro snazší obsluhu. Spojení s aretačním plechem je skrz otvor vyvrtaný v tyči průměru 35 mm. Průměr dané závitové tyče byl volen s ohledem na možnou předpokládanou sílu, kterou bude kolo motocyklu zajištěno. Celková hmotnost přípravku činí 45 kg.



### 3.4 NÁVRH Č. 2

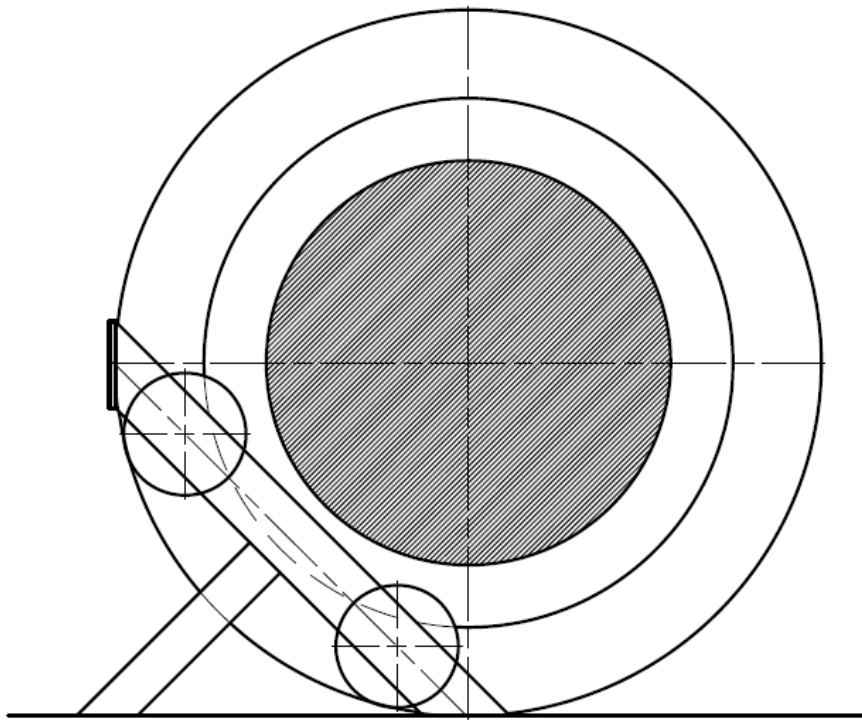
Druhý návrh je co do počtu součástí jednodušší. V tomto případě byl návrh inspirován konstrukčním řešením použitým v Integrované střední škole automobilní v Brně, pocházejícím od fy Moto COM test.



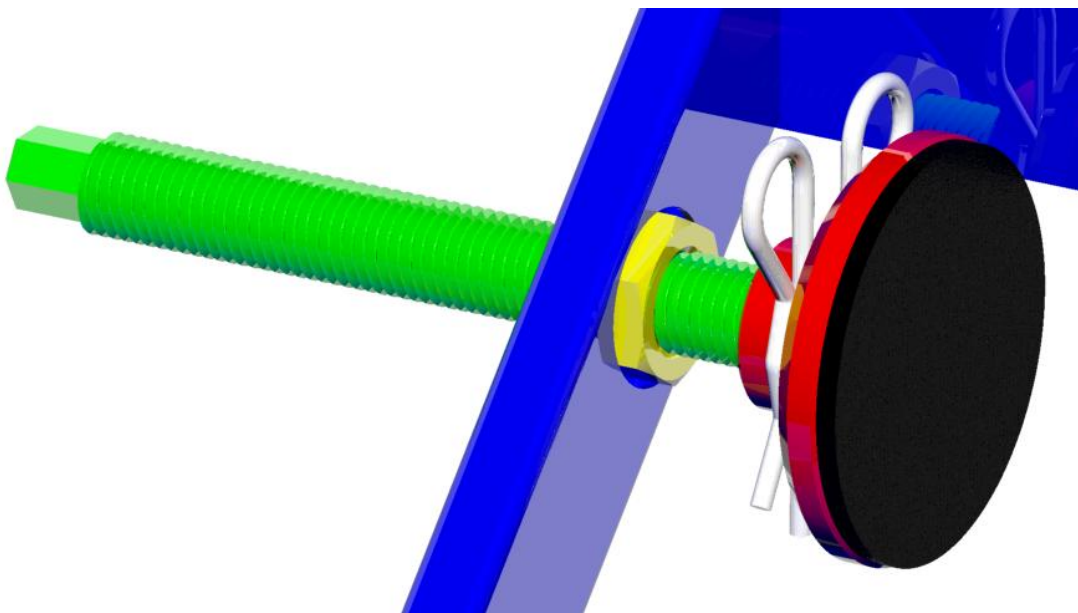
Obr. 3.15 Návrh č. 2



Nosnými částmi jsou obdélníkové profily o tloušťce stěny 2,5 mm. Čelní plocha je potom tvořena plechem tloušťky 5 mm. V tomto případě byla použita konstrukční ocel třídy S235. Opět bylo nutné uvažovat možné uzpůsobení brzdového systému motocyklu, avšak v tomto případě je situace mírně jednodušší, protože aretace motocyklu je řešena pomocí menší plochy přitlačných elementů. Na těchto plochách jsou opět přilepeny pryžové pásy, viz předchozí kapitola.



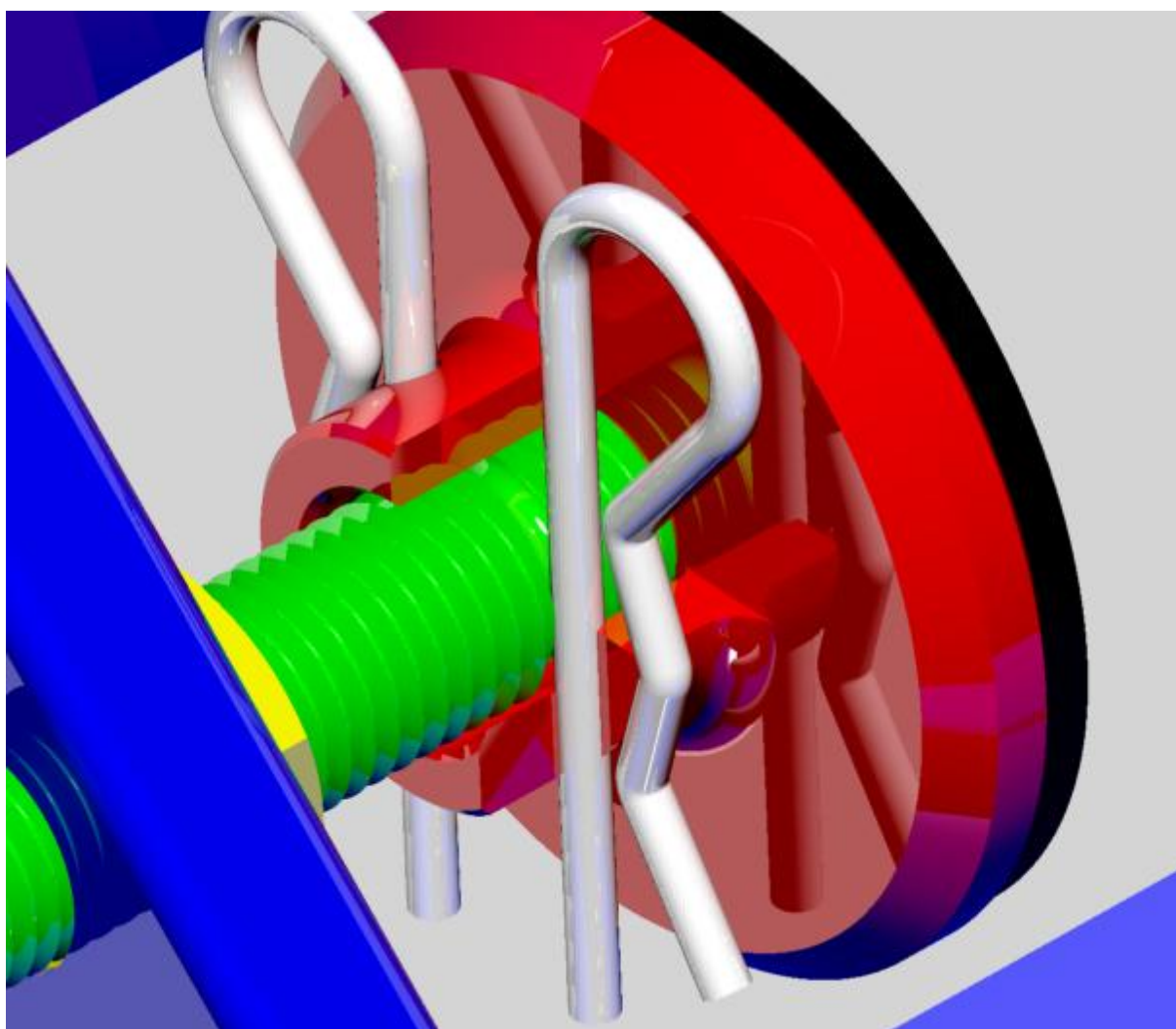
Obr. 3.16 Prostorové řešení návrhu č. 2



Obr. 3.17 Řešení aretace kola motocyklu návrhu č. 2



Aretace je zde řešena dvěma závitovými tyčemi s metrickým závitem M24 [18]. Na jejich vnitřních koncích jsou, stejně jako v předchozím případě, osoustruženy drážky pro zajištění. Matice jsou pak vloženy skrz vyvrtané otvory dovnitř nosných profilů ze strany silového působení během používání přípravku. Přítlačné elementy, které jsou v přímém kontaktu s kolem motocyklu, jsou pak na těchto závitových tyčích opět zajištěny pružinovými závlačkami. Tento způsob řešení dovoluje vzájemný pohyb mezi závitovou tyčí a přítlačnými elementy a zároveň případnou snadnou demontáž. Nabízí se možnost výroby přítlačných elementů např. z hliníkové slitiny, konkrétně osoustružením, jelikož se jedná o geometricky jednoduché těleso. V případě porovnávacích výpočtů jsme však uvažovali stejný materiál jako zbytek sestavy, běžnou konstrukční ocel, viz kapitola 4.2. Na vnějších koncích závitových tyčí je opět obrobena šestihran. Průměr závitové tyče byl volen i skrz možné ohybové namáhání, které by mohlo vzniknout vlivem naklonění motocyklu – viz kapitola 4.4. Celková hmotnost činí v tomto případě 29 kg.



*Obr. 3.18 Detail zajištění přítlačných elementů*



## 4 PEVNOSTNÍ POROVNÁNÍ NÁVRHŮ

Na porovnání návrhů konstrukčních variant byla zvolena metoda konečných prvků (MKP). Tato metoda patří mezi nejrozšířenější simulační postupy používané v technické praxi, je využívána nejen při řešení statických a dynamických úloh, používá se i v dalších oborech, např. problematika proudění, elektromagnetických polí a šíření tepla. Pro další analýzy byl zvolený komerčně rozšířený MKP software Ansys.

MKP metoda převádí spojitý reálný problém na problém závislý na konečném počtu neznámých parametrů. Tento postup je známý jako diskretizace. Další skutečnost, kterou MKP využívá je tzv. Lagrangeuv variační princip: „Mezi všemi funkcemi posuvů, které zachovávají spojitost tělesa a splňují geometrické okrajové podmínky, se realizují ty, které udělují celkové potenciální energii stacionární hodnotu.“ [3] Lze dokázat, že uvedená stacionární hodnota existuje, je jednoznačná a představuje zároveň minimum.

Přímý problém pružnosti (pro těleso se známou geometrií, materiálem, zatížením a vazbami k okolí určuje jeho deformaci a napjatost) se řeší následujícími rovnicemi, kde je celkem 15 neznámých parametrů (3 posuvy, 6 přetvoření a 6 napětí): [3]

Rovnice rovnováhy:

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + o_x = 0; \quad (14)$$

$$\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + o_y = 0; \quad (15)$$

$$\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + o_z = 0. \quad (16)$$

Geometrické rovnice:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}; \quad (17)$$

$$\varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}; \quad (18)$$

$$\varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z}; \quad (19)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}; \quad (20)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}; \quad (21)$$

$$\gamma_{zx} = \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}. \quad (22)$$



Konstitutivní vztahy:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_x - \mu \cdot (\sigma_y + \sigma_z)]; \quad (23)$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_y - \mu \cdot (\sigma_x + \sigma_z)]; \quad (24)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_z - \mu \cdot (\sigma_x + \sigma_y)]; \quad (25)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{1}{G} \cdot \tau_{xy}; \quad (26)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{1}{G} \cdot \tau_{yz}; \quad (27)$$

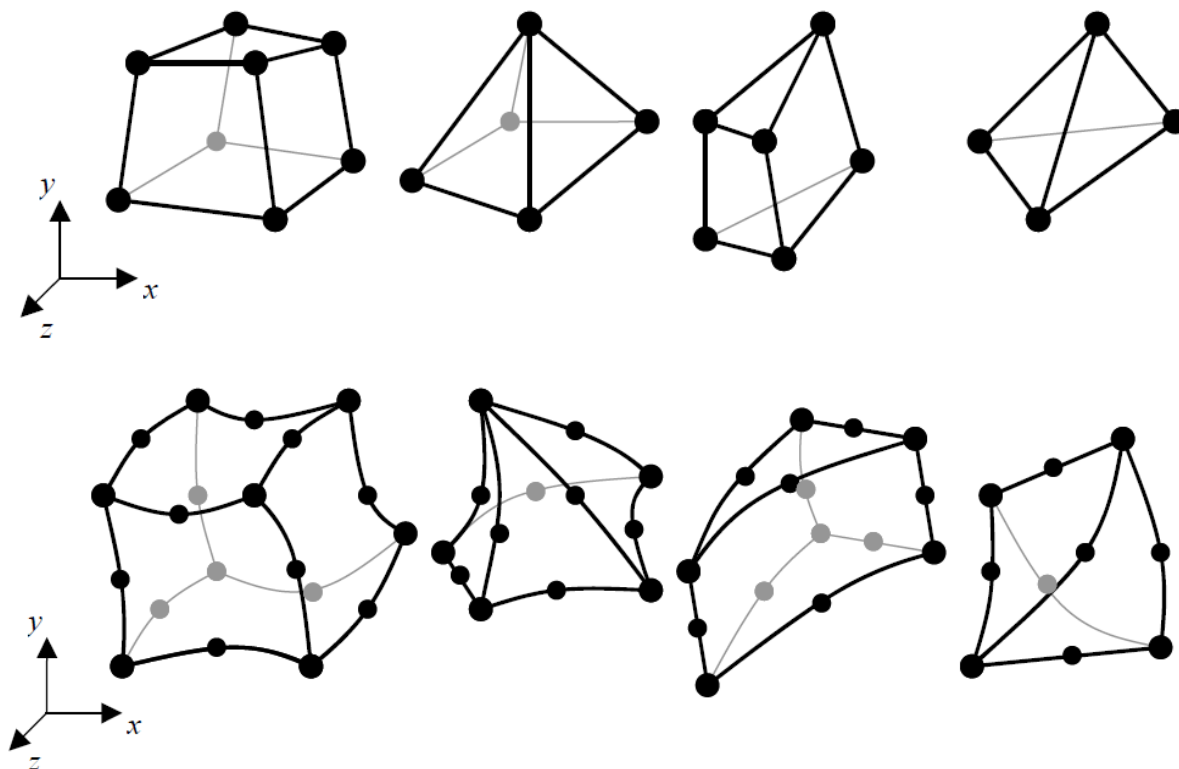
$$\gamma_{zx} = \frac{1}{G} \cdot \tau_{zx}. \quad (28)$$

Modul pružnosti ve smyku:

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \mu)}. \quad (29)$$

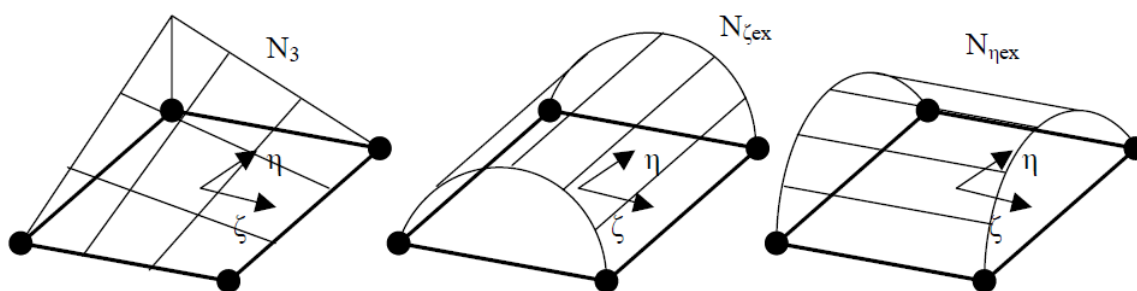
Využitím okrajových podmínek z výše uvedeného systému rovnic získáme neznámé parametry. Primárně existují 2 způsoby řešení tohoto problému. První je řešení analytické, kdy hledáme výsledek ve tvaru spojitých funkcí metodami matematické analýzy, využitím integrálního a diferenciálního počtu. Druhý způsob je numerické řešení, které využívá převodu problému hledání spojitých funkcí na problém hledání konečného počtu neznámých parametrů. Neznámé parametry získané tímto způsobem jsou však pouze aproximované. Analytické řešení je výhodné z hlediska získání parametrů v uzavřeném tvaru – obecná funkční závislost mezi vstupními a výstupními veličinami. Nevýhodou však je, že tato závislost je známá pouze pro velmi omezenou třídu úloh, zpravidla geometricky jednoduchých tvarů. Naopak, numerické řešení je univerzální pro každou matematicky popsitelnou úlohu, bez ohledu na geometrickou a jakkoliv jinou komplikovanost. Bohužel, výsledky se vztahují jen ke konkrétnímu zadanému případu.

Při řešení problému pomocí MKP je stěžejní hledisko diskretizace tělesa neboli tvorby sítě. Ta je tvořena specifickým typem prvku, který se skládá z uzlů a vazeb mezi nimi. Podle druhu řešené úlohy rozlišujeme prvky s různými neznámými parametry. Např. termální prvky řeší teploty v jednotlivých uzlech. Při řešení našeho problému využíváme strukturálních prvků a to konkrétně SOLID prvků, u nichž jsou neznámými parametry posuvy jednotlivých uzlů v prostoru. Jak již bylo dříve uvedeno, tyto posuvy jsou však pouze přibližné, protože jsou aproximované podle básových funkcí různého řádu. Zvolený výpočtový systém Ansys využívá lineární nebo kvadratické prvky. Jak je patrné z obr. 4.1 kvadratické prvky jsou lehce odlišitelné od lineárních vyšším počtem uzlových bodů – obsahují středové uzly. Použití tohoto typu prvků vede k přesnějším řešení, ale zároveň představuje vyšší náročnost výpočtu pro hardware. Dále lze SOLID prvky dělit dle tvaru a to na čtyřstěnné (tetrahedry), šestistěnné (hexahedry) a smíšené: [3]



Obr. 4.1 Tvary lineárních a kvadratických prvků [3]

Dané konstrukční návrhy byly řešeny pomocí prvků SOLID 185. Jedná se o 3D strukturní lineární element. Má výhodu oproti jeho zdegenerované tetrahedrické podobě ve tvaru básových funkcí. Zatímco čtyřstěn pracuje s lineárními funkcemi, šestistěn využívá funkcí bilineárních. Výsledkem je, že počítané pole posuvů lépe popisuje zátěžný stav. Tento prvek je však v mnoha situacích příliš tuhý. Možností zlepšení jeho vlastností je často používané rozšíření základní básových funkce o další tzv. „extra shapes“: [3]



Obr. 4.2 Básových funkce rovinného čtyřúhelníka [3]

Rozšířený prvek spojuje výhody lineárních a kvadratických prvků. I když obsahuje snížený počet uzlů, poskytuje dostatečně přesné výsledky při zachování menší hardwarové náročnosti.

