



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
LETECKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AEROSPACE ENGINEERING

# NÁVRH ZAŘÍZENÍ PRO MĚŘENÍ AERODYNAMICKÝCH SIL A MOMENTŮ V AERODYNAMICKÉM TUNELU

DESIGN OF DEVICE FOR MEASUREMENT OF AERODYNAMIC FORCES AND MOMENTS IN  
WIND TUNNEL

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTERS'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

Bc. PETR BROŽEK

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

Ing. ONDŘEJ LAJZA



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Letecký ústav

Akademický rok: 2013/14

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Petr Brožek

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

obor: **Stavba letadel (2301T039)**

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

**Návrh zařízení pro měření aerodynamických sil a momentů v aerodynamickém tunelu**

v anglickém jazyce:

**Design of device for measurement of aerodynamic forces and moments in wind tunnel**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro zjištění aerodynamických charakteristik modelů měřených v aerodynamickém tunelu se používá dvou metod. Měření tlaku nebo měření aerodynamických sil působících na model. V praxi se však často obě metody kombinují. Metody založené na tlakovém měření jsou již na Leteckém Ústavu využívány, aerodynamické váhy jsou však novou problematikou.

Cíle diplomové práce:

Student by měl vytvořit koncepční návrh vah pro měření silových účinků proudu na model v měřicí trati. Navrhne mechanickou a elektickou část vah. Navrhne úpravu měřicí sekce pro instalaci aerodynamických vah. Dále vytvoří základní obslužný program v prostředí LabView.

Seznam odborné literatury:

William H.Rea,Jr.& Alan Pope: Low-speed wind tunnel testing, 1984 ISBN 0-471-87402-7

Vedoucí diplomové práce: Ing. Ondřej Lajza

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

V Brně, dne 15.11.2013 9:43:



  
doc. Ing. Jaroslav Juračka, Ph.D.  
Ředitel ústavu

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



## **Abstrakt**

Diplomová práce se zabývá návrhem speciálního zařízení pro měření aerodynamických sil a momentů působících na chladiče v aerodynamickém tunelu a vytvořením základního obslužného programu v prostředí LabView. Součástí diplomové práce je i analýza pro předpověď velikosti odporových sil testovaných chladičů.

## **Klíčová slova**

Aerodynamický tunel, měřicí sekce, odporová síla chladiče, tenzometr, měřicí zařízení, rámy, tenzometrická tyč, kalibrace, LabView

## **Abstract**

The masters thesis is focused on design of the device for measurement of the aerodynamic forces and moments acting on radiators mounted in the wind tunnel test section. The thesis also includes the analysis of the aerodynamic drag which is produced by radiators and the LabView application software development.

## **Key words**

Wind tunnel, test section, radiator drag, strain gage, strain gage balance, frame, strain gage rod, calibration, LabView

## **Bibliografická citace**

BROŽEK, P. *Návrh zařízení pro měření aerodynamických sil a momentů v aerodynamickém tunelu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 182 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Lajza.

## **Prohlášení autora o původnosti práce**

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně a že pro tvorbu byly použity prameny uvedené v seznamu použitých zdrojů.

V Brně dne 25. 5. 2014

.....

Bc. Petr Brožek



## **Poděkování**

Zde bych rád poděkoval několika lidem, kteří mi významně pomohli při tvorbě této diplomové práce.

Za vedení Ing. Ondřeji Lajzovi.

Za velmi cenné konzultace statistické analýzy v programu Minitab Ing. Josefu Bednářovi, Ph.D.

Za pomoc s problematikou tenzometrického měření doc. Ing. Ivo Jebáčkovi, Ph.D.

Za spolupráci na projektu úpravy měřicí sekce aerodynamického tunelu pro testování chladičů budoucímu bakaláři Davidu Vaňkovi.



# Obsah

1	Úvod.....	- 11 -
1.1	Aerodynamický tunel .....	- 11 -
1.2	Měřicí sekce a vybavení .....	- 12 -
2	Model chladiče.....	- 14 -
3	Odhady sil působící na vymodelovaný chladič .....	- 17 -
3.1	Odhad sil dle měření z UADI .....	- 17 -
3.2	Součinitele odporu chladiče jako funkce rychlosti proudění vzduchu skrz chladič .....	- 17 -
3.3	Mezní parametry tlakového spádu teoreticky dosažitelné na základě konstrukcí aerodynamického tunelu .....	- 18 -
3.4	Popis provedené analýzy .....	- 20 -
4	Výstupy z bakalářské práce Davida Vaňka .....	- 26 -
5	Varianty měřicího zařízení .....	- 27 -
5.1	Koncepční návrhy a výběr nejlepší varianty.....	- 27 -
5.2	Statická analýza.....	- 29 -
5.2.1	Vlastní provedení statické analýzy .....	- 29 -
5.2.2	Závěry ze statické analýzy .....	- 37 -
5.2.3	Uložení měřicích členů s rámem chladiče.....	- 39 -
5.2.4	Závěry z páté kapitoly .....	- 41 -
6	Návrh měřicích členů .....	- 42 -
6.1	Způsob měření sil .....	- 42 -
6.2	Nejpopulárnější způsoby měření sil v aerodynamickém tunelu.....	- 43 -
6.2.1	Nosníkové váhy .....	- 43 -
6.2.2	Hydraulický snímač .....	- 44 -
6.2.3	Elektrická měřicí zařízení .....	- 44 -
6.3	Tenzometrické snímače.....	- 45 -
6.3.1	Mechanické tenzometry.....	- 45 -
6.3.2	Optické tenzometry.....	- 45 -
6.3.3	Elektrické tenzometry .....	- 46 -
6.4	Měření pomocí odporových tenzometrů .....	- 48 -
6.4.1	Vlastní měření odporovým tenzometrem.....	- 48 -
6.4.2	Způsoby zapojení a rozmístění tenzometrů ve Wheatstoneově můstku.....	- 50 -
6.4.3	Volba měřicí mřížky .....	- 51 -
6.4.4	Instalace odporového tenzometru.....	- 51 -
6.4.5	Technika pro tenzometrické měření.....	- 52 -
6.4.6	Rušivé vlivy.....	- 53 -
6.5	Koncepční návrh měřicích členů .....	- 54 -
6.6	Konstrukční návrh měřicích tyčí.....	- 55 -
6.6.1	Výběr základního průřezu měřicí tyče .....	- 55 -
6.6.2	Úprava průřezu měřicí tyče pro umístění tenzometru.....	- 55 -
6.6.3	Výběr materiálu měřicí tyče.....	- 58 -
6.6.4	Výběr tenzometrů pro měření a jejich rozmístění.....	- 58 -
6.6.5	Konstrukční výpočty tenzometrické tyče .....	- 60 -

6.6.6	Konstrukční návrh uložení měřicí tyče.....	67 -
7	Rámy měřicího zařízení .....	82 -
7.1	Materiál rámu.....	82 -
7.2	Koncepční návrh rámu .....	82 -
7.2.1	Koncepční řešení rámu 1 .....	82 -
7.2.2	Koncepční řešení rámu 2 .....	83 -
7.2.3	Koncepční řešení rámu 3 .....	83 -
7.2.4	Výběr konečného řešení.....	84 -
7.3	Konstrukční návrh rámu chladiče a základního rámu měřicího zařízení .....	84 -
7.3.1	Zatížení přenášené vnitřním rámem chladiče od prvků uložení chladiče.....	85 -
7.3.2	Zatížení vyráběných vnitřních spojek sloupů chladiče.....	91 -
7.3.3	Konstrukční návrh vnitřních spojek sloupů rámu chladiče.....	102 -
7.3.4	Zatížení přenášené základním rámem .....	111 -
7.3.5	Zatížení vyráběných spojek na základním rámu .....	116 -
7.3.6	Konstrukční návrh vyráběných spojek na základním rámu .....	117 -
8	Redukční členy .....	139 -
8.1	Koncepční návrh redukčních členů chladič – vnitřní rám .....	139 -
8.2	Konstrukční návrh redukčních částí chladiče – vnitřní rám.....	139 -
8.2.1	Působící zatížení .....	139 -
8.2.2	Horní redukční část chladiče – vnitřní rám .....	140 -
8.2.3	Dolní redukční část chladič – vnitřní rám .....	149 -
9	Kalibrace měřicího zařízení .....	158 -
10	Finanční rozvaha.....	161 -
11	Obslužný software měřicího zařízení.....	162 -
12	Závěr.....	163 -
13	Seznamy .....	164 -
13.1	Seznam použité literatury .....	164 -
13.2	Seznam zdrojů ilustrací .....	168 -
13.3	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	170 -
13.4	Seznam ilustrací .....	175 -
13.5	Seznam grafů .....	177 -
13.6	Seznam tabulek .....	178 -
13.7	Seznam příloh .....	180 -
13.7.1	Tištěné přílohy.....	180 -
13.7.2	Elektronické přílohy .....	181 -

# 1 Úvod

V roce 2013 byl na Leteckém ústavu FSI VUT v Brně postaven aerodynamický tunel. Nyní má být především využíván pro testování automobilových a leteckých chladičů. Problematika automobilových chladičů, na rozdíl od leteckých chladičů, je v současné době velmi aktuální. Vývoj spalovacích motorů se vydal cestou snižování zdvihových objemů a používáním turbodmychadel. S tímto trendem souvisí i nutnost vývoje nových chladičů, které při minimálních velikostech a odporech budou schopny odvést maximální množství odpadního tepla. Vybavení tunelu bude dovolovat měřit komplexní vlastnosti automobilových chladičů. Pod tímto pojmem je ukryto měření tlakových ztrát chladicího vzduchu protékajícího chladičem, měření sil působících na uložení chladiče, měření odporu chladicí kapaliny a měření množství tepla odvedeného chladicí kapalinou.

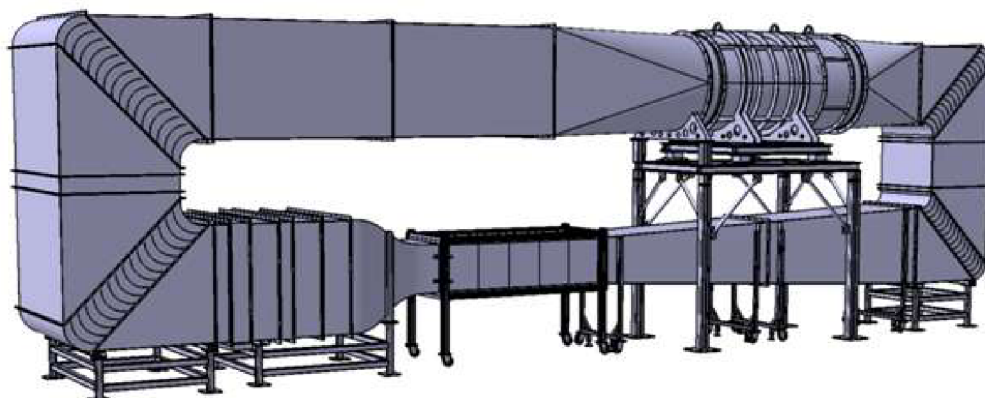
Protože návrh a úprava měřicí sekce pro měření chladičů je problematika poměrně rozsáhlá, byl celý projekt návrhu rozdělen mezi dva studenty. Návrhem vlastní úpravy měřicí sekce a způsobem utěsnění chladiče v měřicí sekci byl pověřen budoucí bakalář David Vaněk.

Primárním cílem této diplomové práce je navrhnout konstrukční řešení zařízení pro měření sil působících na chladič, umístěný v měřicí sekci. Dalším cílem je vytvořit obslužný program pro měřicí zařízení v prostředí LabView. Výstupy z bakalářské práce Davida Vaňka byly použity a znázorněny i v této diplomové práci. Zároveň byly využity i jako omezení pro vlastní návrh řešení měřicího zařízení.

## 1.1 Aerodynamický tunel

Letecký ústav Fakulty strojního inženýrství disponuje aerodynamickým tunelem s uzavřeným okruhem a uzavřenou měřicí sekci. Minimální dosažitelná teplota proudu vzduchu v tunelu je 8°C.

Délka tunelu	11 500	mm
Výška tunelu	3 700	mm
Šířka tunelu	1 500	mm
Maximální intenzita turbulence v proudu	0,25	%
Příkon elektromotoru	55	kW
Plánované maximální odvedené teplo testovaným chladičem	80	kW



**Obr. 1.1:** Vzhled postaveného aerodynamického tunelu – počítačový model [11]

## 1.2 Měřicí sekce a vybavení

V současné době je tunel vybaven pouze jedinou měřicí sekci uvedenou v tabulce pod pořadovým číslem 1. V budoucnosti je plánováno vybavit tunel dalšími měřicími sekcemi s odlišnými rozměry průřezů a s odlišnými maximálními dosažitelnými rychlostmi proudění. Velikosti měřicích sekcí a mezní rychlosti jsou uvedeny v Tabulce 1.2. Tunel může být využit na jakýkoliv výzkum, s omezením uvedených parametrů.

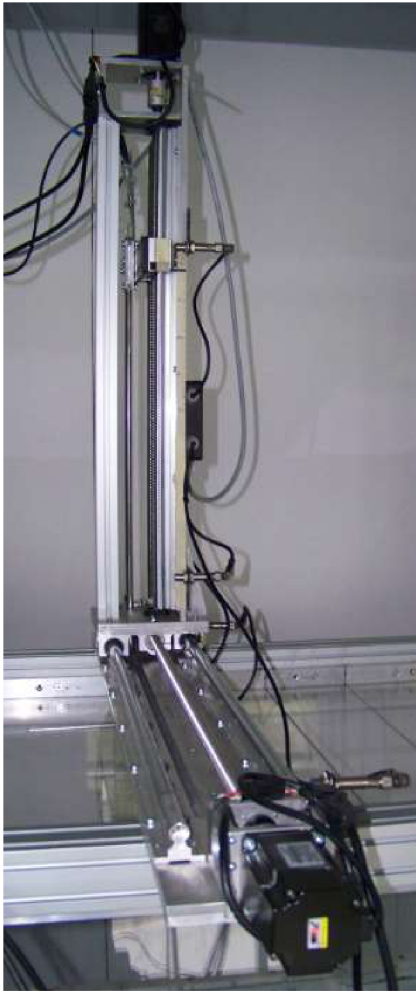
Pořadové číslo sekce	Rozměry sekcí (délka x šířka x výška)	Maximální rychlosti proudu v
	mm	m/s
1.	2000 x 700 x 500	60
2.	2000 x 500 x 200	70
3.	200 x 160 x 180	120



**Obr. 1.2: Základní vzhled měřicí sekce – počítačový model [12]**

Aerodynamický tunel je vybaven několika senzory pro zjištění základních parametrů proudu vzduchu (rychlost, tlak, teplota), jejichž hodnoty jsou zobrazovány na základním informačním displeji. Základním vybavením měřicí sekce aerodynamického tunelu je Pitot-statická sonda pro měření celkového a statického tlaku. Plánované vybavení zahrnuje tlakovou sondu pro snímání celkového tlaku a teploty. Tlakovou sondu s pěti otvory pro lokální snímání směru proudění a součástí vybavení bude i zařízení, které dovolí zkoumat i míru turbulence a její rozložení po průřezu proudu vzduchu. Tyto parametry proudění budou snímány pomocí metody CTA (Constant Temperature Anemometry). Změna polohy všech uvedených sond bude ovládána na dálku pomocí zařízení zvané traverzér, znázorněné na obrázku 1.5. Traverzér dovolí měřit pomocí sond parametry tlakového pole proudu vzduchu po většině průřezu měřicí sekce ve zvolené vzdálenosti od testovaného předmětu. V blízké budoucnosti bude dokoupen druhý traverzér, aby bylo možné zároveň měřit tlaky v proudu vzduchu nejen před chladičem, ale i za ním, bez nutnosti poměrně komplikovaného přemístění celého zařízení ve směru proudění vzduchu měřicí sekcí. Velikosti zatížení zkoumaného předmětu budou snímány váhami se třemi až šesti snímanými složkami zatížení.

Reálný vzhled měřicí sekce na začátku tvorby diplomové práce je znázorněn na obrázku 1.4 a 1.5.



**Obr. 1.3: Traverzér s měřicí sondou**



**Obr. 1.4: Reálný vzhled měřicí sekce**



**Obr. 1.5: Reálný vzhled měřicí sekce**

## 2 Model chladiče

V automobilovém průmyslu je používáno velké množství různých chladičů. Navíc v jednom automobilu může být nainstalováno i více chladičů různých typů. Jako extrémní případ je uveden obrázek 2.1, kde jsou vidět chladiče použité v automobilu Bugatti Veyron.



**Obr. 2.1: Chladiče Bugatti Veyron [13]**

V automobilu jsou nainstalovány tři mezichladiče nasávaného vzduchu, tři chladiče pro chladicí kapalinu motoru, jeden chladič pro klimatizaci, jeden chladič oleje v převodovce, jeden chladič pro olej v diferenciálu a poslední desátý chladič odebírá teplo motorovému oleji.

Výzkum v měřicím tunelu je především zaměřen na hlavní motorové chladiče, odebírající teplo chladicí kapalině motoru.

Určitým problémem, nutným zohlednit při návrhu a konstrukci úpravy měřicí sekce, byla nejednotnost ve způsobech řešení uložení a v řešení upínacích částí chladičů. Příklady rozdílných uložení jsou uvedeny na obrázcích níže. Obrázky 2.2 až 2.5 znázorňují i možnost, že samotné chladiče nemusí mít na sobě žádné výstupky sloužící pro jeho uložení. Tyto chladiče pak například mívají speciální mezikus – nosný rám, nejčastěji vyrobený z plastu, který slouží pro jejich uchycení v karoserii.