#### 4.1 MODEL GEOMETRIE A SVARŮ

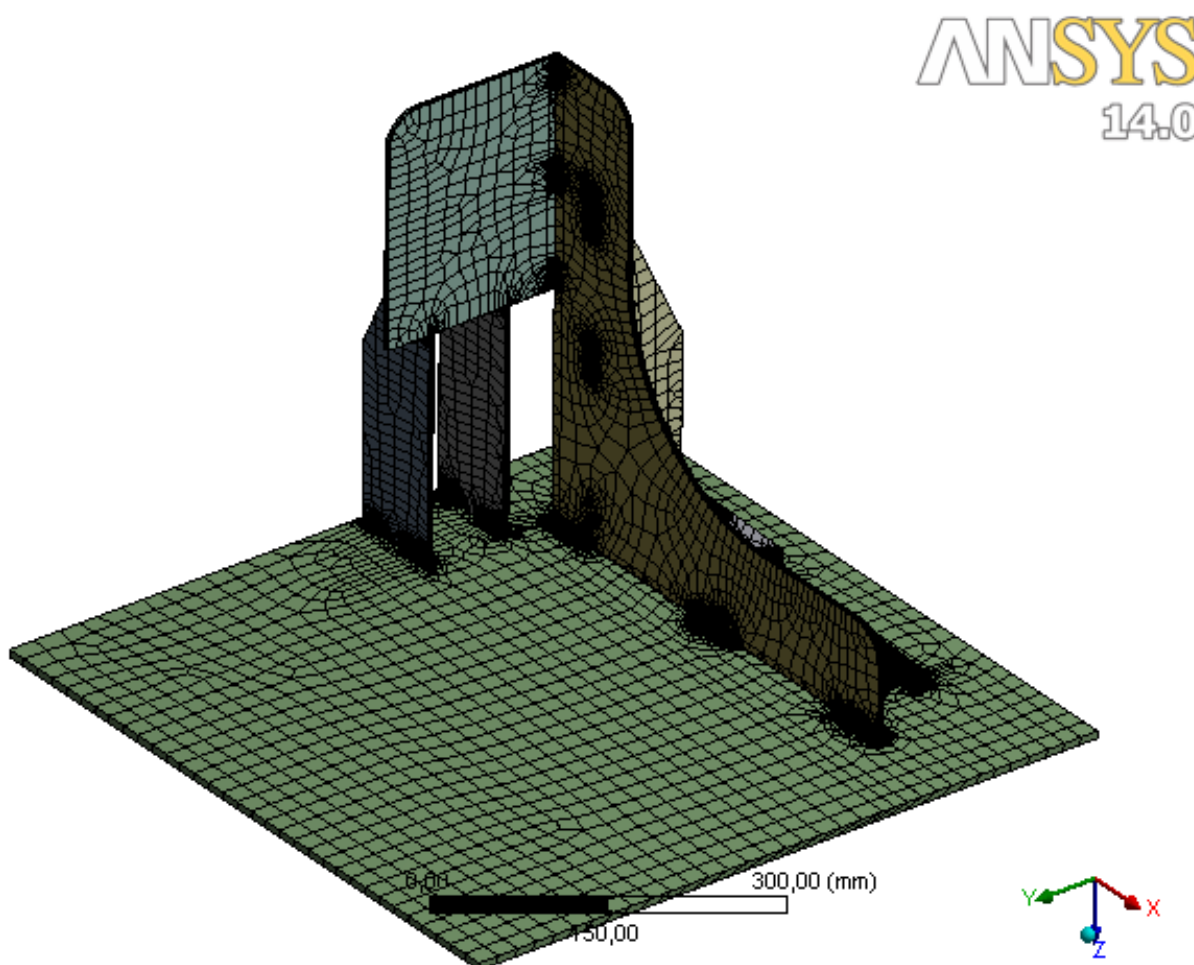
Základní geometrické modely konstrukčních návrhů (viz kapitoly 3.3, 3.4), spolu s geometrií svarů, byly vytvořeny v programu Pro Engineer fy PTC a následně importovány do



Pre-Processoru Ansys Workbench v14. Zde byly také síťované s ohledem na kritická místa. Ty byly určeny na základě vícero výpočtových iterací. Jelikož se v případě návrhů jedná o svařované konstrukce, probereme v následující kapitole možné způsoby řešení svarů samotných.

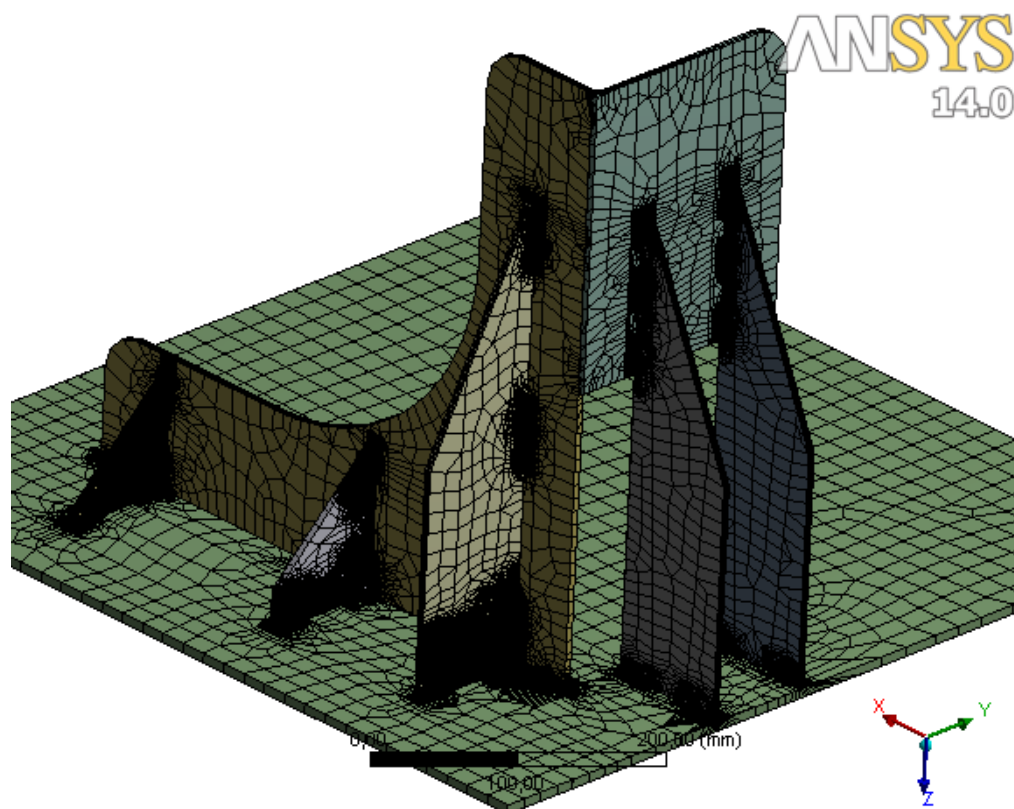
### NÁVRH Č. 1

V případě prvního návrhu byly pro zkrácení výpočtového času použity 2 výpočtové modely, dle způsobů zatížení popsaných v kapitole 4.4. Pro výpočet silového zatížení dopřednou silou byl použit následující model:

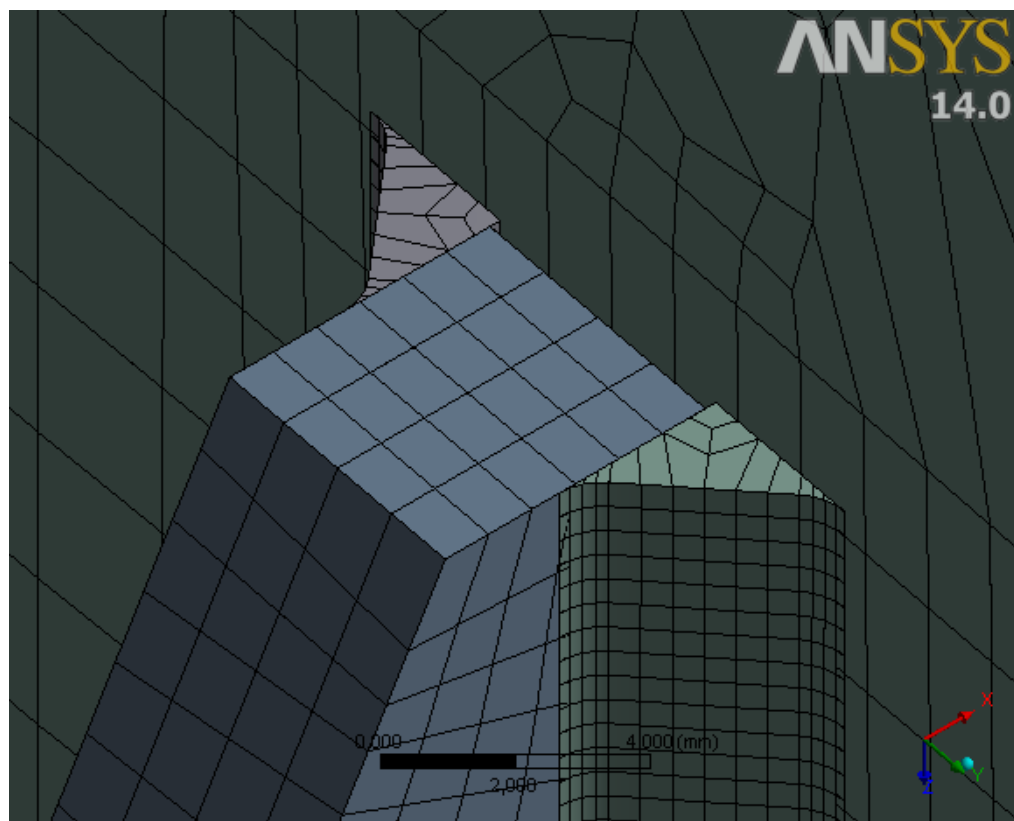


Obr. 4.3 Výpočtová síť návrhu č. 1 pro zatížení dopřednou silou

Sestava geometrického modelu se skládá z modelů plechů a modelů svarů. V tomto jsou modely svarů pouze koutové svary výšky 3 mm, v místě paty svaru byl použit rádius 1 mm. Velikosti a umístění svaru byly voleny na základě několika výpočtových iterací, kde byl použit zjednodušený geometrický model. Pro tvorbu výsledné sítě byly použity, v předchozí kapitole popsané, lineární hexahedrické elementy. Velikost těchto elementů byla pro modely svaru 0,5 mm, plochy kontaktů byly síťovány elementy velikosti 1,5 mm. V případě těchto ploch bylo rovněž využito tzv. mapované sítě. Detail oblasti vybraného svaru ilustruje obr. 4.5. Výsledná síť byla tvořena 213 650 uzly a 208 169 elementy.



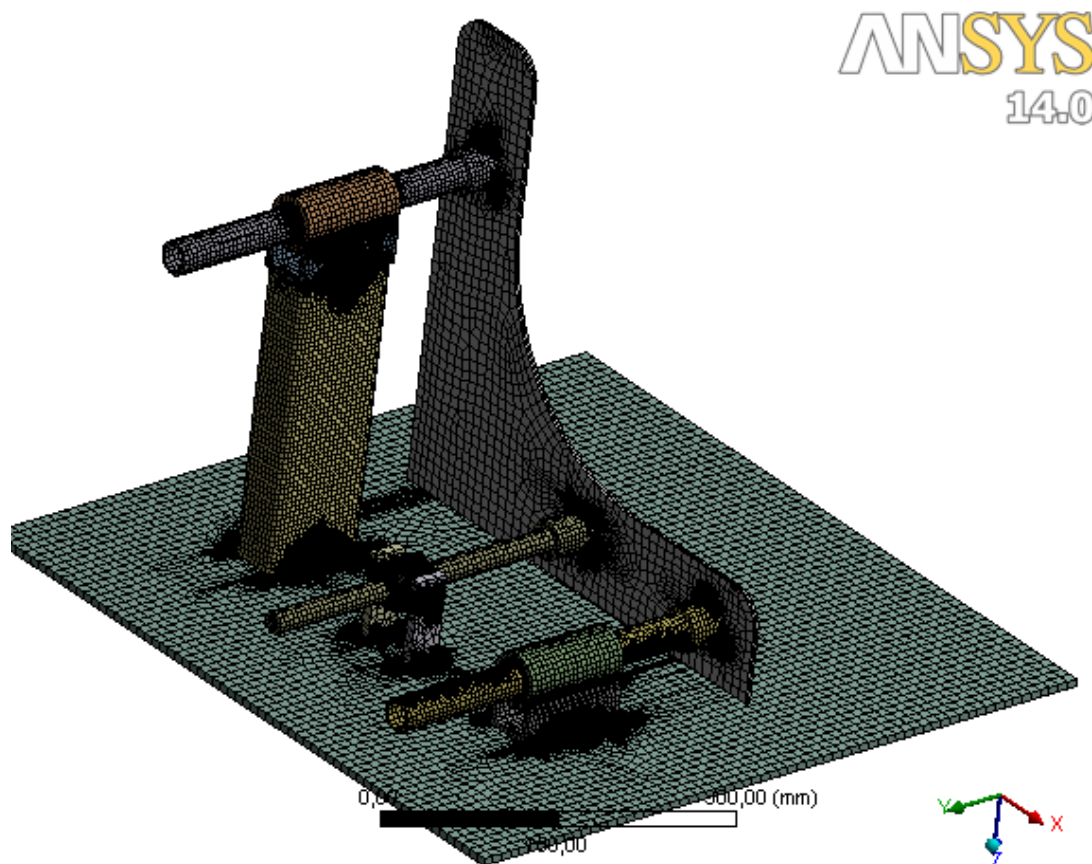
Obr. 4.4 Výpočtová síť návrhu č. 1 pro zatížení dopřednou silou, opačný pohled



Obr. 4.5 Detail oblasti svaru

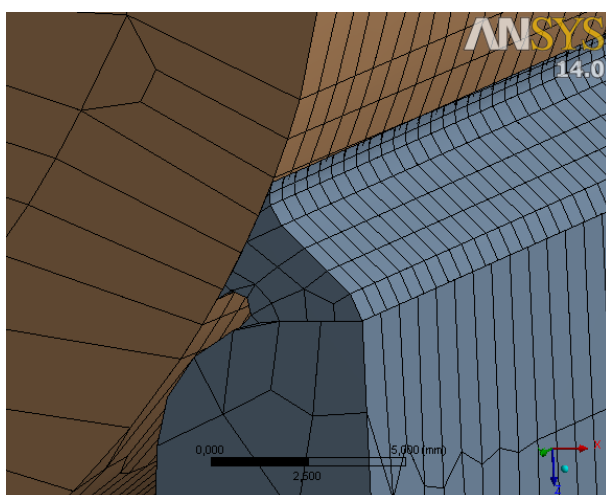


V případě druhého silového zatížení (boční silou) byl použit tento model:

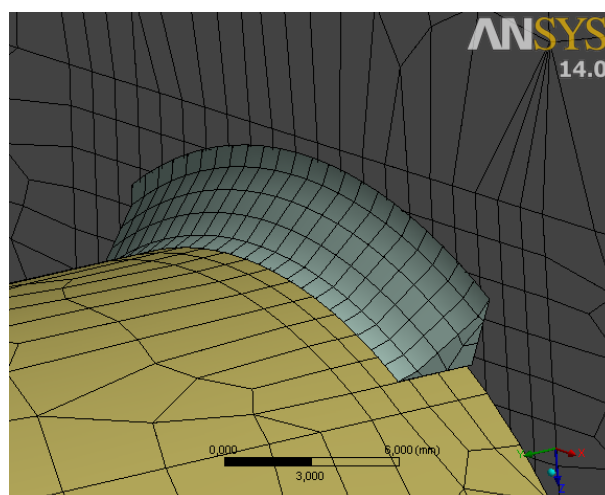


Obr. 4.6 Výpočtová síť návrhu č. 1 pro zatížení boční silou

Nastavení sítě bylo stejné, jako v prvním případě. Zde však bylo nutno vymodelovat i složitější svary skrz konstrukční uspořádání daného návrhu. Detaily těchto svarů jsou ilustrovány na obr. 4.7 a 4.8. V tomto případě byla síť tvořena 200 549 uzly a 248 064 elementy.



Obr. 4.7 Svaru v oblasti uložení vodící trubky

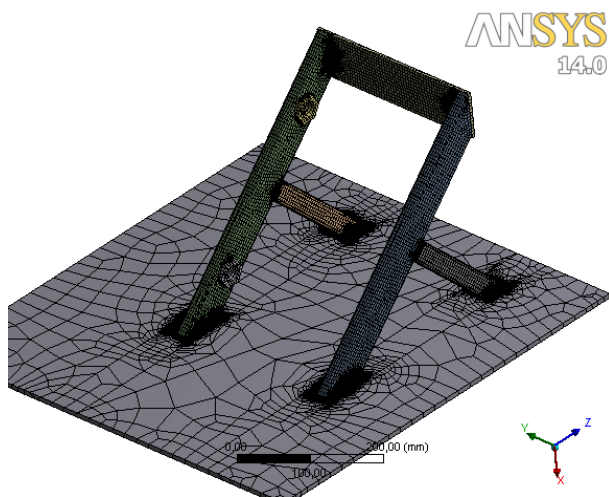


Obr. 4.8 Detail koutového svaru v místě spoje vedení s přítláčnou deskou

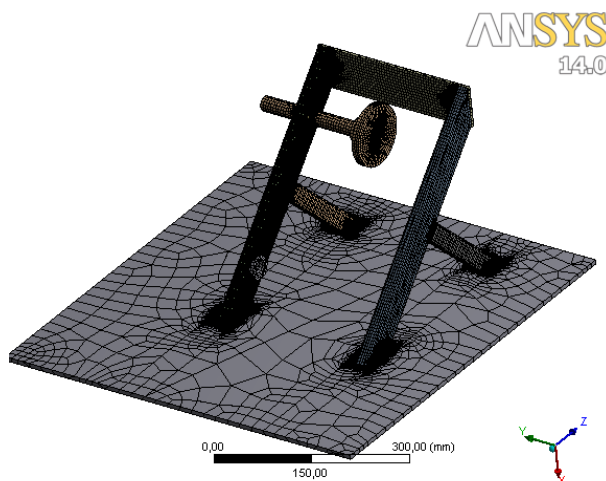


## NÁVRH Č. 2

Situace u druhého návrhu byla obdobná. Opět byly použity 2 výpočtové modely, lišící se však mezi sebou pouze absencí přítlačného mechanismu. V případě zatížení boční silou byl zahrnut pouze horní aretační šroub, z důvodu uvažovaného způsobu kontaktu s předním kolem motocyklu, a byla použita jemnější síť v celém objemu profilu, k němuž jsou přivařeny matice mechanismu aretace.

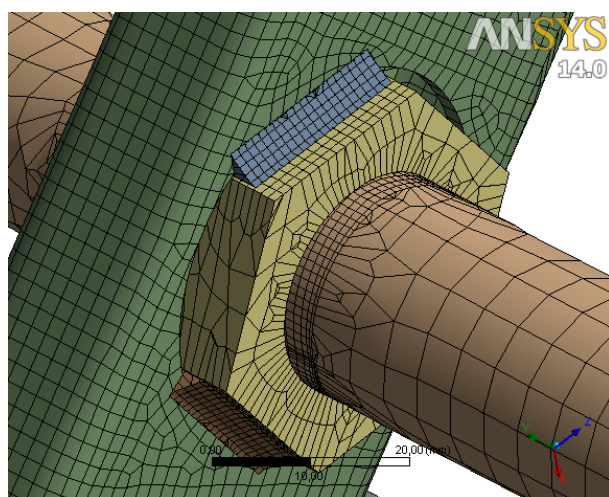


Obr. 4.9 Výpočtová síť použita pro zatížení dopřednou silou

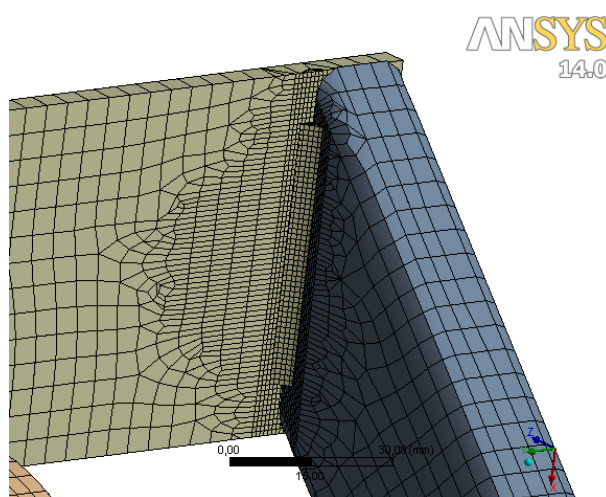


Obr. 4.10 Výpočtová síť v případě boční síly

V obou případech byly použity elementy shodné jako u návrhu č. 1. Zvolená velikost elementů na modelech svarů byla 1 mm, v místě kontaktních ploch bylo využito opět tzv. mapované sítě s velikostí elementů 1 mm. Na nosné části konstrukce byly použity elementy velikosti 5 mm, v případě zatížení boční silou pak 2 mm. Výsledná síť pro výpočet zatížení dopřednou silou se skládala z 163 589 uzlů a 198 007 elementů. Výpočtová síť pro zatížení boční silou byla tvořena 232 979 uzlů a 272 240 elementy.



Obr. 4.11 Detail sítě v oblasti svarů matice aretačního šroubu



Obr. 4.12 Detail koutového svaru v místě spoje čelního plechu s nosnými profily



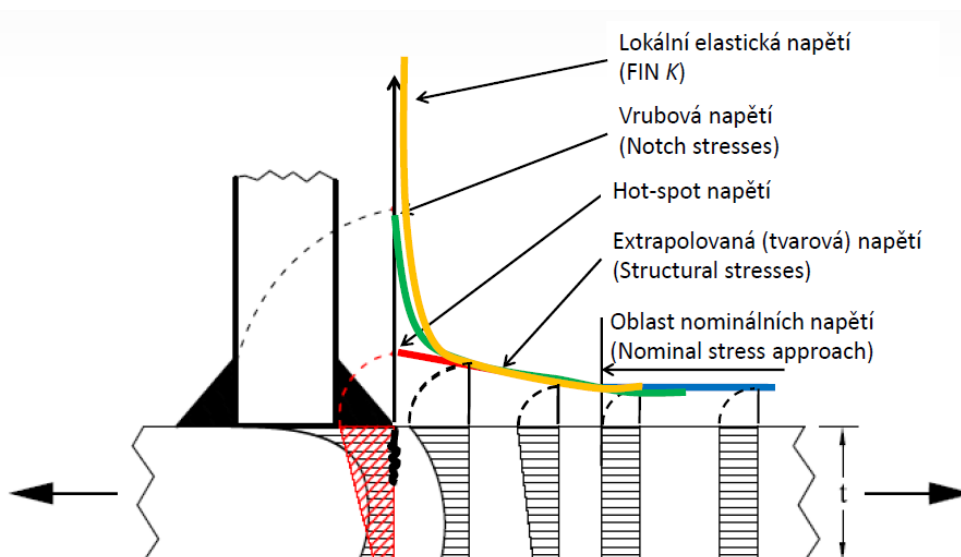
#### 4.1.1 METODY ŘEŠENÍ SVARŮ

Základní důvody řešení problematiky svarů jsou: [11]

- Nehomogenita materiálu – vznik mikrotrhlin, dutin, neprůvarů, přeložek a výpalů,
- zbytková napětí v povrchové vrstvě – mohou dosahovat až meze kluzu v oblasti svaru, v okolí prudce klesají,
- geometrie svaru – poloměry v patě a u kořene svaru, vliv sklonu obrysu svaru.

Dále existuje několik způsobů přístupu při výpočtech napjatosti v oblasti svarových spojů: [11]

- Lokální elastická napětí,
- vrubová napětí,
- hot-spot napětí,
- extrapolovaná (tvarová) napětí,
- oblast nominálních napětí.



Obr. 4.13 Způsoby přístupu k výpočtu napjatosti svarových spojů [11]

Tyto způsoby jsou využívány především v problematice únavové životnosti svarových konstrukcí. Jednotlivé metody si ve stručnosti přiblížíme, protože však v našem případě z důvodů uvedených v kapitole 4.2 neuvažujeme únavové namáhání, zaměříme se pouze na způsob získání hodnot napětí v oblasti svarů:

- Oblast nominálních napětí

Jedná se o historicky nejstarší metodu, využívá se především k hodnocení únavové životnosti prutových těles v oblasti vysokocyklové únavy. Principem je určení nominálních napětí v nebezpečných bodech kritických průřezů dle základních vzorců pružnosti a pevnosti. Výhodou jsou jednoduché výpočty, dostupnost experimentálních dat a analytických vztahů. Predikce je však závislá na kategorizaci konstrukčních detailů a nelze zahrnout libovolné geometrické parametry. Tato metoda je méně přesná v případě komplexních konstrukčních uzlů. Při řešení výpočtů pomocí MKP v tomto případě modely neobsahují svarové detaily.



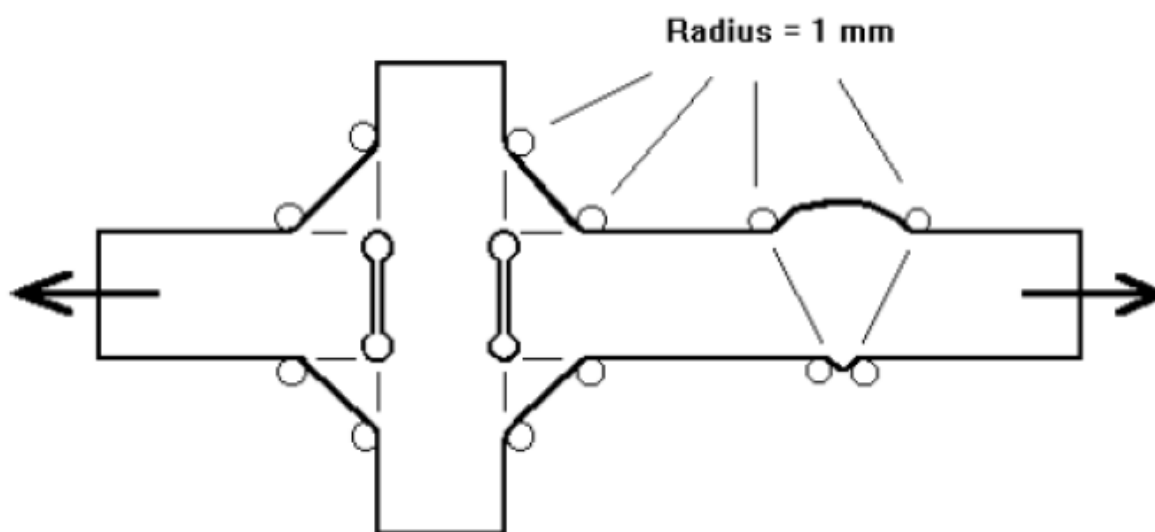
- Extrapolovaná tvarová napětí

V tomto případě se tvarové napětí získává jako maximální hlavní napětí v základním materiálu, v blízkosti přechodu svaru do základního materiálu. Zároveň se zohledňuje koncentrace napětí od geometrie svaru a vlivem vad ve svaru v základním materiálu. Samotné tvarové napětí může být určeno experimentálně (tenzometricky), či pomocí MKP. Při řešení MKP je postup při vytváření výpočtového modelu stejný, jako u deformačně – napěťové analýzy. Během tvorby sítě lze využít buď skořepinové, nebo objemové prvky. Skořepinové prvky se využívají ve zjednodušených modelech, model geometrie svaru není zahrnut. Pouze v případě, že je svařenec složen z několika těles, která jsou příliš blízko u sebe a dochází zde k vzájemnému ovlivňování svarů, pak musí být model geometrie svaru zahrnut. Objemové prvky nacházejí uplatnění u tvarově složitých těles. Pokud tloušťka prvku nepřesáhne „přídavnou“ tloušťku, pak během síťování postačuje pouze jeden prvek po tloušťce. Výhodou jsou jednoduché a přijatelně přesné výpočty při možnosti zahrnout geometrické parametry svarových spojů. Výsledky jsou však závislé na hustotě a provedení sítě MKP. Základním předpokladem pro použití této metody je, že k iniciaci únavových trhlin dochází v patě svaru.

- Vrubová napětí

„Pro zahrnutí statické povahy, rozptylu parametrů popisujících tvar svarů a chování materiálu byl navržen postup, na základě kterého je skutečný tvar svaru nahrazen efektivním.“ [11]. Koncepti vrubových napětí lze rozdělit na lokální elastické a lokální elastoplastické vrubové napětí. Použití této metody je podmíněno tloušťkou materiálu spojovaných součástí minimálně 5 mm. Vrubové účinky svarového spoje nahrazujeme tzv. fiktivním vrubem. Jeho velikost je pro ocel dána poloměrem 1 mm. Fiktivní vrub se umísťuje do místa, kde je předpokládán vznik únavové trhliny. Při výpočtech MKP by oblast fiktivního vrubu měla mít síť tvořenou prvky následujících velikostí:

- v případě lineárních prvků minimálně  $1/6$  poloměru 1 mm (tzn.  $\leq 0,17$  mm),
- v případě kvadratických prvků minimálně  $1/4$  poloměru 1 mm (tzn.  $\leq 0,25$  mm).



Obr. 4.14 Způsoby přístupu k výpočtu napjatosti svarových spojů [11]



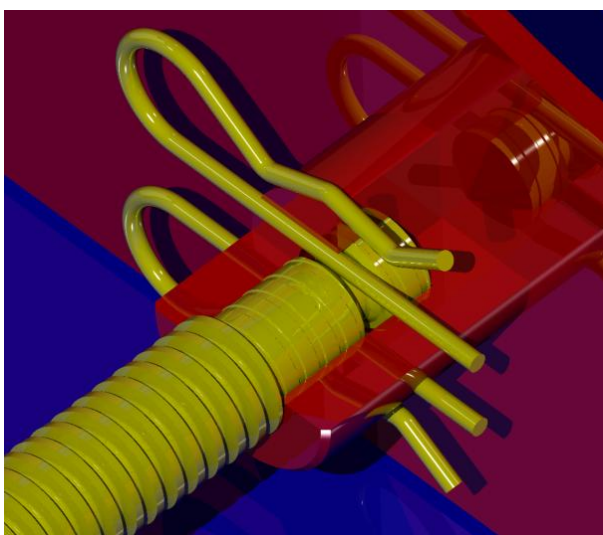
## 4.2 SPECIFIKACE VÝPOČTOVÉHO MODELU

Jelikož porovnáваме různé konstrukční návrhy, je nutné pracovat se stejnými předpoklady:

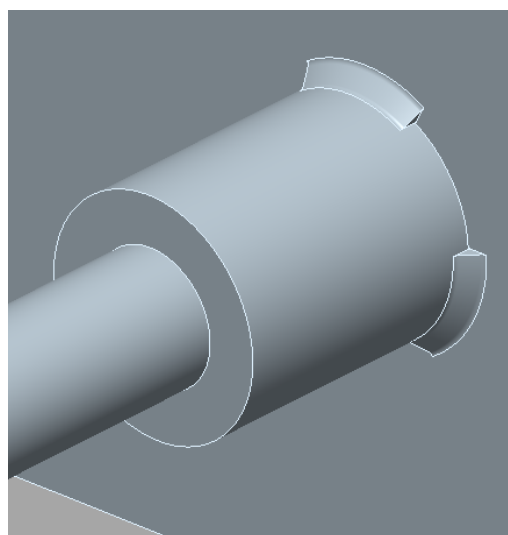
- Ve výpočtu uvažujeme pouze zjednodušenou posuvnou sestavu návrhů, neřešíme konstrukci podélného posuvu,
- použití stejného lineárního modelu materiálu pro všechny komponenty (vč. svarů),
- zanedbání zbytkových napětí vlivem svařování,
- řešíme pouze působení statického, časově stálého zatížení.

### ZJEDNODUŠENÍ GEOMETRICKÉHO MODELU

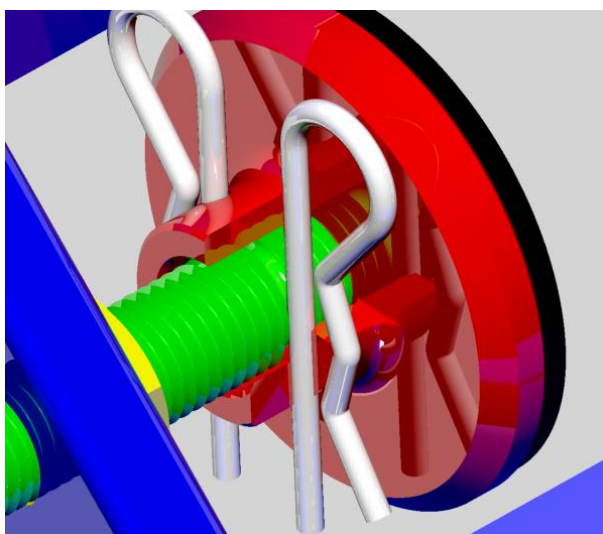
Z důvodu ušetření výpočtového času byly části sestavy, které nemají na kritická místa vliv, z modelu vypuštěny. Některé spoje byly nahrazeny pevným spojením. Tato zjednodušení se týkají obou návrhů, avšak mezi sebou se liší. Příklady viz ilustrace:



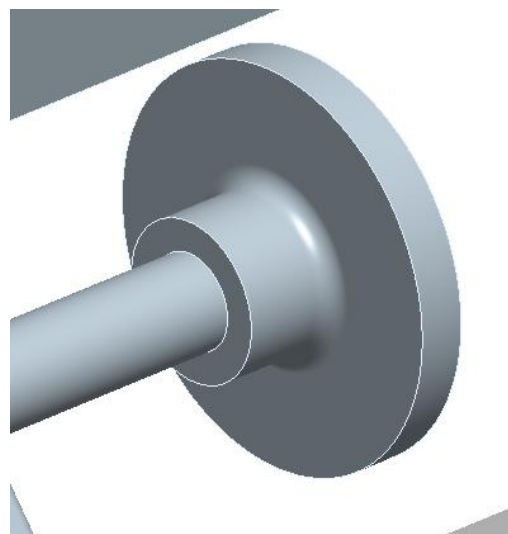
Obr. 4.15 Zajištění závitové tyče



Obr. 4.16 Příklad zjednodušení návrh č. 1



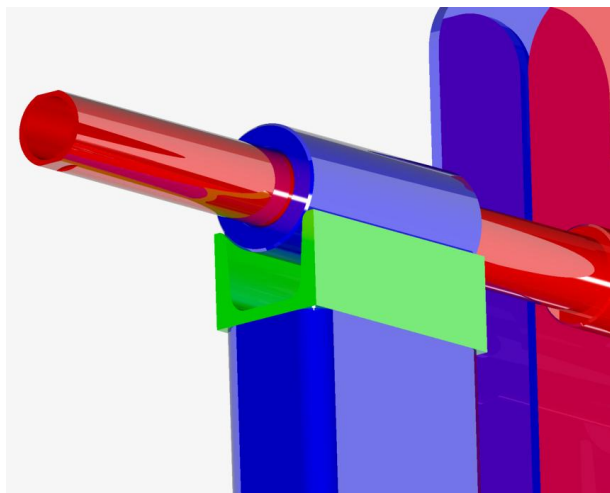
Obr. 4.17 Detail zajištění přitlačných elementů



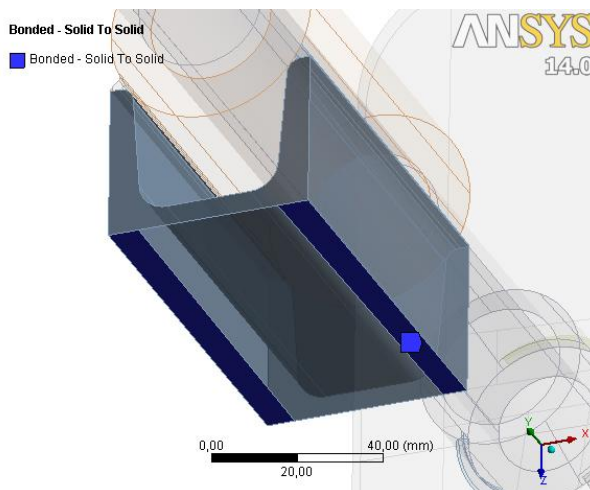
Obr. 4.18 Příklad zjednodušení u návrhu č. 2



Další zjednodušení byly provedeny u geometrického modelu návrhu č. 1, který byl použit pro výpočet při zatížení boční silou, viz kapitola 4.1. Jedná se zejména o nahrazení čelního svaru spojujícího obdélníkový profil s profilem U, jež má nosnou funkci vedení aretačního mechanismu předního kola, definováním vazby typu Bonded always – pevné spojení, viz kapitola 4.3. Avšak z důvodu snahy přiblížit se skutečnosti, pokud možno, co nejlíže, byla tato vazba definována pouze na části kontaktních ploch těchto těles, v nichž se nachází navržený svarový spoj. Situace je ilustrována na obr. 4.20.

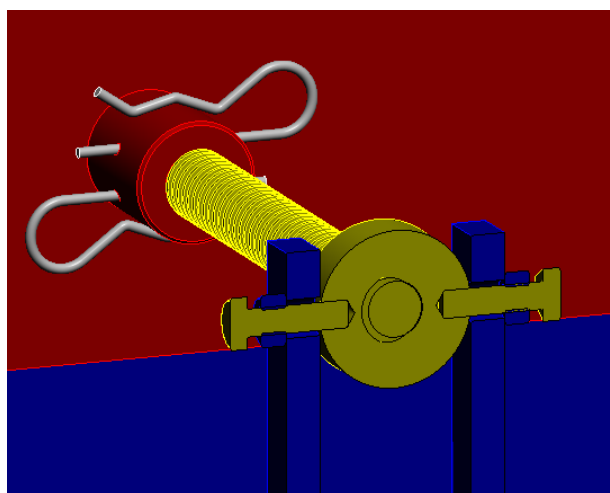


Obr. 4.19 Oblast čelního svaru

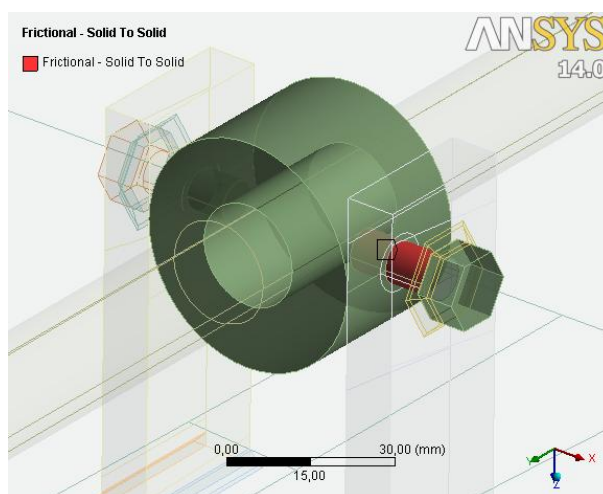


Obr. 4.20 Zjednodušení svaru návrhu č. 1

Druhým podstatným zjednodušením, u tohoto výpočtového modelu, byl způsob řešení zajištění matice závitové tyče. V tomto případě byly v geometrickém modelu použity pouze nosné části šroubů, jimiž je tato matice zajištěna, a tyto nosné části tvořily s maticemi jedno těleso. Důsledkem bylo i zjednodušení tvorby výpočtové sítě. V kontaktních plochách mezi zmíněnou maticí závitové tyče a aretačními šrouby byla definována vazba typu Frictional s koeficientem tření 0,2, dále mezi maticí a závitovou tyčí vazba typu Bonded.