**Obr. 2.2: Celohliníkový chladič s nosným rámem [14]**



**Obr. 2.3: Příklad nosného rámu hliníkového chladiče [15]**





**Obr. 2.4: Příklad zajištění chladiče do rámu vlevo dole [16]**



**Obr. 2.5: Příklad zajištění chladiče do rámu vlevo nahoře [17]**

Dále existuje možnost, že je spojeno více chladičů do jednoho kompaktního celku, tak zvaného paketu. Projekt úpravy měřicí sekce měl zohlednit i možnost zkoumání takovéto kompaktní sady chladičů, jak je vidět na obrázku 2.6.



**Obr. 2.6: Trojpaket chladičů pro motor 1,6 TDI/77 kW (Škoda Yeti) [18]**

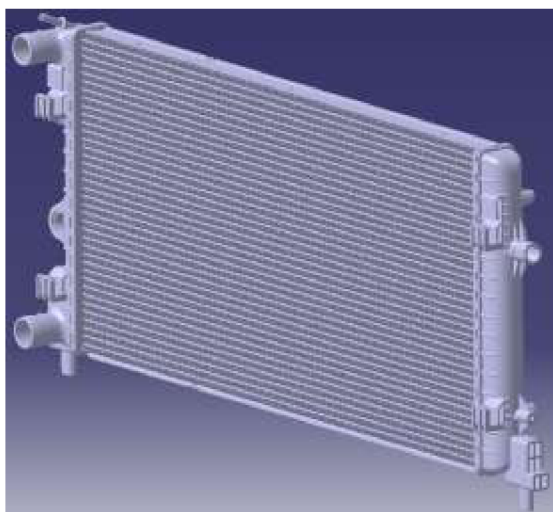


**Obr. 2.7: Reálný vzhled modelovaného chladiče**

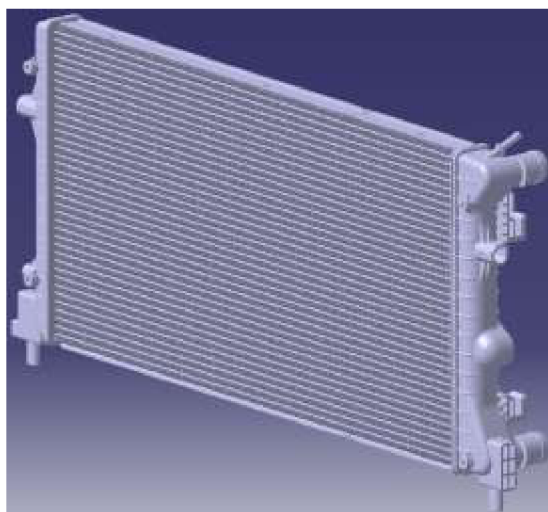
Úprava měřicí sekce měla vyhovět požadavku na upnutí jakéhokoliv chladiče s rozměry odpovídajícími mezímu průřezu měřicí sekce. V průběhu psaní diplomové práce nebylo navíc ani známo, jaký konkrétní model chladiče se bude testovat jako první. Díky spolupráci s Ústavem dopravní a manipulační techniky FSI VUT Brno byl vypůjčen chladič, s označením 6R0 121 253A, spadající rozměrově do mezí vhodných pro testování v nainstalované měřicí sekci aerodynamického tunelu. Skutečný vzhled je na obrázku 2.7. Parametry jsou uvedeny v tabulce 2.1

Délka	648	mm
Výška	330	mm
Tloušťka	25	mm
Činná plocha $S_2$	0,21384	$m^2$
Hmotnost suchá	2,424	kg

Aby bylo možné tento chladič použít při návrhu úpravy měřicí sekce, byl vytvořen jeho model v programu Catia V5R21. Tento model je znázorněn na obrázku 2.8 a na obrázku 2.9. Je velmi pravděpodobné, že přímo tento chladič bude zároveň použit pro ověření vlastností upravené měřicí sekce.

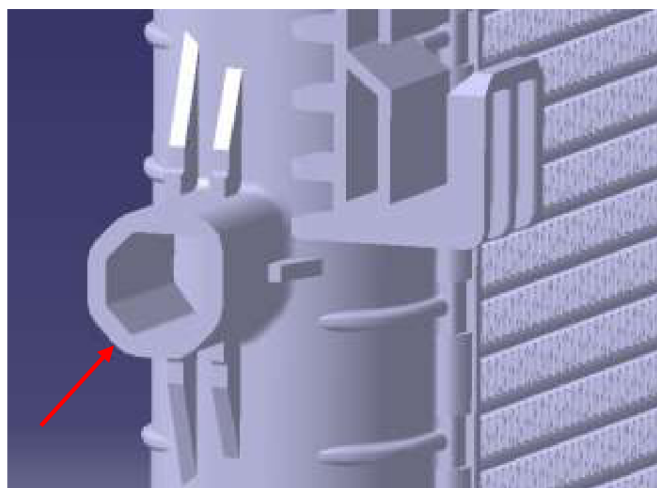


**Obr. 2.8: Model chladiče v Catii V5R21 – pohled 1**

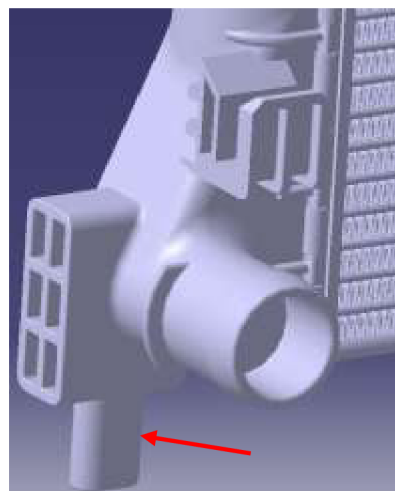


**Obr. 2.9: Model chladiče v Catii V5R21 – pohled 2**

Způsob uložení vymodelovaného chladiče v Catii je odlišný od toho, jenž je uveden na obrázcích 2.2 až 2.5. Získaný chladič není ani celohliníkový typ, ale jde o chladič, kde je kromě hliníku použit i plast, a to na bočních komorách chladiče. Na obrázku 2.7 mají plastové plochy černou barvu. Vymodelovaný chladič je vybaven čtyřmi plastovými výstupky. Pro názornost jsou na obrázcích 2.10 a 2.11 zobrazeny detaily těchto výstupků na jedné straně chladiče. Tyto výstupky se vsadí do uložení v přední části motorového prostoru. Uložení výstupků je vybaveno pryžovými silentbloky.



**Obr. 2.10: Horní výstupek pro uložení chladiče na jedné straně**



**Obr. 2.11: Dolní výstupek pro uložení chladiče na jedné straně**

### 3 Odhady sil působící na vymodelovaný chladič

Jedním ze základních parametrů potřebných pro návrh každého strojírenského prvku je zatížení, jež má navrhovaný prvek přenést a vydržet. Při návrhu zařízení pro měření aerodynamických sil a momentů v aerodynamickém tunelu však nebyly k dispozici ani odhady sil, které budou působit na chladič působením proudu vzduchu. Odhady byly vytvořeny na základě dvou zdrojů, jež jsou uvedeny v seznamu použité literatury pod [6] a [22].

#### 3.1 Odhad sil dle měření z UADI

Primárním zdrojem informací v této oblasti se stala diplomová práce z Ústavu automobilního a dopravního inženýrství (UADI) FSI VUT. Jde o diplomovou práci s názvem Zkušební stav pro zkoušení chladičů, v níž autor přímo vytvořil návrh měřicí tratě, která byla následně zrealizována. V diplomové práci je dále uveden i záznam z měření konkrétního chladiče. Záznam obsahuje devět zjišťovaných parametrů vzduchu protékajícího chladičem. Pro vytvoření odhadu sil byly vybrány objemový průtok, hmotnostní průtok a tlakový spád chladičového vzduchu procházejícího skrz chladič. Hodnoty vybraných veličin jsou uvedeny v příloze 1.

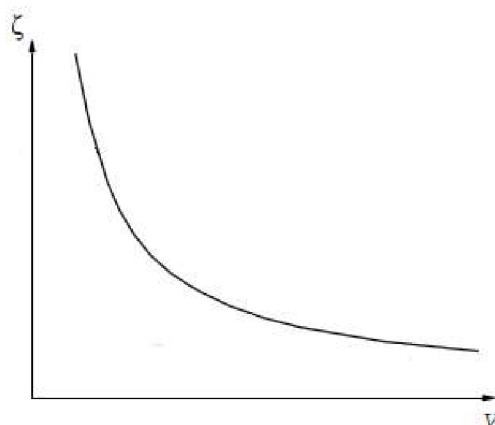
V diplomové práci je dále uvedeno označení testovaného typu chladiče (1K0 121 251BB) a seznam parametrů testovaného chladiče. Z těchto informací byla nejdůležitější velikost činné plochy chladiče. Důležité parametry jsou uvedeny v tabulce 3.1

Délka	650	mm
Výška	345	mm
Tloušťka	26	mm
Činná plocha $S_A$	0,22425	m <sup>2</sup>
Hmotnost	1,808	kg

Na základě těchto vstupních dat byla v programu Microsoft Excel provedena analýza, jejíž výsledkem byl odhad sil působících na vymodelovaný chladič, testovaný v prostředí aerodynamického tunelu. Detailní popis provedené analýzy je uveden v bodě 3.4.

#### 3.2 Součinitele odporu chladiče jako funkce rychlosti proudění vzduchu skrz chladič

Ve druhém podkladu pro odhad velikosti odporových sil chladiče byl zjištěn teoretický průběh součinitele odporu chladiče v závislosti na rychlosti proudění vzduchu skrz chladič. Závislost součinitele odporu na rychlosti je dle těchto podkladů nazývána jako aerodynamická charakteristika chladiče. Tento průběh má mít podle těchto podkladů mocninný charakter a je znázorněn na obrázku 3.1. Obrázek byl převzat z podkladů [22] uvedených v použité literatuře a upraven. Značení os grafu bylo zachováno.



**Obr. 3.1: Znárodnění průběhu součinitele odporu chladiče ( $\zeta$ ) na rychlosti proudu vzduchu ( $v$ ) [1 9]**

Dále je v uvedeném zdroji vztah popisující onu aerodynamickou charakteristiku.

$$\zeta = a \cdot v^n \quad \text{R 3.1}$$

### **3.3 Mezní parametry tlakového spádu teoreticky dosažitelné na základě konstrukcí aerodynamického tunelu**

Jak již bylo uvedeno v části 1.1 a 1.2 má tunel určitá omezení parametrů generovaného proudu vzduchu. V této části diplomové práce budou tato omezení zkoumána z hlediska sil působících na chladič. Ztráty nebyly ve výpočtech uvažovány.

V nainstalované měřicí sekci by mělo být možné dosáhnout rychlosti 60 m/s. Pro tuto rychlost byl vypočítán odpovídající dynamický tlak  $q$ . Vzhledem k teoreticky dosažitelné minimální teplotě 8°C byla ve výpočtech použita právě hustota vzduchu při této teplotě, protože při ní bude dosaženo i největší velikosti dynamického tlaku proudu vzduchu.

Pro výpočty hustoty vzduchu pro teplotu 8°C byla použita stavová rovnice. [9] Stavová rovnice platí pro ideální plyny. Dle podkladů je možné ji aplikovat i na tzv. nedokonalé plyny. Nedokonalé plyny nemají konstantní fyzikální vlastnosti. Lze je ale popsat zákony, které platí pro ideální plyny. Mezi nedokonalé plyny se právě řadí i médium použité v aerodynamickém tunelu – vzduch.

Stavová rovnice:

$$p \cdot v = R \cdot T \quad \text{R 3.2}$$

Vztah mezi hustotou a měrným objemem  $v$ .

$$v = \frac{1}{\rho} \quad \text{R 3.3}$$

Dosazením rovnice R 3.3 do R 3.2 a matematickou úpravou se dostane následující vztah.

$$p \cdot \frac{1}{\rho} = R \cdot T \Rightarrow$$

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T}$$

Vztah pro hustotu vzduchu je důležitý pro výpočet dynamického tlaku proudu vzduchu v měřicí sekci. Vztah pro dynamický tlak je:

$$q = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2$$

Průřez chladiče v naprosté většině případů nebude odpovídat průřezu měřicí sekce. Před chladičem bude proto nainstalována redukce v podobě konfuzoru. Konfuzor změní parametry proudu vzduchu a tím změní i velikost dynamického tlaku proudu. Rychlost proudu není tak vysoká, aby se významně projevil vliv stlačitelnosti, pro výpočty je tedy uvažována konstantní hustota.

Pro výpočet rychlosti v průřezu tvaru chladiče se využije rovnice kontinuity v následujícím tvaru:

$$S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2$$

Velikost činné plochy byla vypočítána pro chladič, vymodelovaný v programu Catia. Matematickou úpravou rovnice kontinuity se získá žádaný vztah pro výpočet rychlosti proudu vzduchu v místě průřezu  $S_2$ :

$$v_2 = \frac{S_1}{S_2} \cdot v_1$$

Pro stanovení maximálního dynamického tlaku  $q_{ch}$  působícího na činnou plochu chladiče se použije následující vztah. Pro větší přehlednost v rovnicích byl zařazen ekvivalentní index dynamického tlaku v průřezu činné plochy chladiče  $q_{ch}$ .

$$q_{ch} = q_2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_2^2$$

Pomocí Bernoulliho rovnice ve formě tlaků je následně možné vyjádřit velikost statického tlaku  $p_2$  v místě průřezu  $S_2$ . Hodnota statického tlaku v základním průřezu měřicí sekce byla pro výpočty zvolena jako rovna standardnímu atmosférickému tlaku 101 325 Pa. Velikosti tlakových ztrát byly vyčísleny v bakalářské práci Davida Vaňka. Tlakové ztráty v měřicí sekci byly svou velikostí v porovnání se statickými tlaky zanedbatelné.

$$q_1 + p_1 = q_2 + p_2 \Rightarrow$$

$$p_2 = q_1 + p_1 - q_2$$

Všechny výše uvedené rovnice byly použity ve vytvořeném skriptu pro program Matlab. Skript je uveden v příloze 3.

Tab. 3.2: Vypočítané parametry		
Teplota proudu v kelvinech	281,15	K
Hustota vzduchu $\rho$ při 8°C při statickém tlaku 101 325 Pa	1,2553	kg/m <sup>3</sup>
Dynamický tlak v měřicí sekci $q_1$	2259,5	Pa
Velikost průřezové plochy měřicí sekce $S_1$	0,35	m <sup>2</sup>

Rychlost proudu vzduchu v místě $S_2$	0,2138	$m^2$
Rychlost proudu v průřezu chladiče $v_2$	98,204	m/s
Dynamický tlak v průřezu chladiče $q_2$	6053,1	Pa
Statický tlak v místě průřezu chladiče $p_2$	97 531	Pa

### 3.4 Popis provedené analýzy

Z vybraných veličin naměřených na UADI uvedených v příloze 1 byly nejdříve stanoveny velikosti silových účinků proudu vzduchu působícího na chladič. Pro výpočet byly použity hodnoty tlakového spádu. Sloupec s hodnotami tlakového spádu je v tabulce označen  $d_p$ . Odporová síla se vypočítá dle:

$$F_{Dch} = d_p \cdot S_A$$

Následujícím krokem byl výpočet součinitele odporu chladiče z klasického vztahu a jeho matematickou úpravou byl převeden do vhodné podoby pro vyjádření součinitele odporu:

$$F_{Dch} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot c_D \cdot S_A \Rightarrow$$

$$c_D = \frac{2 \cdot F_{Dch}}{\rho \cdot v^2 \cdot S_A}$$

Pro výpočet součinitele odporu chladiče je třeba znát hustotu a rychlost proudu vzduchu. Tyto parametry nebyly přímo k dispozici z naměřených hodnot z Ústavu automobilního a dopravního inženýrství FSI VUT. Bylo je ale možné vypočítat díky uvedeným hodnotám objemového a hmotnostního průtoku pomocí následujících vztahů.

Hustota vzduchu:

$$Q_v \cdot \rho = Q_m \Rightarrow$$

$$\rho = \frac{Q_m}{Q_v}$$

Rychlosti proudu vzduchu uvnitř měřicí sekce jsou v hodnotách, kde se významně neprojevuje vliv stlačitelnosti. Hustota je proto považována za konstantu. Nejednotnost hodnot v sloupci hustoty uvedených v tabulce v příloze 2 jsou proto způsobeny s největší pravděpodobností chybou měření veličin, z nichž byly hodnoty hustoty vypočítány.