Obr. 4.21 Způsob zajištění matice závitové tyče



Obr. 4.22 Zjednodušení zajišťovacích šroubů



## LINEÁRNÍ MODEL MATERIÁLU

Komponenty konstrukčních návrhů (viz popis jednotlivých návrhů) jsou vyrobeny z běžných konstrukčních ocelí následujících tříd, u nichž známe mez kluzu  $\sigma_k$  [MPa] a mez pevnosti  $\sigma_m$  [MPa]:

	$\sigma_k$ [MPa]	$\sigma_m$ [MPa]	$E$ [MPa]	$\mu$ [-]
S235	235	360-510	210 000	0,3
S355	355	470-630	210 000	0,3

Tab. 3 Materiálové charakteristiky použitých ocelí

Ve výpočtech však uvažují lineárně elastický materiál. Ten je definován Youngovým modulem  $E$  a Poissonovou konstantou  $\mu$ , které jsou pro oba použité materiály stejné. Svary a jejich okolí (tepelně ovlivněná oblast) jsou uvažovány ze stejného materiálu. Toto podstatné zjednodušení si můžeme dovolit z důvodu porovnávacích analýz, které rozhodují o vhodnosti daného konstrukčního řešení.

## ZBYTKOVÉ NAPĚTÍ PO SVAŘOVÁNÍ

Zbytková napětí jsou definována jako taková napětí, která působí v tělese trvale bez vnějšího zatěžování jako důsledek předchozích technologických procesů, v našem případě svařování. V tomto případě je vznik zbytkové napjatosti v tělese způsoben teplotním zatížením. Pokud toto teplotní zatížení způsobí vznik pouze elastických deformací, dojde po jeho odstranění k úplnému vymizení přetvoření a nedochází tedy ke vzniku zbytkové napjatosti. Proto, aby byla zbytková napjatost nenulová, je nutné uvažovat elastoplastický materiálový model. Důsledkem výše uvedeného zjednodušení materiálového modelu na čistě elastický lze pracovat s pouze pseudo - zbytkovými napětí, která vzniknou důsledkem tepelného zatížení přítomného v průběhu celého výpočtu, avšak tento způsob neodpovídá skutečnosti. V porovnávacích analýzách tedy zbytková napětí zanedbáme úplně, přičemž reálně by se této situace dalo dosáhnout po vyžihání celé konstrukce svarku. Toto zjednodušení však nezpůsobuje vzájemnou neporovnatelnost provedených výpočtů jednotlivých návrhů. [7]

## ČASOVĚ STÁLÉ ZATÍŽENÍ

Námi uvažované zátěžné stavy představují ojedinělé, havarijní situace (viz kapitola 4.4), ke kterým za běžných okolností nedochází. Z tohoto důvodu je irelevantní řešit únavové namáhání s časovým zátěžným cyklem o tak velké periodě.

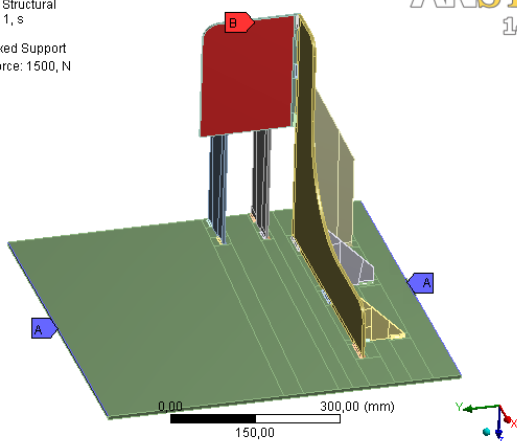
## 4.3 MODEL OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Z důvodu zjednodušení geometrického modelu, viz kapitola 4.2, řešíme pouze posuvnou část přípravku. Během výpočtů uvažujeme její zavazbení v prostoru skrz boční hrany, v jejichž okolí se nacházejí vodící lišty. Na následující straně lze na ilustracích 4.23 až 4.24 vidět vyobrazení okrajových podmínek přímo výpočtovým programem Ansys. Modrou barvou je zvýrazněno zavazbení, červenou pak plocha kde působí uvažovaná síla, dle způsobu zatížení popsaného v následující kapitole. Svary jsou modelovány jako samostatná tělesa, přičemž mezi nimi a základním materiálem je definován kontakt typu Bonded always – analogie pevného spojení. V případě vodících trubek použitých v návrhu č. 1 byla definována vazba typu Frictional s koeficientem tření 0,2 (materiály třecích ploch ocel-ocel).



D: Dopředna vzpery a svary  
Static Structural  
Time: 1, s

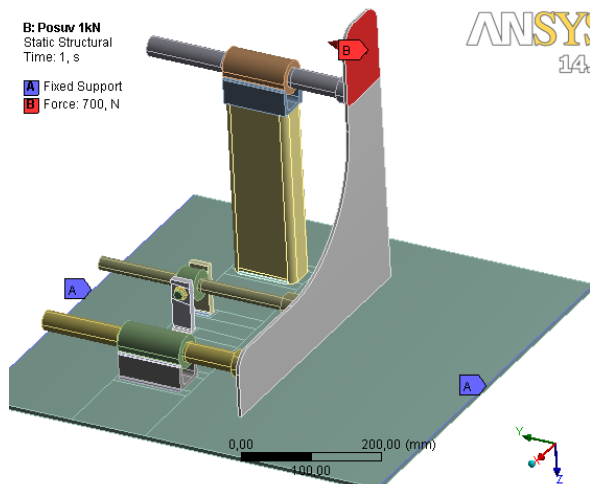
A Fixed Support  
B Force: 1500, N



ANSYS  
14.0

B: Posuv 1kN  
Static Structural  
Time: 1, s

A Fixed Support  
B Force: 700, N

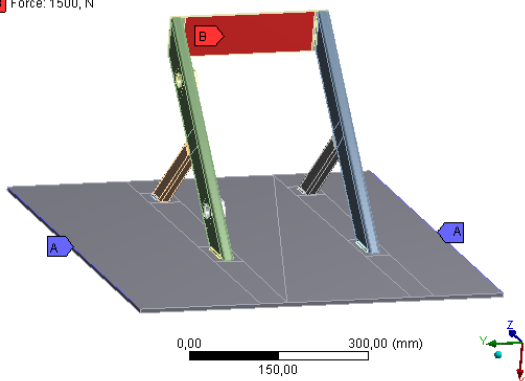


ANSYS  
14.0

Obr. 4.23 Okrajové podmínky návrhu č. 1

C: dopředna\_svary  
Static Structural  
Time: 1, s

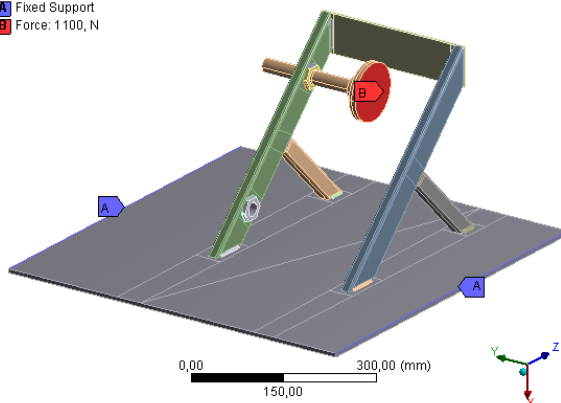
A Fixed Support  
B Force: 1500, N



ANSYS  
14.0

E: Boční svary dle dopředne model  
Static Structural  
Time: 1, s

A Fixed Support  
B Force: 1100, N



ANSYS  
14.0

Obr. 4.24 Okrajové podmínky návrhu č. 2

## 4.4 ZÁTĚŽNÉ STAVY

Pro porovnávací výpočty daných konstrukčních návrhů byly zvoleny následující zátěžné stavy:

- Dopředná síla působící přes přední kolo na čelní kontaktní plochu přípravku,
- boční síla působící na mechanismus aretace svislé polohy motocyklu.

Nejprve se však budeme zabývat rozbohem silového působení během skutečného výkonového měření na zkušebně.

### DOPŘEDNÁ SÍLA

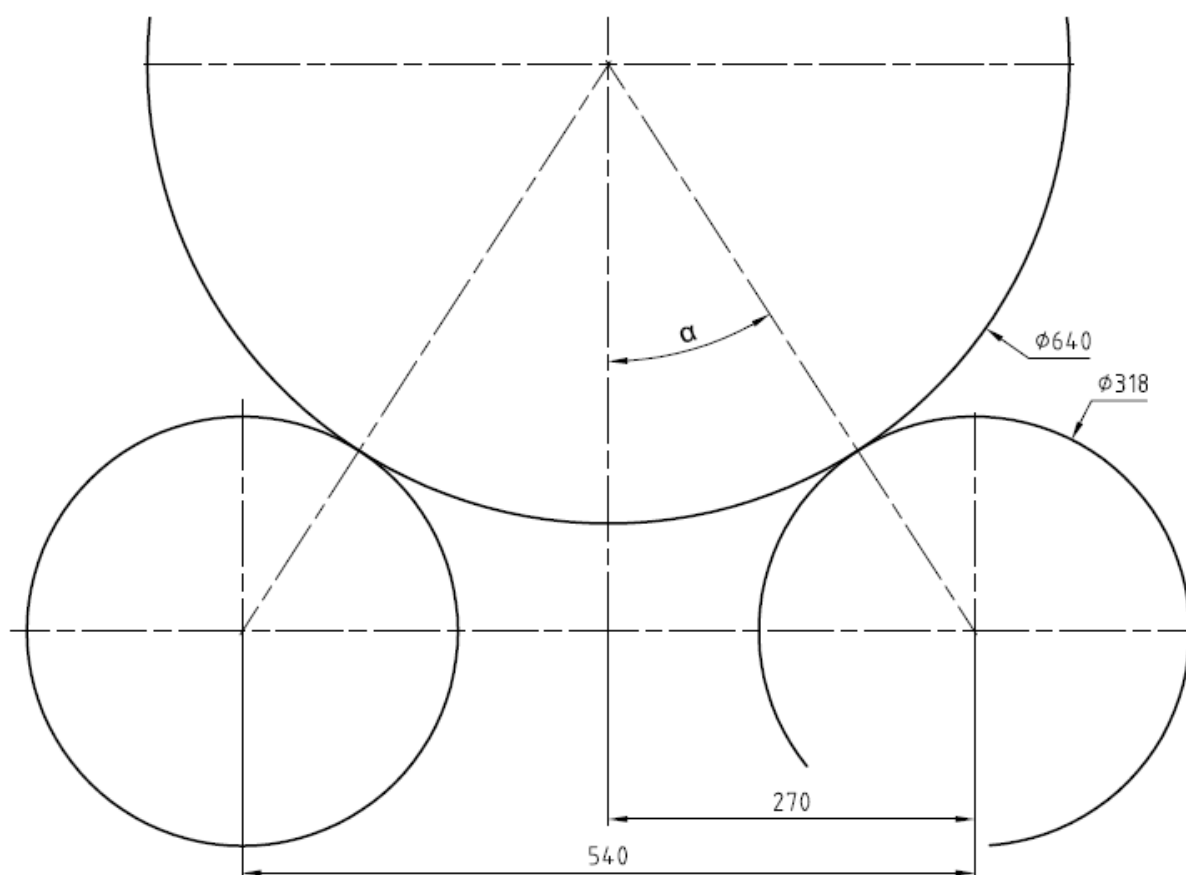
Situace během reálné výkonové zkoušky, za předpokladu bezchybné funkce ať již motocyklu, či samotné zkušebny, vychází z obr. 1.5. Pro účely porovnání navržených konstrukčních variant je však situace komplikovanější z důvodu platnosti zákona akce a reakce. Totiž, že hnací síla, vznikající přiváděním točivého momentu přes převodovku od motoru, působící



mezi zadním kolem motocyklu a válci zkušebny, vyvolává opačně orientovanou reakci. Výsledkem je, že mezi motocyklem a přípravkem k žádnému silovému působení nedochází. Avšak pro porovnání návrhů přípravku budeme uvažovat situaci, že došlo k poruše na zařízení zkušebny a válce zkušebny se zastaví. Maximální přenesitelná síla, popsána v kapitole 1.4 nás limituje i za této situace. Pro výpočet její hodnoty budeme vycházet z údajů dané zkušebny popsané v kapitole 2. při uvažování nejhorší možné situace:

Vybereme největší možný průměr běžně používané zadní pneumatiky motocyklu, tj. 140/80 R18, jejíž výsledný vnější průměr je 680 mm [15].

Vzhledem ke konstrukčnímu uspořádání zkušebny, tj. průměr válců 318 mm a osová vzdálenost válců 540 mm, spočítáme úhel  $\alpha$  (viz obr. 4.25) pro zvolený rozměr kola motocyklu:



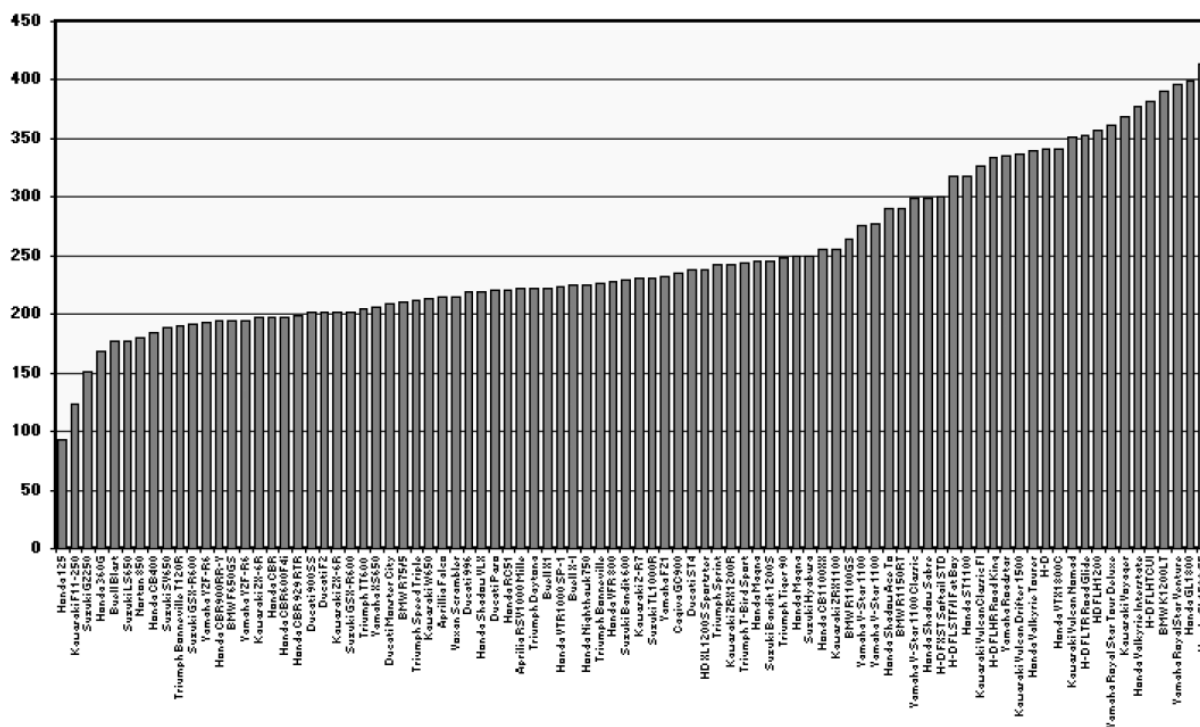
Obr. 4.25 Ilustrace výpočtu úhlu  $\alpha$  při uvažování největšího možného průměru pneumatiky

$$\sin \alpha = \frac{270}{\frac{640}{2} + \frac{318}{2}}; \quad (30)$$

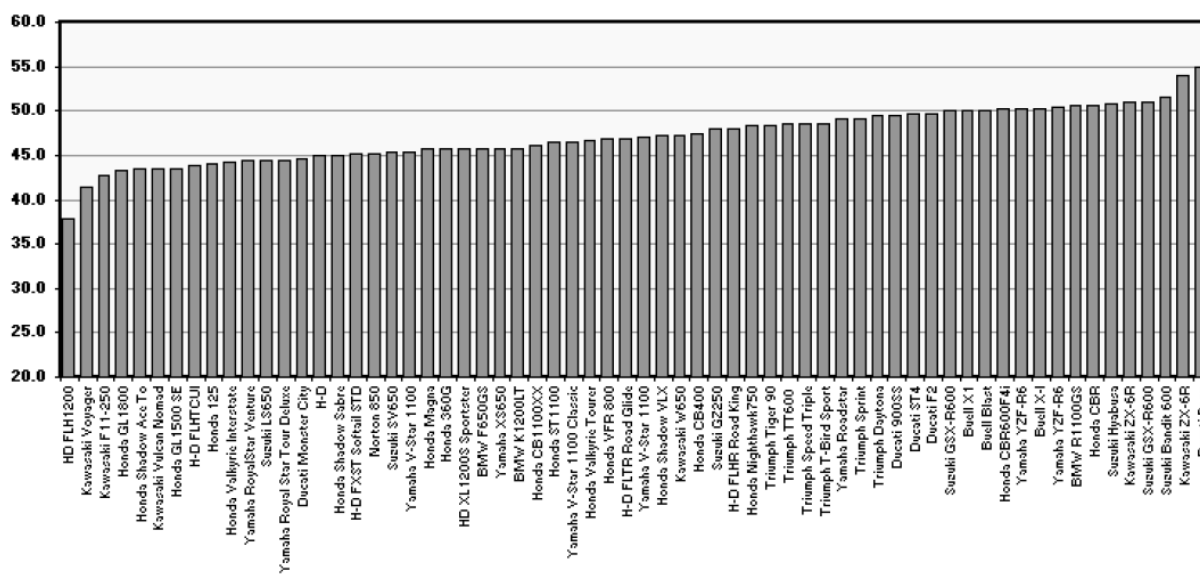
$$\alpha = 32,75 [^\circ].$$



Určíme tíhovou sílu připadající na zadní kolo motocyklu dle: [4]



Obr. 4.26 Graf hodnot provozních hmotností reprezentativního vzorku motocyklů, hodnoty v kg [4]



Obr. 4.27 Graf vyjadřující procentuální poměr váhy připadající na přední kolo reprezentativního vzorku motocyklů [4]

Budeme uvažovat nejhorší situaci. Dle obr. 4.26 váhu stroje 450 kg + 100 kg ekvivalentních obsluze měřicího zařízení, případně vlivem předpětí stahovacích popruhů. Dle vztahu (7) spočítáme celkovou tíhovou sílu:

$$G_{celková} = m \cdot g = 550 \cdot 9,81 = 5395 \text{ [N]}. \tag{31}$$



Dle obr. 4.27 zvolíme sílu připadající na zadní – poháněné - kolo, nejhorší situace je 65%:

$$G_{\text{zadní kolo}} = G_{\text{celková}} \cdot \frac{100}{65} = 5395 \cdot 0,65 = 3507 \text{ [N]}. \quad (32)$$

Dle vztahu (10) určíme maximální přenesitelnou sílu mezi válcem a pneumatikou motocyklu, hodnotu součinitele valivé přilnavosti  $\mu_v$  volíme dle [10] z důvodu povrchové úpravy válců naší zkušebny 0,6:

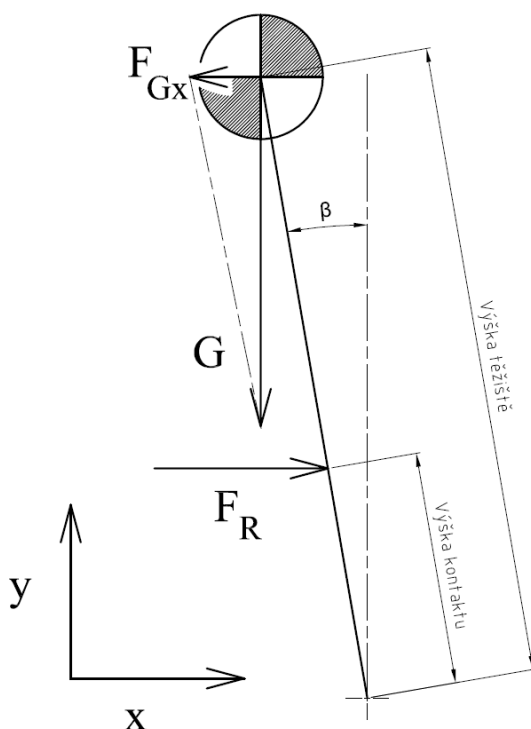
$$F_{S \text{ maximální}} = G_{\text{zadní kolo}} \cdot \mu_v \cdot \cos^2 \alpha = 3507 \cdot 0,6 \cdot \cos^2(32,75); \quad (33)$$

$$F_{S \text{ maximální}} = 1488 \text{ [N]}.$$

Předpokládáme, že u motocyklu nedojde k propružení, jinak řečeno část síly v podélném směru se nepotřebuje na deformace pružin. Dojde tedy k přenesení této síly motocyklem v podélném směru a zvolíme hodnotu zátěžné síly pro pevnostní výpočty 1500 N.