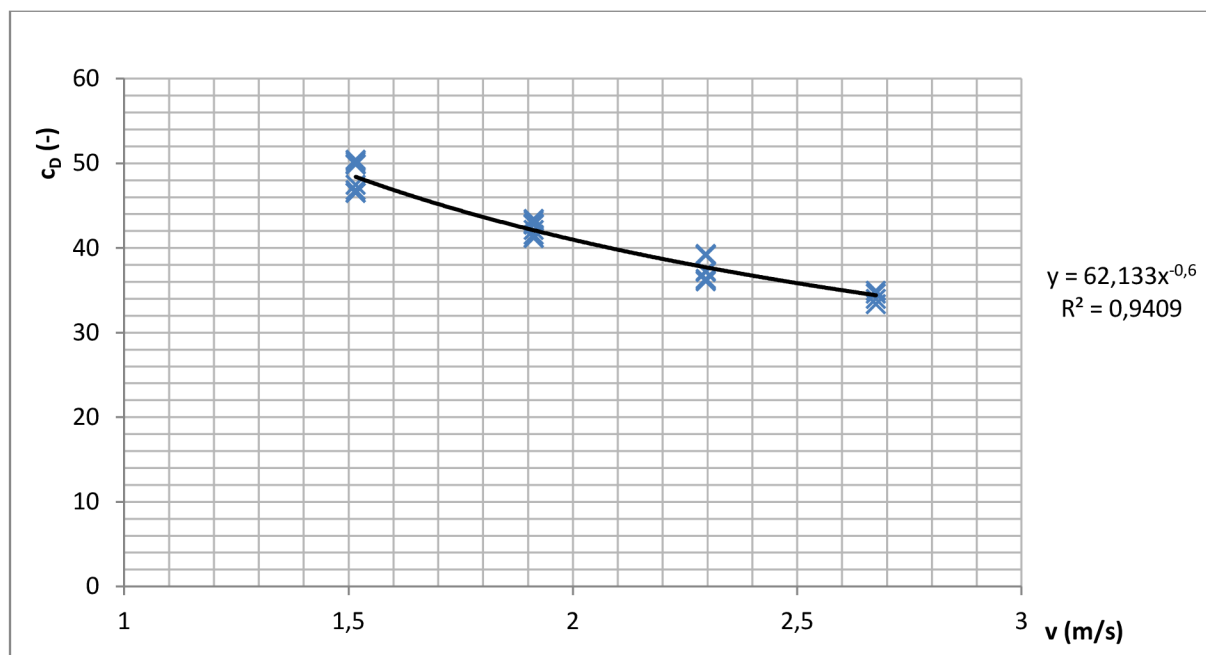
Rychlost proudu vzduchu:

$$Q_m = S_A \cdot v \cdot \rho \Rightarrow$$

$$v = \frac{Q_m}{S_A \cdot \rho} = \frac{Q_v}{S_A}$$

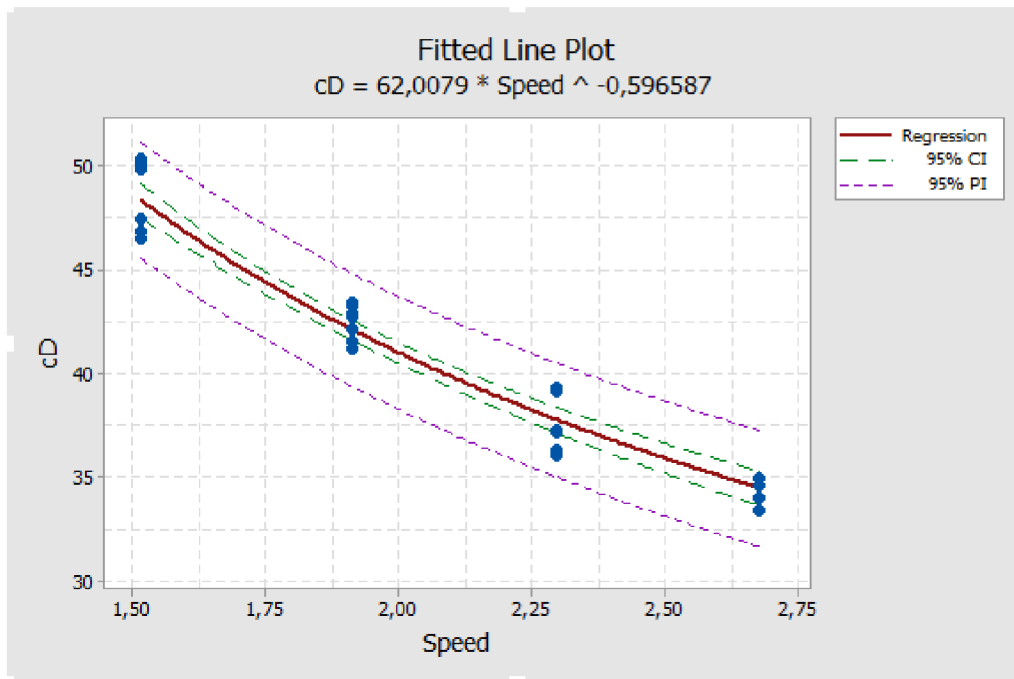
Následovalo vytvoření bodových grafů závislosti součinitele odporu chladiče na rychlosti vzduchu v programu Microsoft Excel. Základní statistická analýza byla provedena také v tomto programu. Bodovými grafy byly proloženy různé spojnice

trendů. Pro porovnání kvality proložení bodových hodnot zvolenou spojnicí trendu byly porovnávány parametry  $R^2$ . Parametr se v matematice nazývá koeficient determinace. Vyjadřuje, do jaké míry je spojnice trendu blízká bodům, z nichž byla vytvořena. Parametr může nabývat hodnot od 0 do 1, alternativně procentuálních hodnot od 0 do 100 procent. Kde 1, nebo 100%, značí, že spojnice trendů dokonale popisuje body (naměřené hodnoty) s ohledem na jejich rozptyl od aritmetického průměru. Vytvořený soubor v Excelu, který obsahuje výše uvedený postup, je v elektronické příloze. Nejlepší koeficient determinace měla mocninná spojnice trendu uvedená z Grafu 1.



Graf 1: Grafický výstup závislosti součinitele odporu na rychlosti proudu vzduchu z naměřených hodnot

Detailnější statistická analýza byla dále provedena v programu Minitab. Důvodem byl především fakt, že nebylo známo, jakou metodou Excel provádí regresní analýzu. Regresní závislost, někde nazývaná jako regresní funkce, je tvořena na principu metody nejmenších čtverců. Navíc regresní závislost může být vytvořena lineární regresí, nebo nelineární regresí. Lineární regrese může využívat i nelineární funkční závislosti. Slovo lineární se zde vztahuje k parametrům funkce modelu, nikoliv k nezávisle proměnným veličinám. V případě Excelu nebylo známo, zda je použita ona lineární, nebo nelineární regrese. Získané body bylo vhodné proložit nelineární regresí, protože pouze ona je schopná nejvyšší variability v tvorbě regresní funkce. Existuje totiž i náhražka nelineární regrese lineární regresí, která využívá logaritmické transformace. Tato transformace však způsobí jistou deformaci modelu a tím zdeformuje i počítané odchylky metodou nejmenších čtverců. Program Minitab je vybaven přímo řešičem, který provede nelineární regresní analýzu. Na základě provedené analýzy byl vytvořen Graf 2 s vyobrazenou regresní funkcí, včetně jejího matematického tvaru. Zároveň byl určen i interval spolehlivosti vytvořené regresní závislosti na hladině 0,95, který je v Grafu 2 označen CI, a interval pro predikci dalších naměřených hodnot na hladině spolehlivosti 0,95, v grafu označen jako PI.



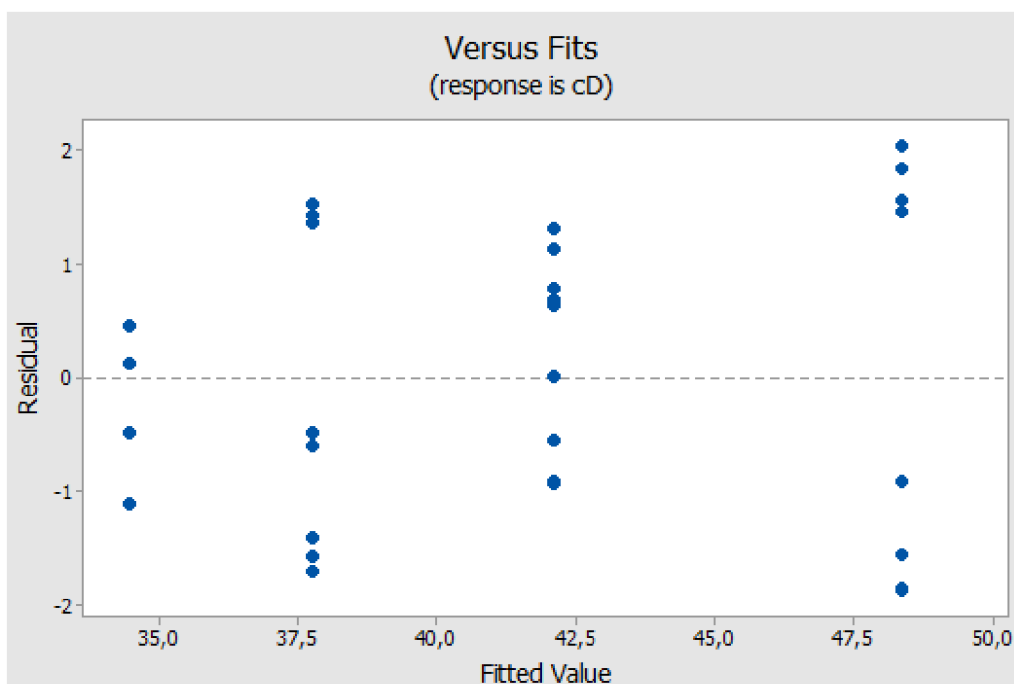
Graf 2: Grafický výstup statistické analýza provedené v programu Minitab

Na základě provedené analýzy byly získány koeficienty pro funkční závislost součinitele odporu na rychlosti proudu vzduchu. Výsledný vztah, který byl použit i ve skriptu pro program Matlab, vypadá následovně:

$$c_D = 62,0079 \cdot v^{-0,596587}$$

R 3.4

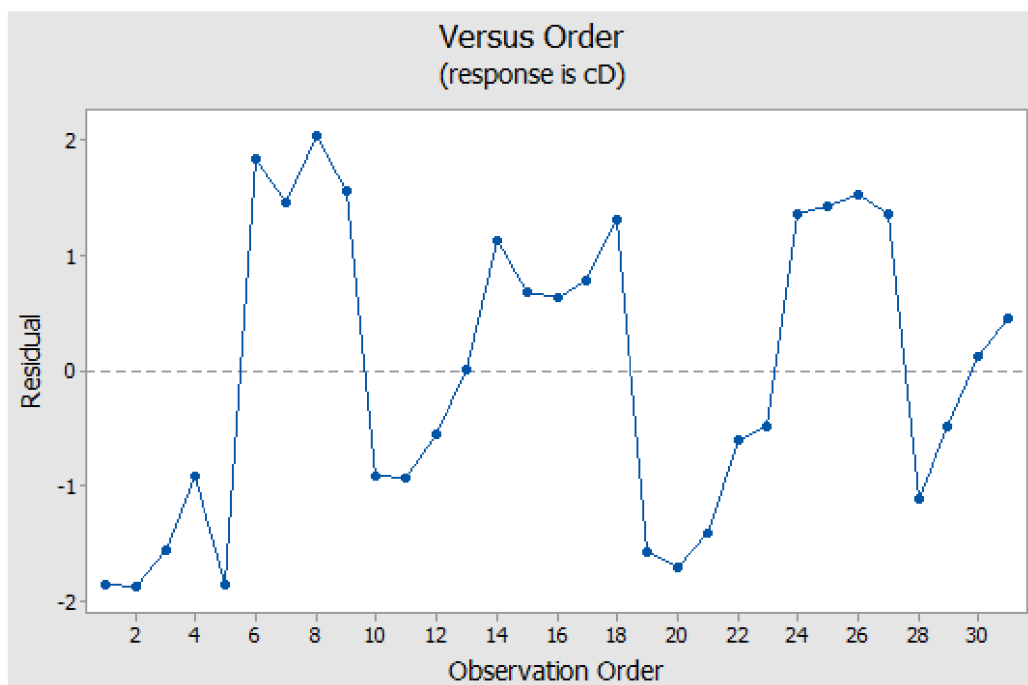
Dále byly v programu Minitab vytvořeny následující dva grafy.



Graf 3: Odchyly naměřených bodů v závislosti na hodnotách vytvořené regresní funkce v programu Minitab



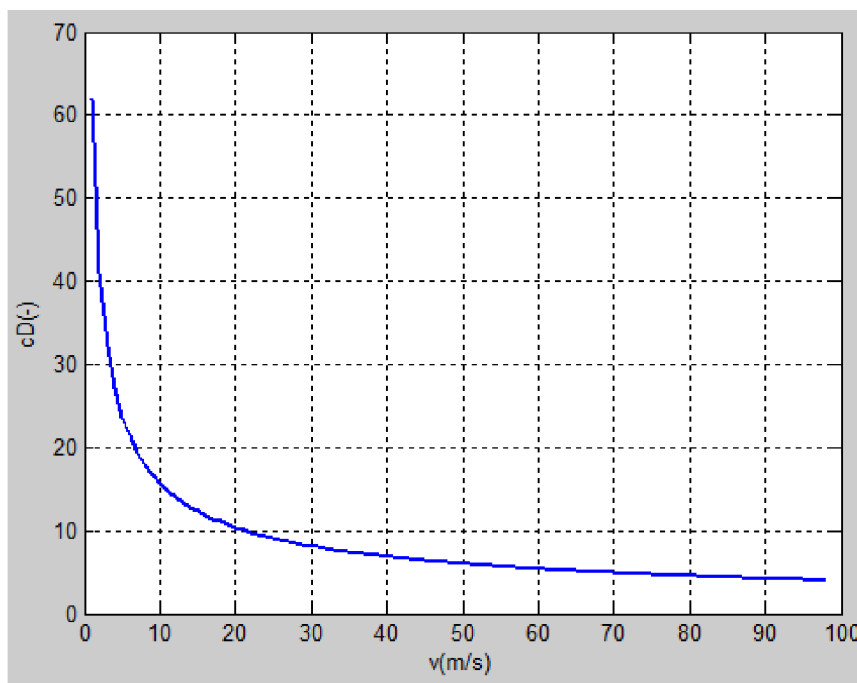
První graf, označený jako Graf 3, znázorňuje, jak jsou rozloženy odchylky jednotlivých naměřených bodů od hodnot vytvořené závislosti popsané rovnicí R 3.4. Odchylky by měly mít konstantní variabilitu kolem proložené regresní funkce a měly by mít aritmetický průměr blízký nule. Tyto podmínky jsou v Grafu 3 splněny. V případě, že by splněny nebyly, bylo by nutné upravit regresní model.



Graf 4: Odchylky naměřených bodů od vytvořené regresní závislosti nelineární regresí v programu Minitab

V Grafu 4 jsou uvedeny odchylky jednotlivých naměřených bodů dle pořadí v tabulce v příloze 1 od vytvořené regresní závislosti popsané rovnicí R 3.4. V tabulce uvedené v příloze 1 je vidět, že při jednom nastaveném objemovém průtoku bylo změřeno devět hodnot. Toto platí pro průtoky 340, 429 a 515 litrů za sekundu. Pro průtok 600 litrů za sekundu byly naměřeny pouze čtyři poslední hodnoty. Graf znázorňuje zajímavý opakující se jev, kdy při prvních dvou objemových průtocích docházelo během prvních čtyř odčítání veličin k naměření menších hodnot než při pěti následujících. Při třetím nastaveném objemovém průtoku bylo toto rozložení trochu změněno, kdy při prvních pěti měřeních se získala menší hodnota a při čtyřech následujících vyšší. Vzhledem k tomu, že vypočítané hodnoty vycházejí pouze z naměřených hodnot na UADI, a vzhledem k tomu, že byl pro získání dalších požadovaných parametrů výpočty zaveden jediný nový konstantní parametr, velikost činné plochy chladiče, není důvod se domnívat, že toto kolísání je způsobeno chybou při výpočtech, ale pravděpodobně jde o projev nějaké systematické chyby měření.

Rovnice R 3.4 byla použita pro vytvoření závislosti součinitele odporu na rychlosti proudění, dle možností aerodynamického tunelu. Grafické znázornění závislosti součinitele odporu na rychlosti proudění je na Grafu 5.



Graf 5: Závislost součinitele odporu na rychlosti proudu vzduchu

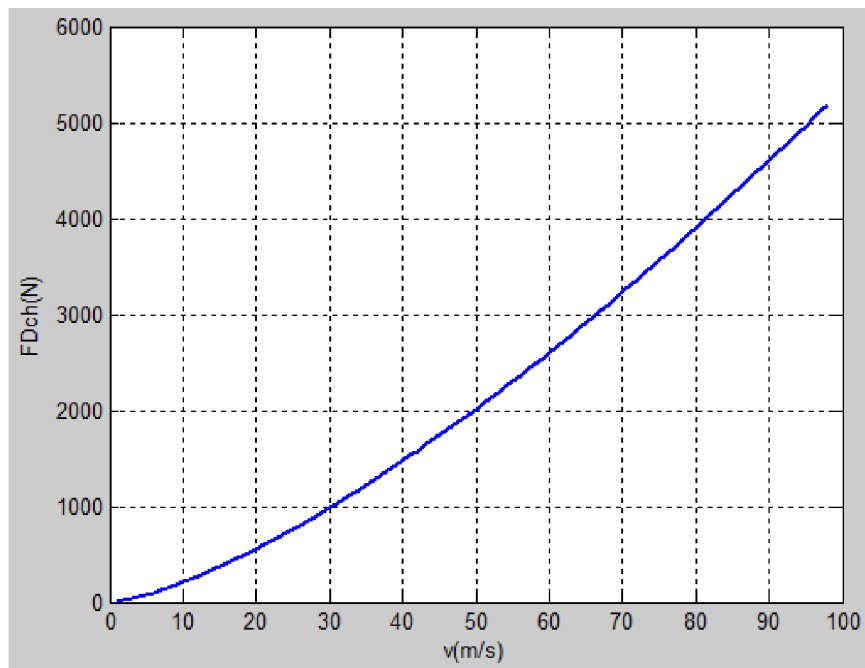
Získaná rovnice mocninné regresní závislosti (spojnice trendu) byla využita pro výpočet velikost odporové síly a pro výpočet velikosti tlakových ztrát na chladiči. Závislost součinitele odporu na rychlosti platí pro chladič testovaný na UADI. Protože byla k dispozici pouze tato jediná závislost, byla použita i pro odhad velikosti odporových sil a tlakových ztrát chladiče, který bude testován v aerodynamickém tunelu. Skript uvedený v příloze 3 byl rozšířen o výpočty odporových sil a tlakových ztrát na chladiči. Zbylé parametry, které byly dopočítány skriptem, jsou uvedeny v tabulce 3.3. V tabulce jsou uvedeny pouze hodnoty parametrů významné pro další návrh úpravy měřicí sekce. Všechny vypočítané hodnoty odporových sil, součinitelů odporu a tlakových ztrát jsou uvedeny v příloze 4. Koeficienty pro závislost součinitele odporu mohou být v budoucnosti kdykoliv jednoduše upraveny v zadávaných hodnotách skriptu v případě, že budou k dispozici lepší údaje. Odporové síly a tlakové ztráty byly počítány pro rozsah rychlosti od nuly do mezní rychlosti proudění v průřezu před chladičem.