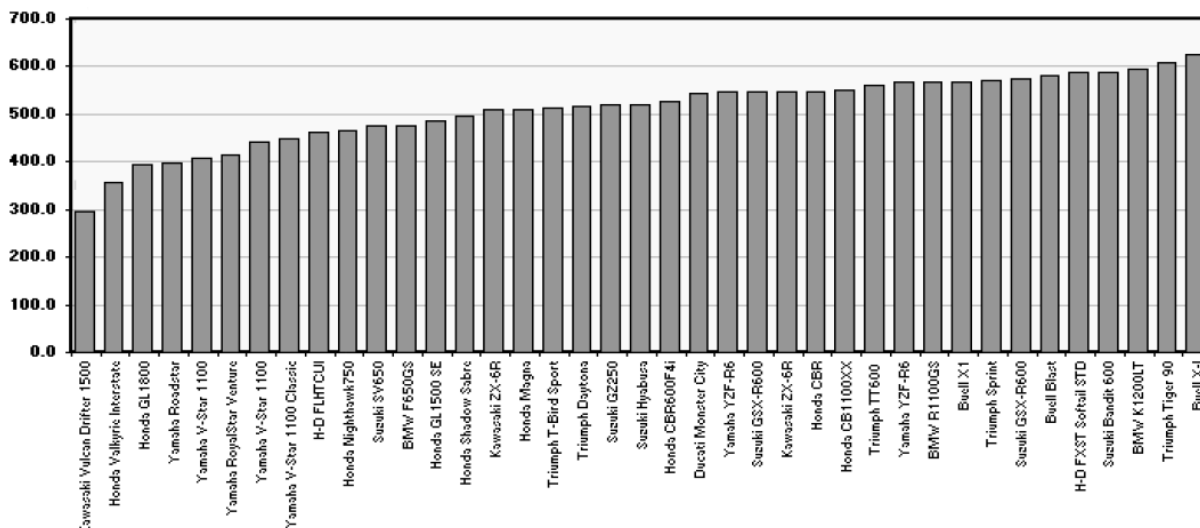
### BOČNÍ SÍLA

V případě boční síly budeme uvažovat působení síly v důsledku naklopení motocyklu, např. během ustavování před výkonovou zkouškou. Tato síla může rovněž vzniknout působením obsluhy během nasedání na stroj. U daných návrhů se zaměříme především na mechanismus aretace přímé polohy motocyklu.



Obr. 4.28 Graf hodnot výšky těžiště pro reprezentativní vzorek motocyklů, hodnoty v mm [4]

Pro výpočet této zátěžné síly se vycházelo z několika předpokladů. Prvním je, že silové působení bude důsledkem naklopení motocyklu o  $5^\circ$  vůči podélné ose. Dalším je určení nejhorší možné polohy těžiště. Zde se vycházelo z: [4]



Obr. 4.29 Graf hodnot výšky těžiště pro reprezentativní vzorek motocyklů, hodnoty v mm [4]

Uvažujme tedy hodnotu těžiště ve výšce 650 mm, hmotnost motocyklu jako v případě dopředné síly, tj. 450 kg. Při náklonu motocyklu o  $5^\circ$  bude mít horizontální složka tíhové síly, viz obr. 4.28, v místě těžiště hodnotu:

$$F_{Gx\ 5deg} = \tan \beta \cdot G = \tan 5^\circ \cdot 450 \cdot 9,81 = 386 \text{ [N]}. \quad (34)$$

Protože však aretační plochy našich návrhů nejsou ve výšce těžiště a uvažujeme otáčení motocyklu v ose kontaktu pneumatik s podložkou, budeme platit momentová rovnováha:

$$F_{Gx\ 5deg} \cdot \text{Výška těžiště} = F_R \cdot \text{Výška kontaktu}. \quad (35)$$

Výška kontaktu je vzdálenost pomyslného středu kontaktní plochy kola motocyklu s přípravkem vůči ose naklonění motocyklu, v případě prvního návrhu uvažována 400 mm a u návrhu č. 2 230 mm – výška horního přitlačného elementu. Reakční sílu získáme úpravou vztahu (33):

$$F_R = \frac{F_{Gx\ 5deg} \cdot \text{Výška těžiště}}{\text{Výška kontaktu}} \text{ [N]}; \quad (36)$$

$$F_{R\_návrh1} = \frac{386 \cdot 650}{400} = 627 \text{ [N]}; \quad (37)$$

$$F_{R\_návrh2} = \frac{386 \cdot 650}{230} = 1091 \text{ [N]}. \quad (38)$$

Dle vypočtených hodnot budeme uvažovat zátěžnou sílu v případě návrhu č. 1 700 N, u návrhu č. 2 potom 1100 N.



## 4.5 ZPŮSOB VYHODNOCENÍ VÝPOČTŮ

### SPOLEHLIVOST KONSTRUKCE

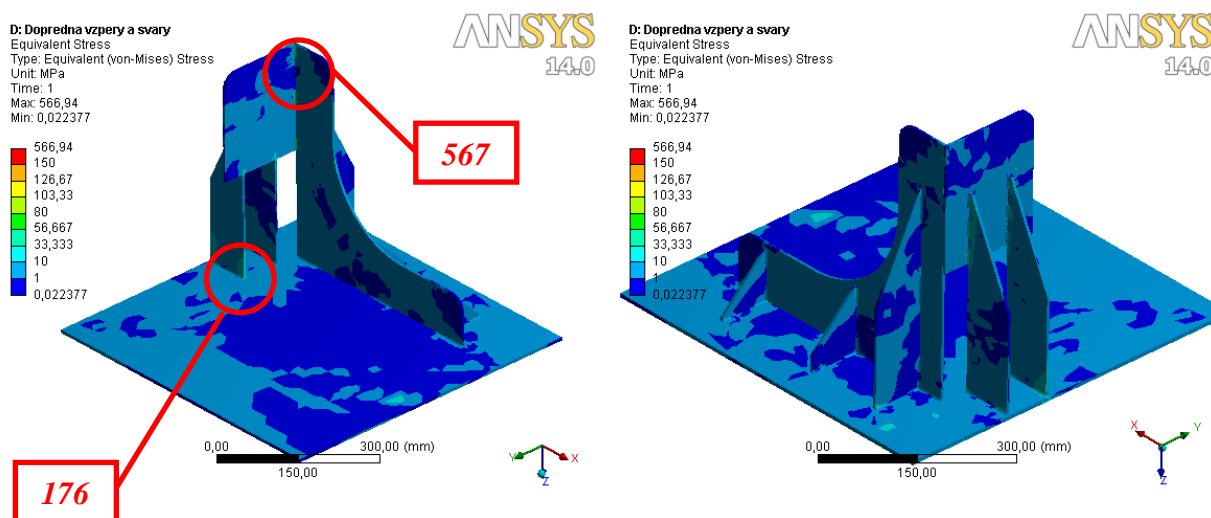
Spolehlivostí konstrukce v našich porovnávacích, deformačně napěťových analýzách rozumíme spolehlivost ve vztahu k určitému meznímu stavu, konkrétně k meznímu stavu pružnosti. V tomto případě bude spolehlivost chápána jako bezpečnost. Bezpečnost vyjadřujeme pomocí koeficientu – součinitele bezpečnosti, který vyjadřuje poměr mezní hodnoty vůči hodnotě provozní. Mezní hodnota je dána zvoleným mezním stavem – v našem případě pružnosti. Pokud dosáhneme tohoto mezního stavu, napjatost v součásti odpovídá mezi kluzu  $\sigma_k$ , dochází k prvním plastickým deformacím přetrvávajících i po odtížení součásti důsledkem čehož vzniknou i zbytková napětí. Aby byla obecná trojosá napjatost, která vzniká v kritických místech navrhnutých přípravků, porovnatelná s mezní hodnotou  $\sigma_k$ , jež je získaná z tahové zkoušky je nutné využít pro popis napjatosti redukované napětí. To převádí obecnou trojosou napjatost na napjatost jednoosou, tahovou, prostou a monotónní. Během našich výpočtů byla použita podmínka redukovaného napětí HMH, které předpokládá vznik plastické deformace v oktaedrické rovině:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}. \quad (39)$$

Kde  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  hlavní napětí [Pa].

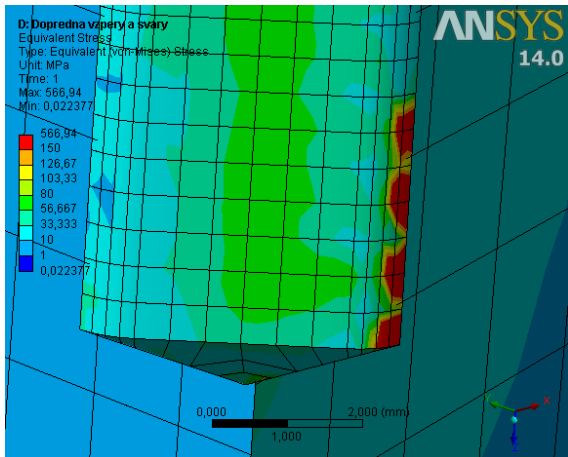
### 4.6 NÁVRH Č. 1

V následujících kapitolách budou znázorněny přímé výstupy použitého výpočtového systému Ansys. Zhodnocení všech výsledků je pak v kap. 4.8.

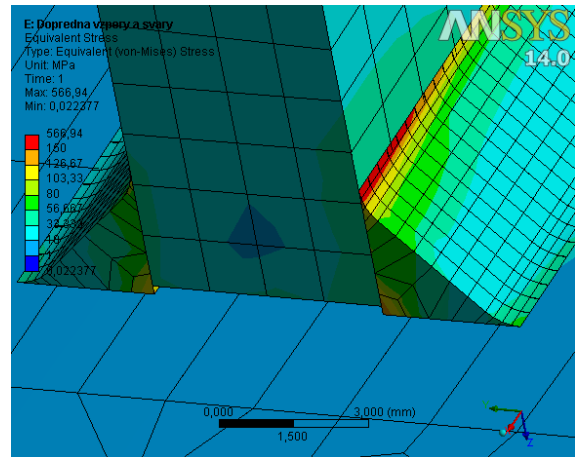


Obr. 4.30 Výsledné hodnoty návrh č. 1 – dopředná síla (redukované napětí HMH [MPa])

V případě návrhu č. 1 a prvního uvažovaného silového zatížení dopřednou silou byly z výsledků vybrány nejhorší místa, konkrétně se jedná o svár mezi čelní a boční plochou a dále o oblast svaru mezi jednou z čelních vzpěr a základnou přípravku.

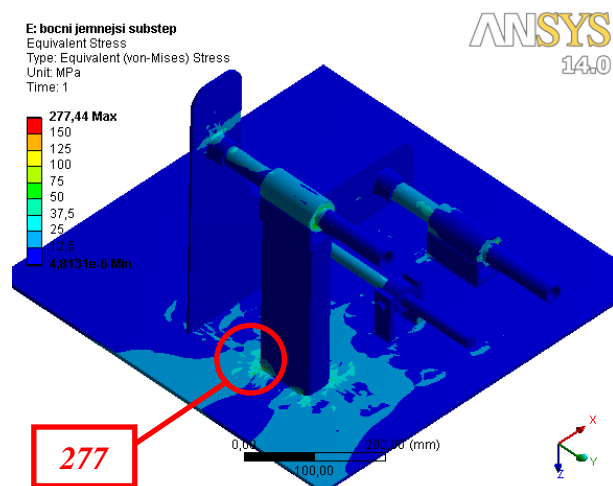
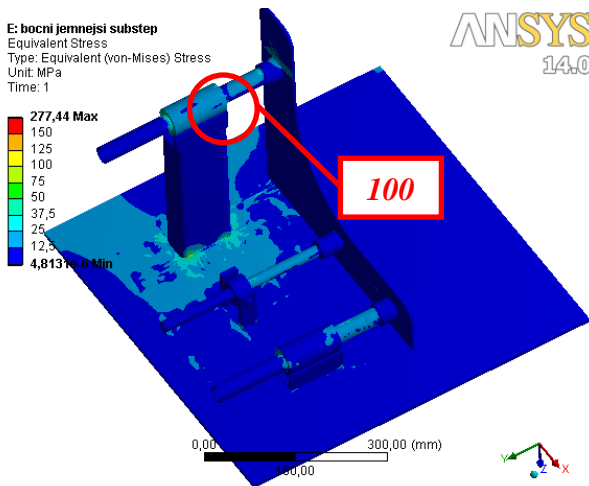


(a) 567 MPa

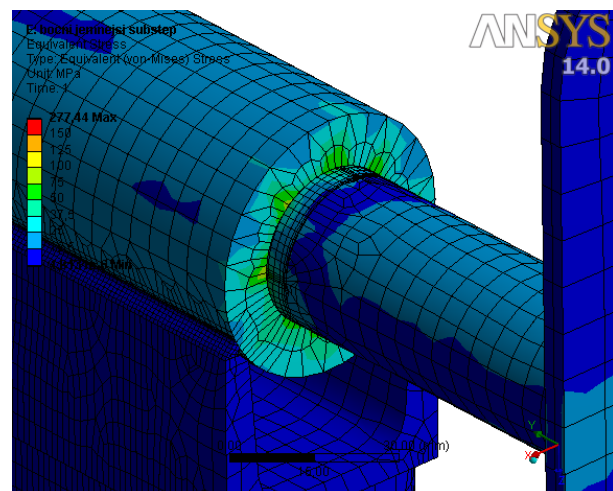
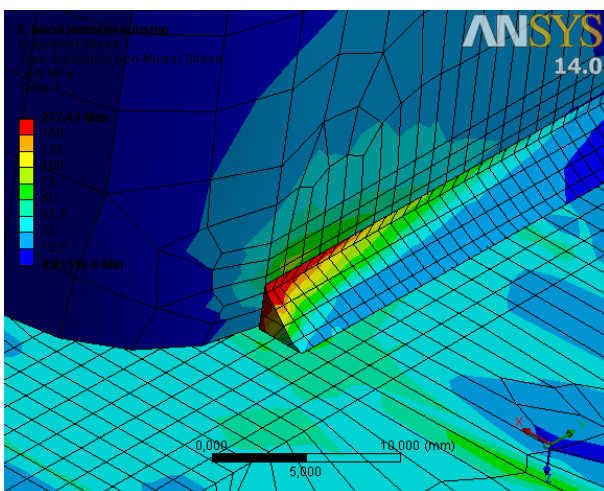


(b) 176 MPa

Obr. 4.31 Detaily kritických míst návrhu č. 1 – dopředná síla (největší napětí, HMH)



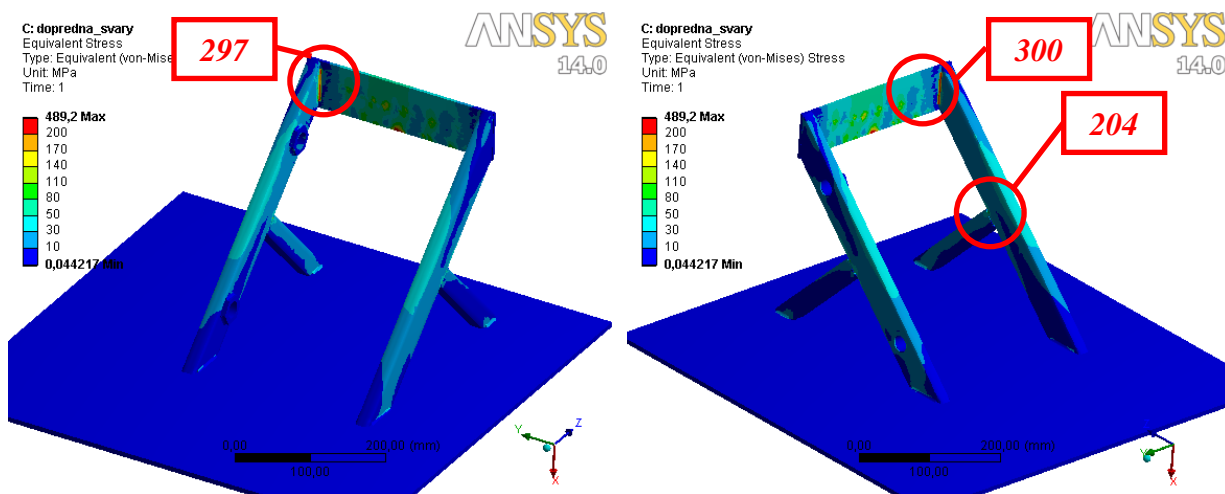
Obr. 4.32 Výsledné hodnoty návrh č. 1 – boční síla (redukované napětí HMH [MPa])