Pro výpočet odporových sil byl použit následující vzorec:

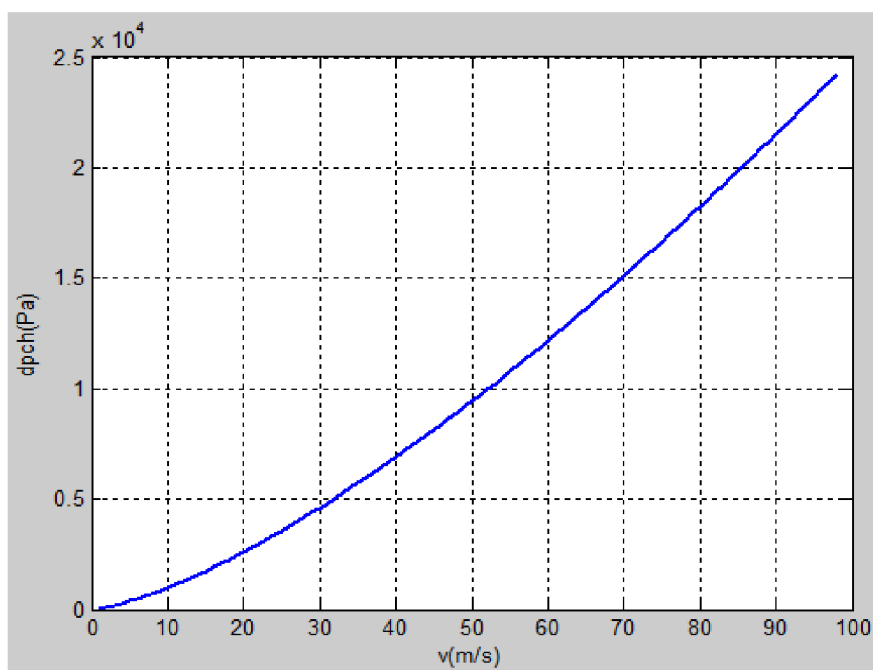
$$F_{Dchi} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_i^2 \cdot c_{Di} \cdot S$$

Výpočet tlakové ztráty na chladiči  $d_{pch}$  se provede podle:

$$d_{pch} = \frac{F_{Dchi}}{S}$$



Graf 6: Odporová síla v závislosti na rychlosti proudu vzduchu



Graf 7: Tlaková ztráta v závislosti na rychlosti proudu vzduchu

Tab. 3.3: Parametry proudu u chladiče a účinky na chladič		
Teoretická mezní rychlost proudu vzduchu v průřezu činné plochy chladiče	98,204	m/s
Dynamický tlak teoreticky dosažitelný u průřezu činné plochy chladiče	6 053,1	Pa
Statický tlak v průřezu činné plochy chladiče před vstupem do něj	97 531	Pa
Tlaková ztráta na chladiči při mezní rychlosti uvedené v prvním řádku tabulky	24 248	Pa
Odporová síla při mezní rychlosti uvedené v prvním řádku tabulky	5 182	N

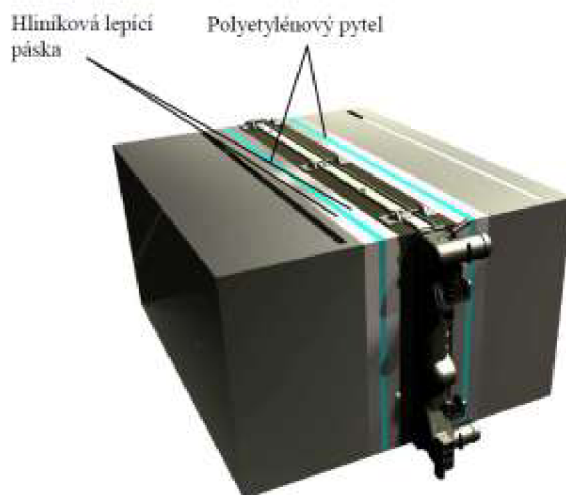
## 4 Výstupy z bakalářské práce Davida Vaňka

Výstupy z bakalářské práce Davida Vaňka se staly důležitými limitujícími parametry pro návrh měřicího zařízení. V této bakalářské práci byla měřicí sekce upravena tak, aby pojala testovaný chladič. Cílem v tomto směru bylo navrhnout a zkonstruovat konfuzor, který by přivedl vzduchu pouze do činné části chladiče, a difuzor, který by naopak vzduch procházející chladičem odvedl s minimálními ztrátami.

Nejkritičtějším požadavkem, důležitým i pro tuto diplomovou práci, bylo nejen utěsnit chladič před ztrátami vzduchu, které by proudily mimo činnou část chladiče, ale zároveň i dovolit přiměřený pohyb chladiče, aby bylo možné snímat síly působící na chladič pomocí měřicího zařízení vybaveného tenzometry, to vše ještě za podmínky minimálního vlivu utěsnění na vlastní měření. Navrhované přechodové kryty dále měly dovolit snímání tlakového pole před a za chladičem. Tento nesnadný úkol se podařilo vyřešit tak, že mezi nejbližší sekce spojené zároveň i s chladičem byl vytvořen spoj pomocí plastické poddajné folie. Tato folie je převlečena přes nejbližší sekce na obou stranách od roviny chladiče a každý konec této plastické folie je sevřen tak, aby nedocházelo k únikům vzduchu. Na základě tohoto konstrukčního řešení bylo možné vytvořit rám kolem chladiče a navrhnout i zbytek měřicího zařízení s využitím rámu měřicí sekce. Výsledky bakalářské práce jsou uvedeny na následujících obrázcích.