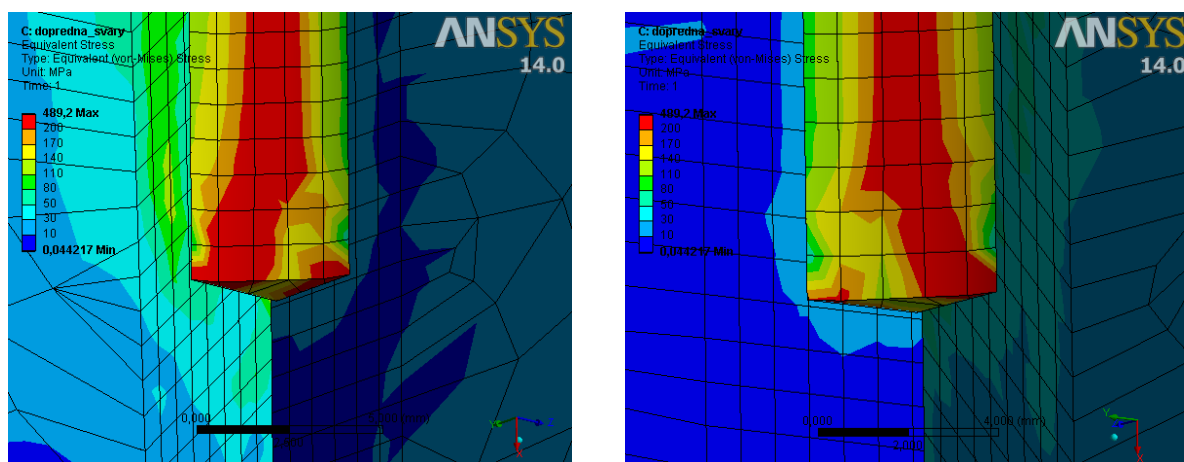
Obr. 4.33 Detaily kritických míst návrhu č. 1 – boční síla (největší napětí, HMH [MPa])



## 4.7 NÁVRH Č. 2

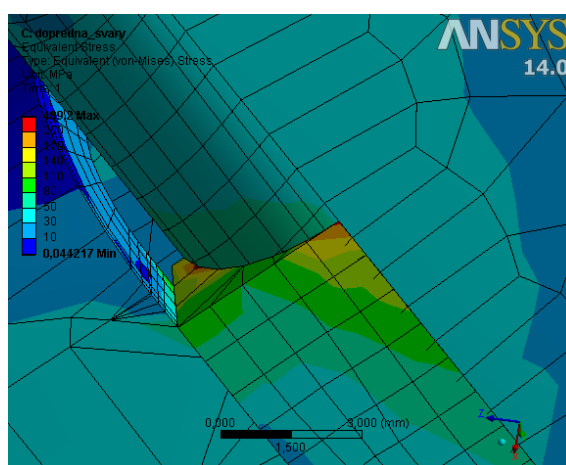


Obr. 4.34 Výsledné hodnoty návrh č. 2 – dopředná síla (redukované napětí HMH [MPa])



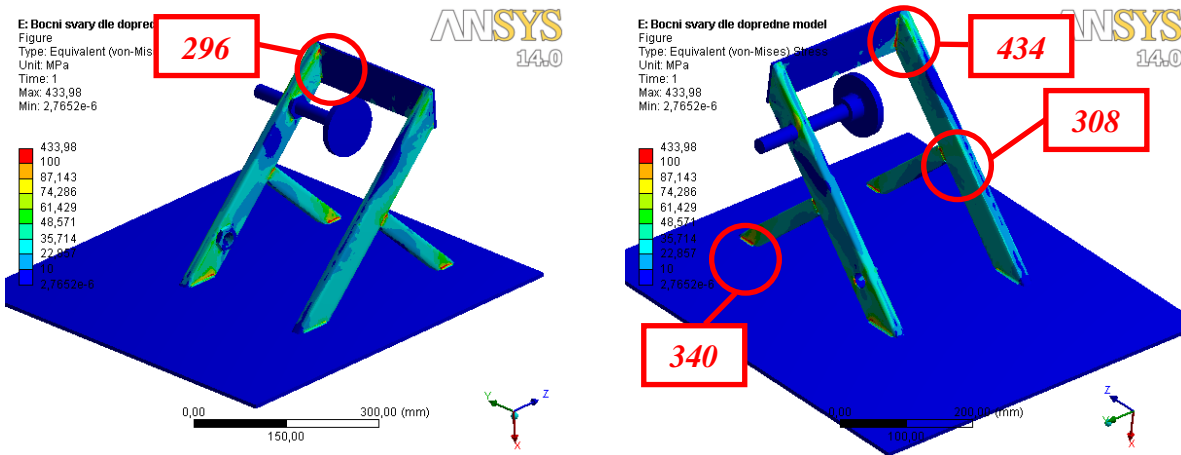
(a) 297 MPa

(b) 300 MPa

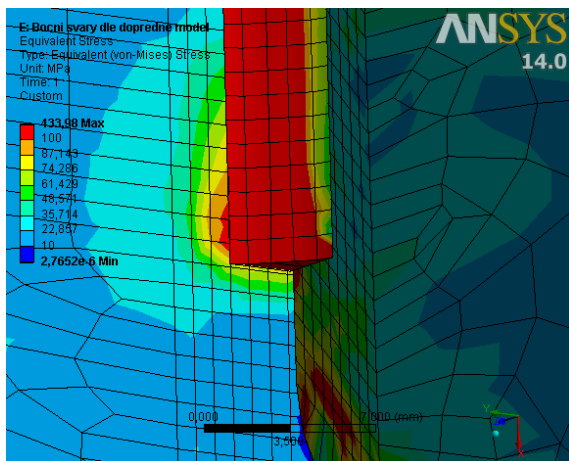


(c) 204 MPa

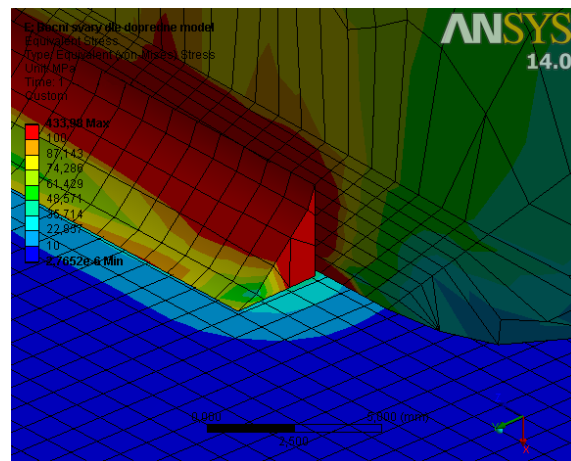
Obr. 4.35 Detaily kritických míst návrhu č. 2 – dopředná síla (největší napětí, HMH)



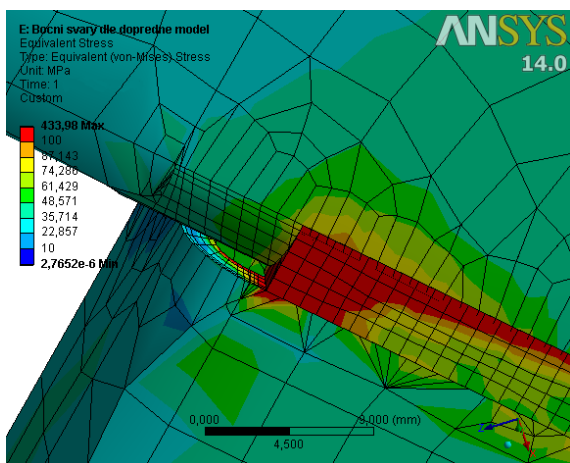
Obr. 4.36 Výsledné hodnoty návrh č. 2 – boční síla (redukované napětí HMH [MPa])



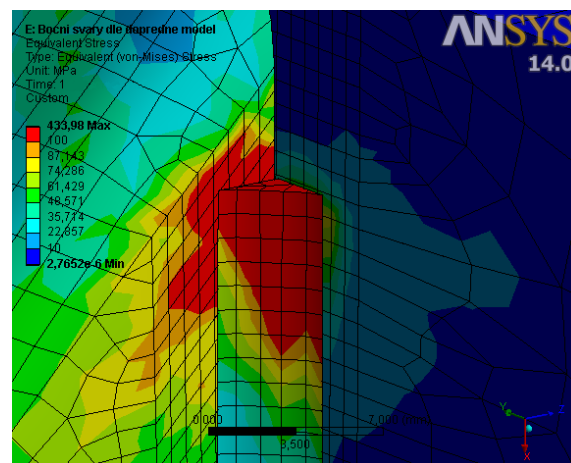
(a) 434 MPa



(b) 340 MPa



(c) 308 MPa



(d) 296 MPa

Obr. 4.37 Detaily kritických míst návrhu č. 2 – boční síla (největší napětí, HMH)



#### 4.8 VYHODNOCENÍ POROVNÁVACÍCH VÝPOČTŮ

Dané konstrukční návrhy budeme porovnávat dle vypočtených napětí v kritických místech, respektive na základě koeficientu bezpečnosti, který je definován jako podíl mezní hodnoty (v našem případě mez kluzu  $\sigma_k$  – viz kapitola 4.2) vůči hodnotě redukovaného napětí  $\sigma_{red}$ :

$$k_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}}. \quad (40)$$

V případě vypočtených hodnot při silovém zatížení dopřednou silou jsou hodnoty následující:

Návrh	Materiál	Mez kluzu $\sigma_k$ [MPa]	Red. napětí $\sigma_{red}$ [MPa]	Koeficient bezpečnosti $k_k$ [-]
1	S355	355	567	0,63
2	S235	235	300	0,78

Tab. 4 Hodnoty bezpečnosti dle vypočítaných hodnot pro zatížení dopřednou silou

Z výsledků je patrné, že oba návrhy jsou nevyhovující (při podmínce  $k_k$  min 1,2 - z důvodu uvažování havarijních stavů). Hlavním problémem prvního návrhu je oblast svaru spojovacího čelní a boční plech. Vlivem silového působení zde dochází k ohybu, kterému nejsou vzpěry svařené s čelním plechem schopny zabránit. U druhého návrhu dochází důsledkem ohybu ke koncentraci napětí v místě svaru nosných profilů s čelním plechem.

Situace v případě druhého silového zatížení – boční silou:

Návrh	Materiál	Mez kluzu $\sigma_k$ [MPa]	Red. napětí $\sigma_{red}$ [MPa]	Koeficient bezpečnosti $k_k$ [-]
1	S355	355	277	1,28
2	S235	235	434	0,54

Tab. 5 Hodnoty bezpečnosti dle vypočítaných hodnot pro zatížení boční silou

Při zatížení aretačního mechanismu návrhu č. 1 boční silou 700 N (viz kapitola 4.4) dochází ke koncentraci napětí v místě svaru mezi základnou přípravku a obdélníkovým profilem, ke kterému je přivařeno vedení tohoto mechanismu. I přesto je však velikost tohoto napětí únosná a zvolené konstrukční řešení přijatelné. Bohužel u druhého návrhu je situace mnohem horší. Vlivem silového působení dochází ke krutu mezi nosnými profily a čelním plechem, koncentraci napětí ve stejném místě jako v případě prvního silového zatížení a ve výsledku naprosto nevyhovujícímu koeficientu bezpečnosti. Ačkoliv se v obou uvažovaných případech silového zatížení jedná o havarijní situace, z důvodu vyhovujících výsledků v případě návrhu č. 1, při zatížení boční silou, se dále budeme zabývat pouze tímto návrhem - jeho modifikací pro splnění podmínky bezpečnosti i v případě zatížení dopřednou silou.

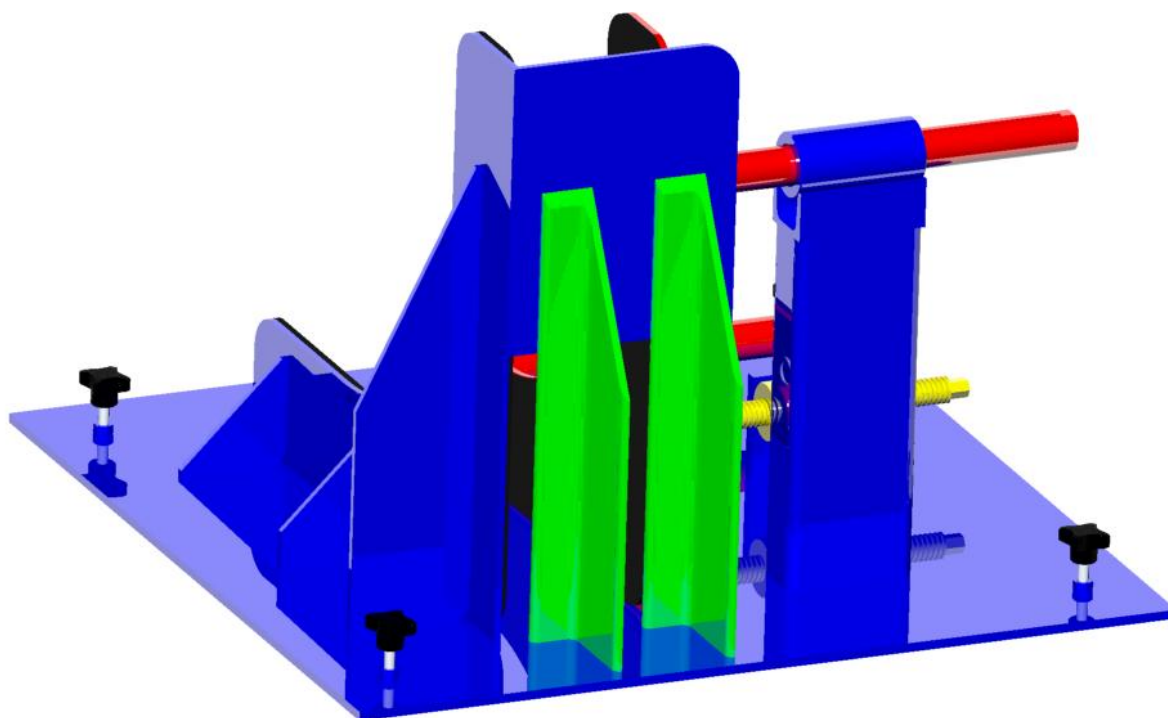


## 5 ZVOLENÝ KONSTRUKČNÍ NÁVRH

V případě zvoleného konstrukčního návrhu je nejprve nutné vyřešit problém s koncentrací napětí v oblasti kritického svaru. Jak již bylo v předchozí kapitole zmíněno, hlavním důvodem vzniku tohoto problému byl přílišný ohyb čelního plechu z důvodu nedostatečné únosnosti vzpěr, kterými byl tento plech spojen se základnou přípravku. V následující kapitole je tedy použité řešení tohoto problému.

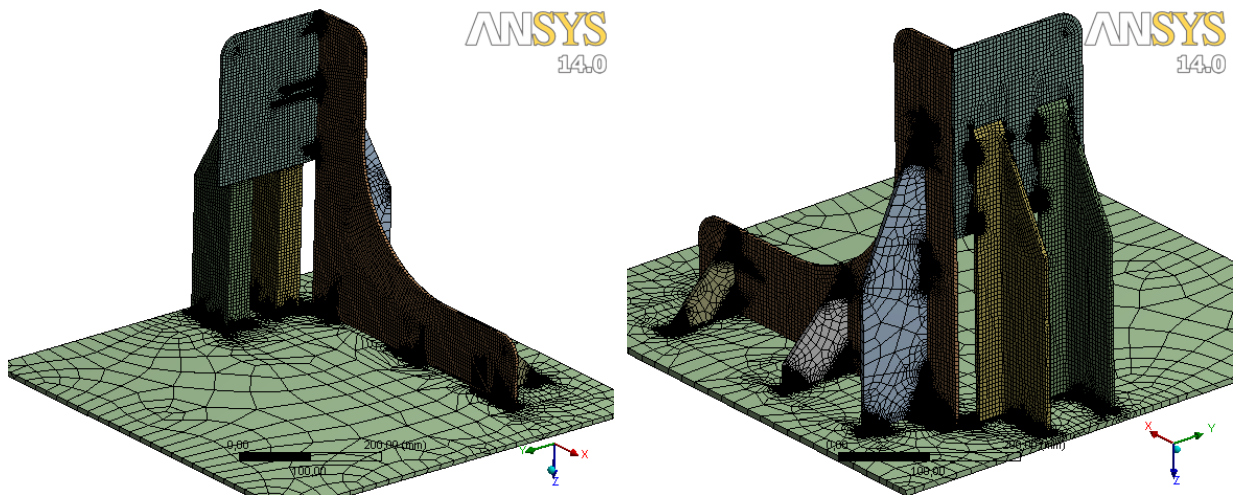
### 5.1 MODIFIKACE NÁVRHU Č. 1

Řešení vzniklého problému tkví v nahrazení profilu daných vzpěr takovým profilem, který bude lépe odolávat krutu, vzniklému z důvodu daného silového působení, a tím předcházet nebezpečnému ohybu čelního plechu. Nabízí se několik možností, avšak pro řešení tohoto problému byly zvoleny tyče průřezu nerovnoramenného L:

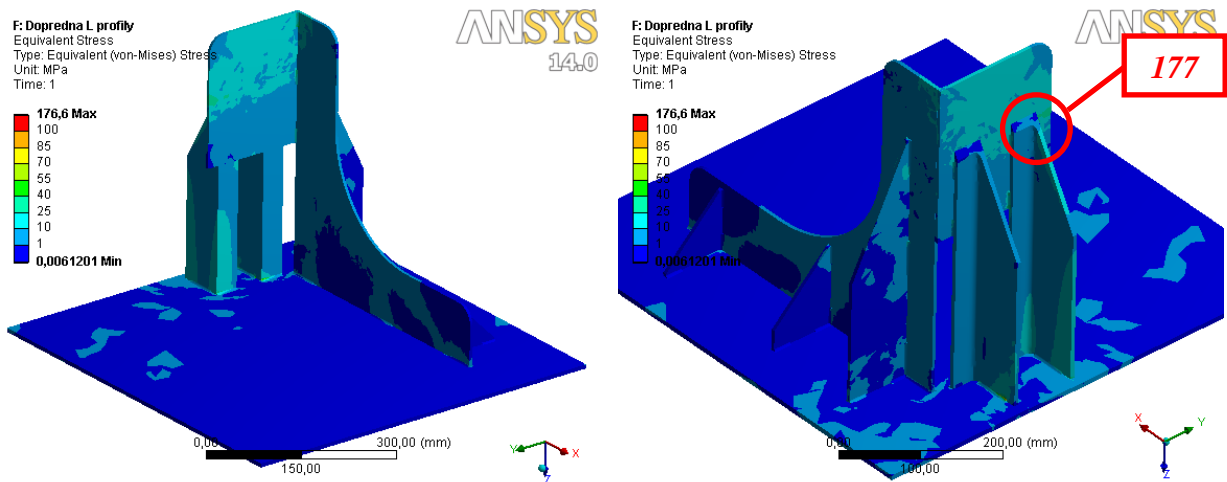


Obr. 5.1 Modifikace návrhu č. 1

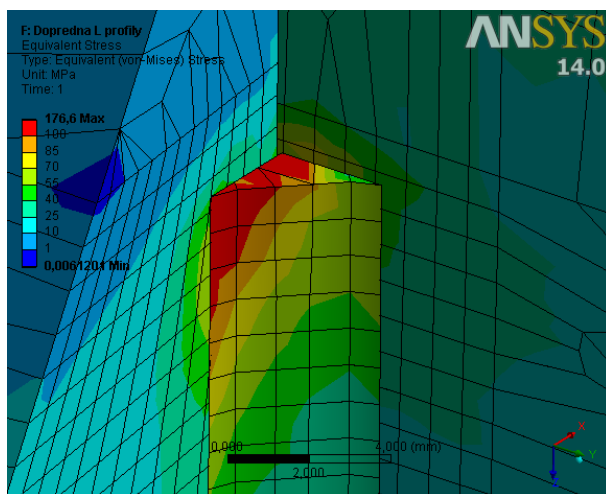
Výsledná celková hmotnost se po této úpravě liší pouze nepatrně, 46,2 kg vůči 45 kg. Pro ověření této modifikace bylo opět využito výpočtového systému MKP Ansys. Zvolené profily jsou z téhož materiálu, jako přiléhající plechy přípravku, tedy ocel S355. Se základnou a čelním plechem jsou spojeny přerušovanými koutovými svary výšky 3 mm, stejně jako v původním návrhu. Použitá výpočtová síť (obr. 5.2) je opět složena z hexadrických lineárních elementů, jejichž velikost byla volena pro modely svaru 1 mm a pro kontaktní plochy v oblastech svaru taktéž 1 mm. Tyto plochy byly, stejně jako v předchozích případech, síťovány tzv. mapovanou sítí. Výsledná síť byla tvořena 239 442 uzly a 300 883 elementy. Okrajové podmínky byly definovány obdobně výpočtu původního návrhu (viz kapitola 4.3), zátěžná síla činila tedy 1500 N (kap. 4.4). Na obr. 5.3 jsou ilustrovány výsledky výpočtů:



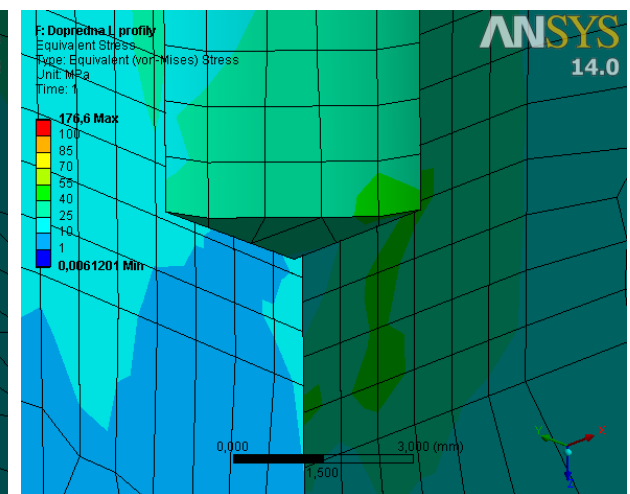
Obr. 5.2 Výpočtová síť modifikovaného návrhu č. 1



Obr. 5.3 Výsledné hodnoty modifikovaného návrhu č. 1 – dopředná síla (red. napětí HMH [MPa])



Obr. 5.4 Detail kritického místa (největší napětí 177 MPa, HMH [MPa])



Obr. 5.5 Detail původního kritického místa (největší napětí <70 MPa, HMH [MPa])



Z výsledků je evidentní, že problematické místo bylo eliminováno, viz detail obr. 5.5. Maximální vypočítané napětí je za těchto okolností na hraně vrchního svaru spojujícího krajní vzpěru s čelním plechem. Koeficient bezpečnosti má v tomto případě však hodnotu:

Materiál	Mez kluzu $\sigma_k$ [MPa]	Red. napětí $\sigma_{red}$ [MPa]	Koeficient bezpečnosti $k_k$ [-]
S355	355	177	2,01

Tab. 6 Hodnota bezpečnosti modifikovaného návrhu č. 1 pro zatížení dopřednou silou

Dle výše uvedeného již návrh č. 1 zcela vyhovuje. Jelikož se však jedná o svařovanou konstrukci, budeme se v následujících kapitolách věnovat možnému vlivu zbytkového napětí po svařování, které v porovnávacích analýzách nebylo uvažováno skrz zjednodušení, viz kapitola 4.2.

## 5.2 ZAHRNUTÍ Vlivu ZBYTKOVÝCH NAPĚTÍ PO SVAŘOVÁNÍ

Jak již bylo uvedeno v kapitole 4.2, zbytková napětí jsou napětí, která působí v tělese trvale bez vnějšího zatěžování jako důsledek předchozích technologických procesů. Rozlišujeme zbytková napětí užitečná a škodlivá. Užitečnou může být např. napjatost působící v povrchových vrstvách kovů, jež zvyšuje mez únavy a korozní odolnost. V našem konkrétním případě se však jedná o zbytková napětí škodlivá, vznikající po procesu svařování. Během svařování totiž dochází k plastické deformaci svarového kovu ohřevem na maximální teplotu, protože okolní chladné oblasti brání jeho roztahování, a následně během ochlazování se nemůže svarový kov libovolně smršťovat v důsledku pevného spojení se základním materiálem. „Platí přitom, že je ve svarku rovnováha pnutí tlakových a tahových. Místní koncentrace pnutí vede k místní koncentraci deformace.“ [8]. V krajním případě může dojít ke vzniku trhlin vlivem lokálního vyčerpání deformační schopnosti svarového spoje. Dále deformace a zbytkové napětí zhoršují užitečné vlastnosti svařované konstrukce, odolnost proti křehkému porušení, stabilitu dílů a odolnost proti korozivnímu praskání pod napětím. Nejvýznamnější činitele mající vliv na velikost a průběh deformací a zbytkových napětí jsou: [8]

- Mechanické a teplotní vlastnosti základního materiálu a svarového kovu (zejména mez kluzu, mez pevnosti a modul pružnosti),
- transformační změny struktury v tepelně ovlivněné oblasti svarového spoje,
- měrný tepelný příkon svařování  $Q$  [kJ/mm],
- typ svarového spoje (tupý/koutový, zhotovený z jedné strany, nebo z obou)
- podmínky svařování, pořadí a tuhost svarového detailu,
- způsob zpracování svarového spoje (tepelné zpracování – relaxační žíhání, mechanické zpracování, případně žádné zpracování – stav po svaření).

Zbytková napětí rozdělujeme podle velikosti objemu, ve kterém působí, na mikroskopické a makroskopické. Jelikož však mikroskopická zbytková napětí mají pouze malý vliv na mechanické a fyzikálně-metalurgické vlastnosti materiálů, rozhodující vliv na užitečné vlastnosti svařovaných konstrukcí mají makroskopická napětí, která působí ve velkých objemech, porovnatelných s rozměry části svařované konstrukce.

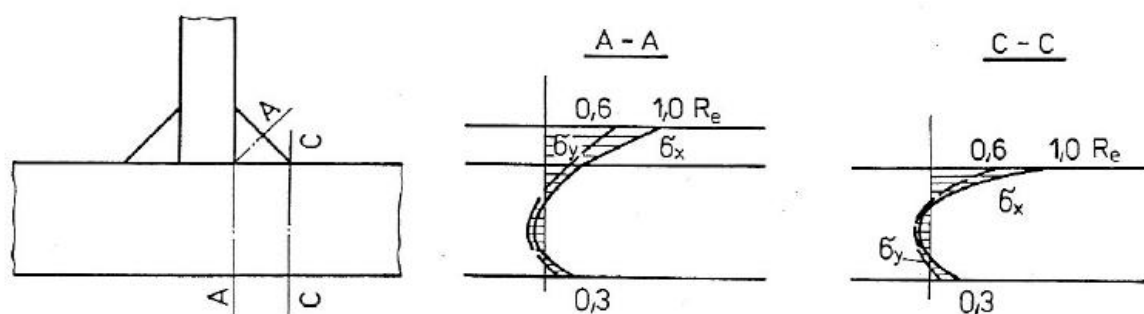


Základními metodami zjišťování velikosti a rozložení zbytkových napětí jsou metody experimentální, využívající v drtivé většině tenzometrie, a dále pomocí MKP. Přesnost výpočtu však v tomto případě závisí na dokonalosti výpočetního systému a přesnosti vstupních hodnot.

Eliminaci zbytkových napětí je nutné uvažovat už ve vývojové etapě, tzn. během návrhu konstrukce a technologie, při svařování i po svaření. Z hlediska konstrukce má na velikost zbytkových napětí vliv: [9]

- Tuhost konstrukce – čím tužší konstrukce, tím větší vnitřní pnutí, elastická konstrukce se deformuje,
- velikost svaru – velký průřez znamená velké příčné smrštění a velká zbytková napětí vlivem zabránění smrštění po tloušťce; dlouhý svar znamená velká zbytková napětí vlivem smrštění po délce,
- tvar svaru a velikost průřezu,
- rozmístění svarů vůči neutrálním osám průřezu – čím větší je vzdálenost, tím větší deformace,
- křížení svarů – vznik špiček zbytkových napětí.

V našem případě budeme uvažovat pouze velice zjednodušený způsob zahrnutí vlivu zbytkových napětí, založený na principu teplotní roztažnosti svařového kovu. Zbytková napětí budou simulována podchlazením modelů svarů ve výpočtových modelech konstrukčního návrhu. Z důvodu tepelné roztažnosti a definované pevné vazby mezi modely svarů a základními materiály dojde ke vzniku napjatosti, jejíž velikost bude záviset na určené hodnotě teploty aplikované na vybrané modely svarů. Výsledná hodnota bude určena na základě více výpočtových iterací, přičemž maximální hodnoty napětí v oblasti koutových svarů, které jsou použity ve vybraném konstrukčním návrhu, by se měly pohybovat v rozmezí  $0,6-1,0 \cdot Re$  (mez kluzu daného materiálu), dle: [8]



Obr. 5.6 Experimentálně stanovený průběh zbytkového napětí v koutovém svaru [8]

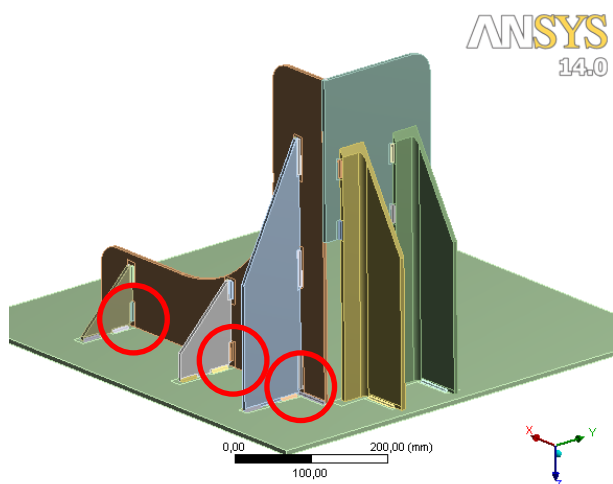
Kromě základních materiálových charakteristik, viz kapitola 4.2, je nutné pro účely námi použité analýzy specifikovat součinitel lineární teplotní roztažnosti  $\alpha$  [ $K^{-1}$ ]. Ten je obecně poměrně málo závislý na teplotě, a proto je v určitém rozsahu teplot považován za konstantní. Konkrétní hodnota, jež je předdefinovaná pro běžnou konstrukční ocel ve výpočtovém systému Ansys, činí:

$$\alpha = 1,2 \cdot 10^{-5} [K^{-1}] \quad (41)$$

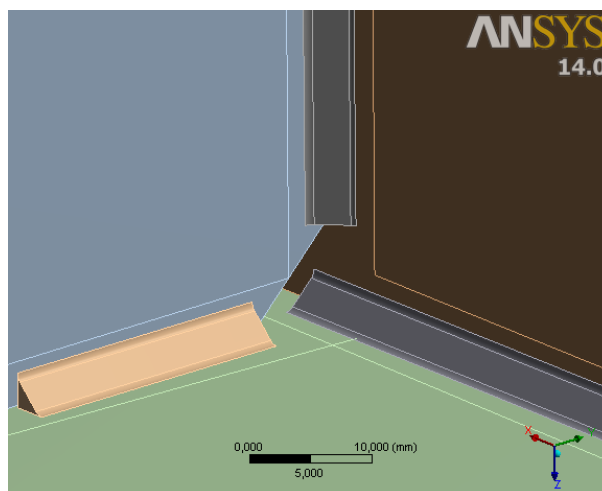


### 5.2.1 VÝPOČTOVÝ MODEL ZAHRNÚJÍCÍ VLIV ZBYTKOVÝCH NAPĚTÍ

Pro výpočty se zahrnutím vlivu zbytkových napětí po svařování byly z důvodu zkrácení výpočtového času použity stejné výpočtové modely a zátěžné stavy, jako v případě porovnávacích výpočtů. V případě porovnávacího a následně i modifikovaného výpočtového modelu pro zatížení dopřednou silou návrhu č. 1 však byl zanedbán vliv křížení svarů v místech spojení příčných vzpěr, základny a opěrného plechu. Jak se dále prokáže, toto zjednodušení však nemělo vliv na výsledky předchozích výpočtů. Z důvodů omezení velikosti a vlivu zbytkových napětí bylo tedy nutné vybraný konstrukční návrh nejprve upravit. Úprava spočívala ve zkosení hran vzpěr tak, aby odpovídaly technologickému požadavku:



Obr. 5.7 Problematická místa křížení svarů

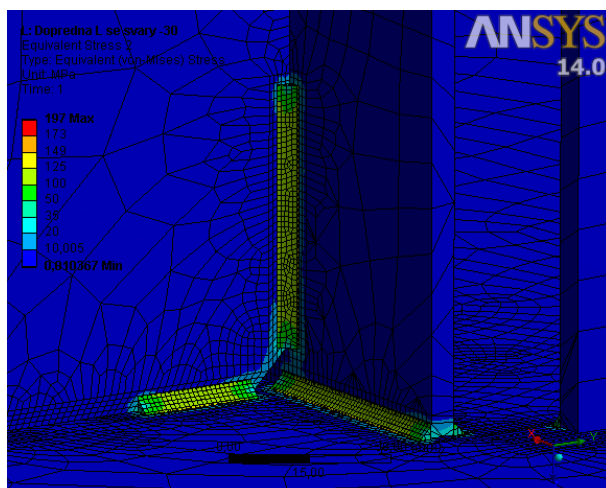


Obr. 5.8 Způsob řešení křížení svaru

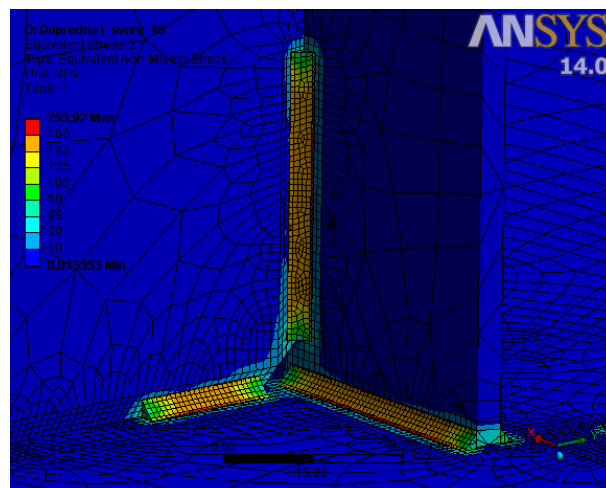
Velikost modelů koutových svarů byla ponechána – výška 3 mm, stejně jako jejich rozmístění, jež bylo už v porovnávacích výpočtech z hlediska minimalizace vlivu zbytkových napětí výhodné, tzn. oboustranné a přerušované.

Pro určení hodnoty teploty aplikované na modely svarů pro vyvolání zbytkové napjatosti v konstrukčním návrhu bylo nejprve nutné provést několik výpočtových iterací bez zahrnutí vlivu následně uvažovaného silového zatížení. Sledována byla maximální hodnota napětí na povrchu modelů svarů, přičemž cílem bylo napětí odpovídající rozmezí popsanému v předcházející kapitole. Protože jsou ve vybraném návrhu použity koutové svary malé výšky, vhodně rozmístěné a křížení svarů bylo eliminováno, dále, pokud budeme předpokládat příznivé podmínky pro minimalizaci zbytkové napjatosti vhodnou metodou svařování, např. ručním svařováním v ochranné atmosféře MIG/MAG, kde lze dosáhnout vysoké proudové hustoty, vysoké rychlosti svařování a ve výsledku zmenšení tepelně ovlivněné oblasti, lze předpokládat, že tyto maximální hodnoty napětí nebudou dosahovat extrému. Byly provedeny celkem 4 výpočtové iterace, jejichž výsledky jsou ilustrovány na příkladech obr. 5.9 až 5.13. Z výše uvedených důvodů byla zvolena hodnota simulující zbytková napětí po svařování  $-45^{\circ}\text{C}$ . V tomto případě se maximální hodnota napětí na povrchu svaru pohybuje okolo 250 MPa. Protože uvažujeme hodnotu meze kluzu použitého materiálu 355 MPa, pak vypočtená hodnota napětí na povrchu svaru odpovídá předpokládanému rozsahu, viz předchozí kapitola:

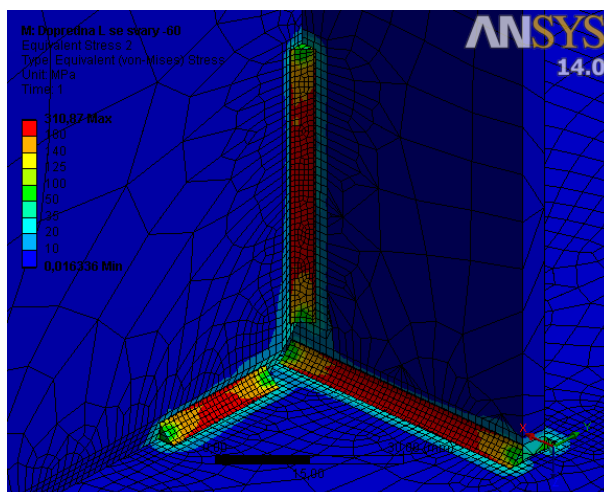
$$\begin{aligned} 0,6 \cdot 355 &\leq 250 \leq 355 \\ 213 &\leq 250 \leq 355 \end{aligned} \quad (42)$$



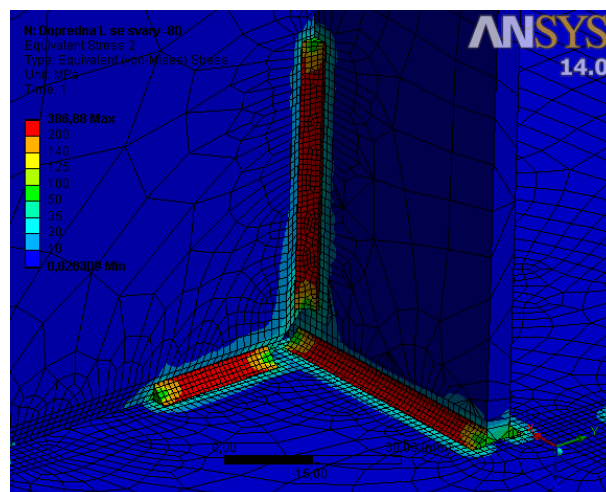
Obr. 5.9 Detail svarů pro teplotu  $-30^{\circ}\text{C}$   
(red. napětí HMM [MPa])



Obr. 5.10 Detail svarů pro teplotu  $-45^{\circ}\text{C}$   
(red. napětí HMM [MPa])



Obr. 5.11 Detail svarů pro teplotu  $-60^{\circ}\text{C}$   
(red. napětí HMM [MPa])



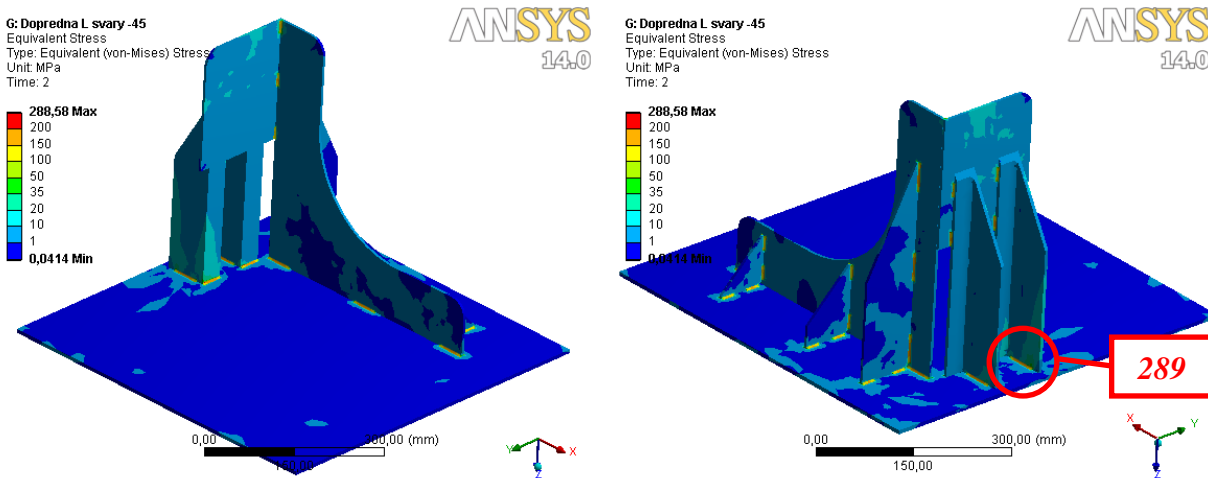
Obr. 5.12 Detail svarů pro teplotu  $-80^{\circ}\text{C}$   
(red. napětí HMM [MPa])

Výpočet probíhal ve dvou krocích, prvním bylo vytvoření zbytkových napětí podchlazením svarů z počáteční teploty okolí (předdefinováno  $22^{\circ}\text{C}$ ), druhým pak aplikace samotného silového zatížení. Okrajové podmínky a silová zatížení byla stejná jako u porovnávacích výpočtů, viz kapitoly 4.3 a 4.4. Během tvorby výpočtových sítí se postupovalo stejným způsobem, jako u předchozích výpočtů. Tzn. velikost elementů použitých na modely svarů 1 mm a mapovaná síť v oblastech kontaktů s velikostí elementu 1,5 mm. Výsledná síť modelu pro výpočet zatížení dopřednou silou a se zahrnutím možného vlivu zbytkových napětí byla tvořena 148 560 elementy a 118 250 uzly. Použitý výpočtový model pro výpočet zátěžného stavu boční silou se shoduje s modelem použitým pro porovnávací výpočty, viz kapitola 4.1, výsledná výpočtová síť byla v tomto případě tvořena 237 257 elementy a 192058 uzly.

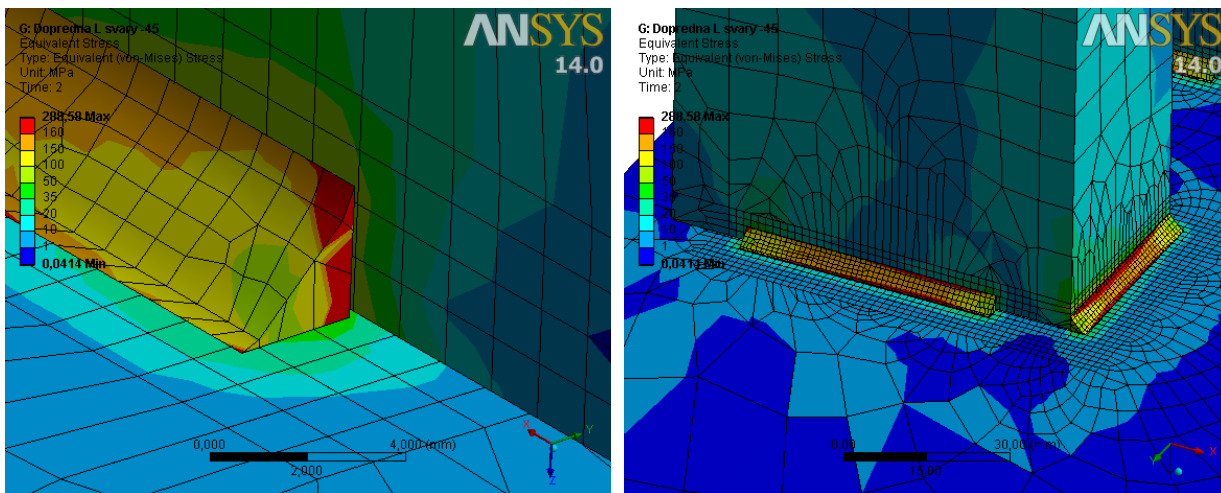


### 5.2.2 VÝSLEDNÉ HODNOTY NAPĚTÍ

#### PRO ZATÍŽENÍ DOPŘEDNOU SILOU



Obr. 5.13 Výsledné hodnoty se zahrnutím vlivu zbytkových napětí - dopředná síla (redukováné napětí HMH [MPa])



Obr. 5.14 Detail kritického místa a přiblížení oblasti svarových spojů čelní vzpěry se základnou (redukováné napětí HMH [MPa])

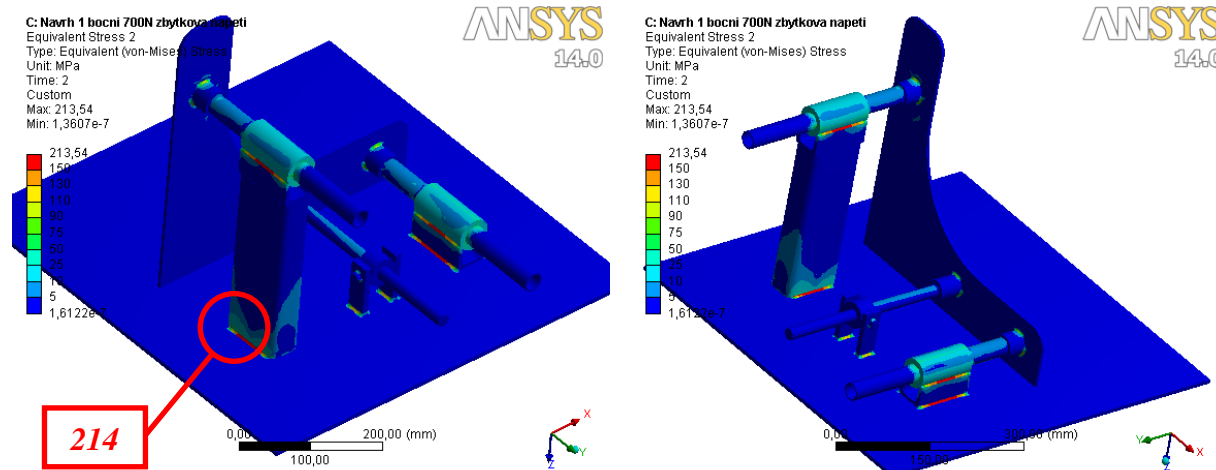
Z výsledků je evidentní, že kritické místo se při zahrnutí vlivu simulovaných zbytkových napětí přesunulo do oblasti svaru jedné z čelních vzpěr. I přesto je však možné maximální hodnotu napětí v tomto místě považovat za bezpečnou:

Materiál	Mez kluzu $\sigma_k$ [MPa]	Red. napětí $\sigma_{red}$ [MPa]	Koeficient bezpečnosti $k_k$ [-]
S355	355	289	1,23

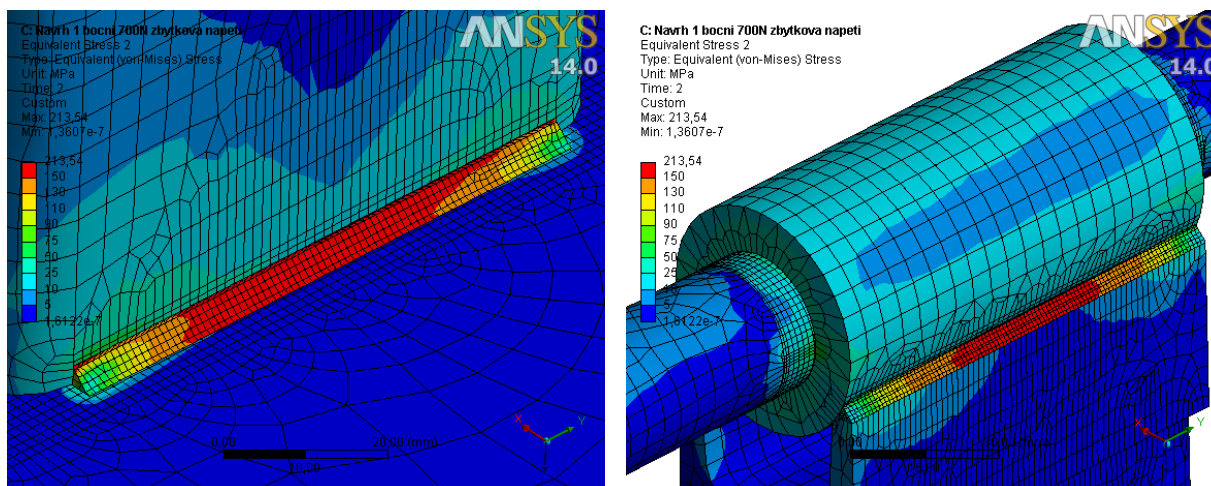
Tab. 7 Hodnota bezpečnosti při zahrnutí možného vlivu zbytkových napětí – dopředná síla



PRO ZATÍŽENÍ BOČNÍ SILOU



Obr. 5.15 Výsledné hodnoty se zahrnutím vlivu zbytkových napětí - boční síla (redukované napětí HMH [MPa])



Obr. 5.16 Detail kritického místa a přiblížení oblasti kluzného vedení (redukované napětí HMH [MPa])

V případě zatížení boční silou a zahrnutí vlivu simulovaných zbytkových napětí je celková hodnota napětí nižší, než tomu bylo při výpočtu čistě silovým zatížením. Příčinou je pozitivní vliv zbytkové napjatosti, která působí právě proti napjatosti vyvolané boční silou. Dle obr. 5.16 je zřejmé rozložení napětí ve svaru, kde maximum zbytkového napětí působí ve středu. Naopak strukturní silové zatížení způsobuje extrémní napětí na konci svaru. Vyhodnocovaným výsledkem je kombinace obou napjatostí, přičemž bylo zjištěno, že silové zatížení na konci svaru se podílí na výsledné napjatosti větším podílem.

Materiál	Mez kluzu $\sigma_k$ [MPa]	Red. napětí $\sigma_{red}$ [MPa]	Koeficient bezpečnosti $k_k$ [-]
S355	355	214	1,66

Tab. 8 Hodnota bezpečnosti při zahrnutí možného vlivu zbytkových napětí – boční síla



## ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout zařízení sloužící k měření výkonu motocyklů pomocí válcové dynamické brzdy, která je primárně určena k měření výkonu osobních automobilů. V úvodní rešeršní části jsme se tedy zabývali základními podmínkami výkonové zkoušky motocyklu s ohledem na odlišnosti vůči výkonovým zkouškám automobilů. Hlavním rozdílem je samotné zajištění měřeného vozidla, neboť výkonové zkušebny určené pro osobní automobily nejsou vybavené přípravkem, který by zamezil samovolnému pohybu motocyklu.

Pro danou výkonovou zkušebnu, MAHA LPS 3000, byly navrženy dvě konstrukční varianty s ohledem na možné rozvory, rozměry předních kol a uzpůsobení brzdových systémů měřených motocyklů. Tyto varianty byly vzájemně porovnány pomocí MKP analýz ve dvou zátěžných stavech – zatížení dopřednou silou a boční silou. Uvedené zátěžné stavy byly uvažovány jako havarijní situace, ke kterým by za běžných provozních okolností nemělo dojít. Jedná se o poruchu měřicího zařízení, odpovídající stavu okamžitého zastavení válců, a o pád motocyklu. Výsledky jsou následující.

Návrh č. 1 při zatížení dopřednou silou vykazuje koeficient bezpečnosti 0,63 a při boční síle 1,28. V případě návrhu č. 2 jsou koeficienty bezpečnosti 0,78 a 0,54 a z tohoto důvodu lze říci, že toto řešení nevyhovuje při zatížení oběma způsoby. Proto byl návrh č. 1 modifikován a to konkrétně změnou provedení čelních vzpěr. Po této úpravě byly bezpečnosti tohoto návrhu 2,01 a 1,28.

Je nutné říci, že výše uvedené analýzy zanedbávaly vliv zbytkového napětí, které vzniká technologickým procesem – svařováním. Dopusud vyhovující modifikovaný návrh č. 1 byl proto podroben analogickým analýzám, avšak se zahrnutím zbytkové napjatosti. Ta byla simulována pomocí podchlazení svarů. Konečné hodnoty koeficientů bezpečnosti jsou 1,23 a 1,66 – konstrukční řešení z hlediska bezpečnosti vyhovuje, a proto byla vytvořena jeho výkresová dokumentace. Cíle diplomové práce byly splněny v plném rozsahu.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, František. Teorie a konstrukce motocyklů. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2004, 355 s. ISBN 80-239-1601-7
- [2] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. 1. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc, 2003, 578 s. ISBN 80-238-8756-4
- [3] PETRUŠKA, Jindřich. Počítačové metody mechaniky II: Metoda konečných prvků. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2003
- [4] FOALE, Tony. *Motorcycle handling and chassis design: the art and science*. Sec. ed. Spain: Tony Foale, 2006. ISBN 84-933-2863-4
- [5] RAMPÁČEK, Bernard. Měření výkonu motocyklu. Brno, 2012. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Ondřej Maršálek.
- [6] ČECH, Radim a Petr TOMČÍK. Měření výkonových charakteristik spalovacích motorů: Korekce výkonu. SBORNÍK vědeckých prací Vysoké školy báňské - Technické univerzity Ostrava: Řada strojní [online]. 2010 [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <http://transactions.fs.vsb.cz/2010-1/1740.pdf>
- [7] JARÝ, Milan. *Výpočtové modelování procesu svařování a tepelného zpracování ocelí s využitím elasto-viskoplastického modelu materiálu*. Brno, 2013. Doktorská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Lubomír Junek, Ph.D.
- [8] ULRICH, Koloman a Roman KOLEŇÁK. *Konstrukcia a navrhovanie zvarkov*. Bratislava: STU v Bratislave, 2005. ISBN 80-227-2211-1
- [9] KOVAŘÍK, Rudolf. *Technologie svařování*. 2. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita, 2000, 185 s. ISBN 80-708-2697-5
- [10] LAND & SEA, Inc. *Motorcycle and ATV Dynamometer Systems* [online]. © 2014 [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <http://www.land-and-sea.com/motorcycle-dyno/motorcycle-dyno.htm>
- [11] JURENKA, Josef. Hodnocení únavové odolnosti svařovaných konstrukcí. [online]. 2013 [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: [http://mechanika.fs.cvut.cz/content/files/DPZ/DPZ\\_Jur\\_cviceni\\_2.pdf](http://mechanika.fs.cvut.cz/content/files/DPZ/DPZ_Jur_cviceni_2.pdf)
- [12] MAHA MASHINENBAU HALDENWANG GMBH & CO. KG. *Rollen-Leistungs-und Funktionsprüfstand für PKW, LKW und Motorräder: Typ: LPS 3000*. 2012, 6 s.
- [13] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIMUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [14] *Motocomtest* [online]. © 2004+, 19.10.2011 [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <http://www.motocom.cz/>



- [15] BRIDGESTONE CORPORATION. Bridgestone [online]. 2014 [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: [http://www.bridgestone.com/products/motorcycle\\_tires/products/category/index.html](http://www.bridgestone.com/products/motorcycle_tires/products/category/index.html)
- [16] Measurements - NZTA Vehicle portal. New Zealand Transport Agency [online]. 2014 [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <http://vehicleinspection.nzta.govt.nz/virms/light-vehicle-repair/motorcycles/measurements>
- [17] Galfer Wave Brake Rotors. Pashnit [online]. 2014 [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: [http://www.pashnit.com/product/galfer\\_rotors.html](http://www.pashnit.com/product/galfer_rotors.html)
- [18] Feron, a.s. *Feron: Velkoobchod s hutním materiálem* [online]. 2014 [cit. 2014-05-28]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/>
- [19] GUMEX, s.r.o. *GUMEX: Distributor hadic a pryží* [online]. 2014 [cit. 2014-05-28]. Dostupné z: <http://www.gumex.cz/>



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$c_{f\check{C}SN}$	[-]	korekční faktor dle normy ČSN
$c_{fDIN}$	[-]	korekční faktor dle normy DIN
$c_{fISO}$	[-]	korekční faktor dle normy ISO
$c_{fSAE}$	[-]	korekční faktor dle normy SAE
$D_{kolo}$	[mm]	celkový průměr kola
$D_{ráfek}$	[palec]	průměr ráfku
$E$	[MPa]	Youngův modul
$f$	[-]	součinitel tření v závitě (šroub/matice)
$F_{Gx\ 5deg}$	[N]	horizontální složka tíhové síly při naklonění motocyklu o 5°
$F_R$	[N]	valivý odpor
$F_R$	[N]	reakční síla
$F_{S,max}$	[N]	maximální přenesitelná obvodová síla
$G$	[N]	tíhová síla
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	tíhové zrychlení
$G$	[MPa]	modul pružnosti ve smyku
$k_k$	[-]	koeficient bezpečnosti
$m$	[kg]	váha tělesa
$N$	[N]	tlaková síla, kterou působí podložka na těleso
$N_{profil}$	[-]	profilové číslo
$o_{x,y,z}$	[N·m <sup>-3</sup> ]	objemové zatížení
$p$	[hPa]	tlak vzduchu
$P_v$	[hPa]	tlak parciálních vodních par
$Q$	[kJ·mm <sup>-1</sup> ]	měrný tepelný příkon svařování
$Q_e$	[J]	teplo ekvivalentní efektivní práci motoru
$Q_{chl}$	[J]	teplo odvedené chlazením
$Q_{ns}$	[J]	teplo ztracené nedokonalým spalováním paliva
$Q_o$	[J]	teplo odvedené mazacím olejem
$Q_{ost}$	[J]	ostatní ztracené teplo
$Q_p$	[J]	celkové množství tepla přivedeného v palivu
$Q_v$	[J]	teplo odvedené výfukem
$R$	[m]	poloměr kola
$t$	[°C]	teplota vzduchu
$u,v,w$	[m]	posuvy



$W_{\text{pneu}}$	[mm]	šířka pneumatiky
$\alpha$	[°]	úhel mezi normálou tíhové síly a spojnicí středu kola s válcem zkušebny
$\alpha$	[°]	úhel profilu závitu
$\alpha$	[K <sup>-1</sup> ]	součinitel lineární teplotní roztažnosti
$\gamma_{xy,yz,zx}$	[-]	úhlová přetvoření
$\varepsilon_{x,y,z}$	[-]	délková přetvoření
$\mu$	[-]	Poissonova konstanta
$\mu_v$	[-]	součinitel valivé přilnavosti
$\xi$	[m]	rameno valivého odporu
$\sigma_k, Re$	[MPa]	mez kluzu
$\sigma_m$	[MPa]	mez pevnosti
$\sigma_{\text{red}}$	[MPa]	redukované napětí
$\sigma_{x,y,z}$	[Pa]	hlavní napětí
$\tau_{xy,xz,yz}$	[Pa]	smyková napětí
$\psi$	[°]	úhel stoupání závitu



## SEZNAM PŘÍLOH

- I. Kompletní výkresová dokumentace výsledné varianty