**Obr. 4.1: Základní pohled na celou měřicí sekci [I 10]**

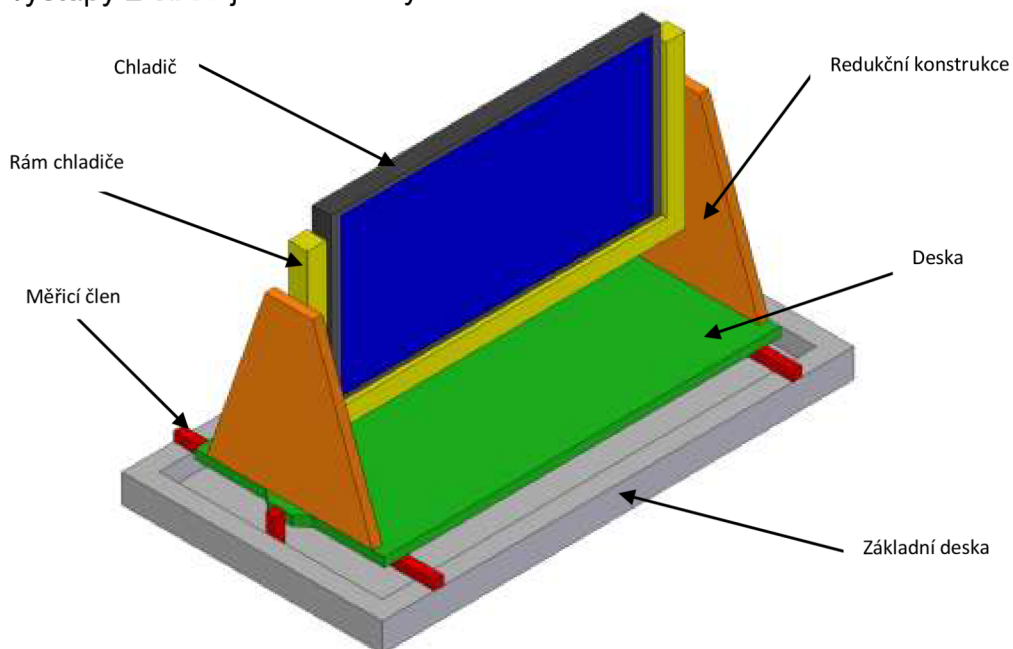


**Obr. 4.2: Detail krytu u chladiče [I 11]**

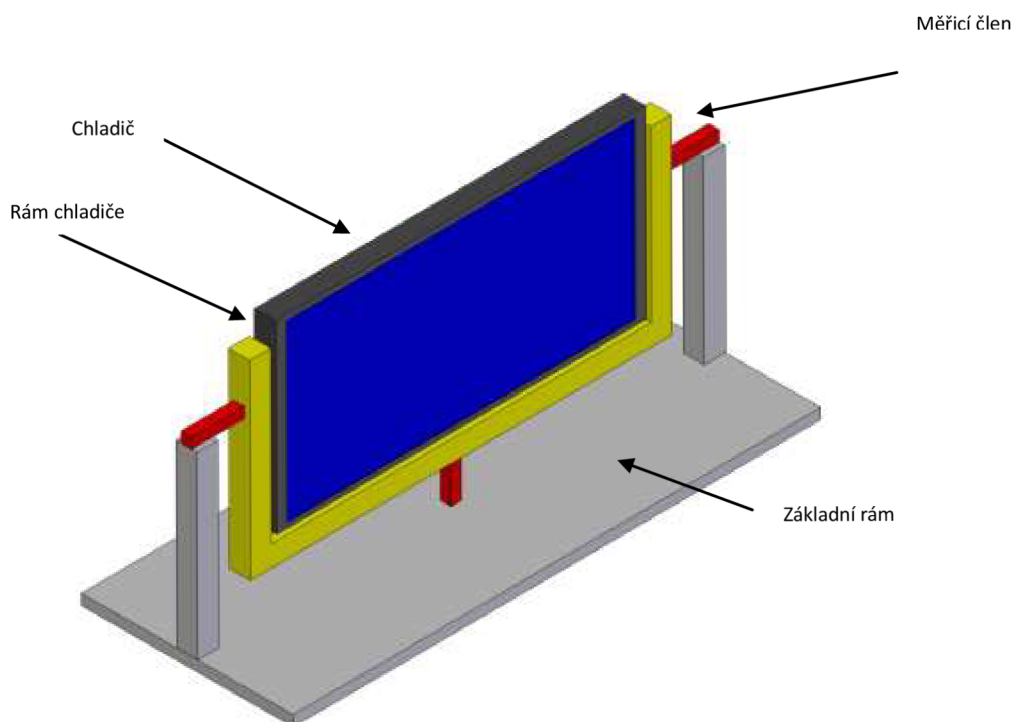
## 5 Varianty měřicího zařízení

### 5.1 Koncepční návrhy a výběr nejlepší varianty

Na začátku byly zvažovány dvě koncepce. Každá koncepce zahrnovala nejen vlastní uložení chladiče do měřicí sekce, ale i návrh, jak měřit působící zatížení. Grafické výstupy z obou jsou uvedeny na obrázcích 5.1 a 5.2.



**Obr. 5.1: Koncepce 1 uložení chladiče a měření sil**



**Obr. 5.2: Koncepce 2 uložení chladiče a měření sil**

Koncepce 1 byla založena na obrázcích a dokumentech věnujících se návrhu a konstrukci externích aerodynamických vah. Základem tohoto řešení je deska uložená v měřicích členech vybavených tenzometry. Na desce je vytvořena další redukční konstrukce pro uchycení rámu chladiče. Měřicí členy jsou následně upnuty do základní desky, pevně spojené s rámovou konstrukcí měřicí sekce. Z hlediska namáhání by bylo výhodné mít celé toto měřicí zařízení nad chladičem. V tomto případě by byla redukční konstrukce namáhána na tah a ohyb. Bohužel toto umístění není možné kvůli nainstalované tlakové sondě a zařízení pro její pohyb po průřezu proudu vzduchu. Další nevýhodou oproti druhé variantě by byla vyšší konstrukční složitost a tím pádem i větší množství potřebného strojního času na její výrobu. Dále by bylo nutné pro výrobu nakoupit větší množství materiálu. Hmotnost oproti druhé variantě by byla vyšší a bylo by patrně obtížnější navrhnout konstrukci tak, aby při zatížení chladiče od proudu vzduchu převládal axiální pohyb chladiče v měřicích členech a zároveň nedocházelo k jeho natočení vůči proudu vzduchu. Axiální pohyb je vhodný z důvodu způsobu utěsnění chladiče, jak je možné vidět v části 6. Tento návrh, na rozdíl od koncepce 2, má vyšší univerzálnost. V případě měření jiných těles, není to myšleno jako jiných chladičů, nýbrž i jako měření těles naprosto odlišného charakteru, by mohla celá část s deskami a měřicími zařízeními zůstat a upravila by se pouze redukční konstrukce pro připojení testovaného tělesa. Míra univerzálnosti nebyla dále zkoumána. Bylo by potřeba vytvořit analýzy, zkoumající velikosti sil, působících na testovaná tělesa, pro vhodné dimenzování konstrukce a analýzy pro dosažení požadovanou přesnosti měření. Dále by bylo nutné výsledky těchto analýz porovnat s experimentálně ověřenými parametry zkonstruovaného a vyrobeného měřicího zařízení. Existuje riziko, že by postavené zařízení těmto nárokům nevyhovovalo. Tento problém by ale možná mohl být vyřešen pouhou změnou měřicích členů.

Heslem při návrhu koncepce 2 se stalo slovo jednoduchost. Oproti první koncepci nevycházela z žádného již existujícího řešení a vznikla na základě snahy o zjednodušení celého zařízení pro měření aerodynamických sil a momentů. Základem této koncepce jsou dva rámy, spojené pomocí měřicích členů, ve tvaru tyčí, které by byly vybaveny tenzometry pro snímání zatížení. Jeden rám, základní, by byl pevně připevněný k rámu měřicí sekce. Druhý rám by pak byl okolo chladiče. V rámu okolo chladiče by byly vytvořeny části pro uložení a zajištění chladiče proti pohybu. Vhodným dimenzováním velikostí tyčí a jejich vhodným rozmístěním by bylo zároveň možné zajistit velmi blízké velikosti deformací jednotlivých tyčí při zatížení a tím dosáhnout převládajícího axiálního posuvu za současného omezení natočení chladiče vůči proudu vzduchu. Navíc deformace celé konstrukce mimo měřicí zařízení je zde možné očekávat menší než u předchozí koncepce. Koncepce 2 již ale není tak univerzální jako první. Určitá univerzálnost by přesto zůstala. Jednak by bylo možné vyrobené tyče použít jako měřicí zařízení při konstrukci měřicího zařízení v podobě koncepce 1, která je více vhodná pro testování jiných těles než chladičů. Navíc, pokud by rozsah očekávaných zatížení při testování jiného chladiče byl v intervalu hodnot, pro které byly měřicí tyče navrženy, bylo by možné je použít i pro měření tohoto chladiče s tím, že by se navrhl nový rám kolem chladiče a změnila by se poloha měřicích tyčí, aby se dosáhlo v ideálním případě pouze axiálního posuvu chladiče bez jeho natočení vůči proudu vzduchu.

## 5.2 Statická analýza

V této fázi bylo stále otevřené, zda použít tři nebo čtyři body pro uložení chladiče a přenos sil. Chladič je konstrukčně vybaven čtyřmi uloženími pro jeho upnutí do přední části auta, jak bylo uvedeno v části dvě. Cílem měření, dle zadání, je zjistit pouze celkovou sílu a dva momenty, dále označovány jako  $M_y$  a  $M_z$ , působící na chladič od proudu vzduchu. Snímání působících zatížení přímo v jednotlivých upínacích částech chladiče, aby bylo možné co nejvhodnější dimenzování daných částí na základě co nejpřesnějších znalostí skutečného namáhání, nebylo nikde požadováno. V případě, že by toto požadováno bylo, bylo by nutné upravit měřicí části tak, aby bylo možné snímat vlastní deformace částí chladiče, sloužící pro jeho uložení. Vzhledem k absenci jakýchkoliv požadavků pro problematiku dimenzování uložení byly úvahy o této problematice opuštěny a dále se věnovala pozornost pouze vhodnému způsobu snímání uvedených zatížení působících na chladič. Proto bylo zvoleno řešení, kdy by byl chladič upnut v rámu a rám by byl připojen na snímače zatížení.

Počet bodů uložení byl stanoven statickou analýzou. Cílem bylo získat staticky určitou úlohu a přiblížit se jí v co největší míře i vlastním konstrukčním řešením. Hlavním důvodem bylo zajistit minimální počet vlivů, které by mohly nepříznivě ovlivnit měření a způsobit značný nárůst složitosti kalibrace. Tyto požadavky se nejvýznamněji projevily při návrhu částí tyčí, jež slouží pro uložení chladiče. O této problematice a navržených řešení bude pojednáno dále. Staticky určitá úloha zároveň vytvoří minimální počet bodů uložení. Tím by se měla zajistit i jednoduchost celé konstrukce, a tedy i minimalizaci nákladů na její výrobu. Kritickou částí návrhu je uložení chladiče tak, aby byly zajištěny vhodné podmínky pro vlastní měření. Statická analýza byla proto zaměřena pouze na chladič samotný. Ostatní části a prvky konstrukce nejsou již tak kritické z pohledu statické určitosti a statická neurčitost u nich může být i výhodou, protože se tím omezí vliv nechtěných deformací způsobených přenášeným zatížením.

### 5.2.1 Vlastní provedení statické analýzy

#### Zhodnocení pohyblivosti tělesa

Zhodnocení pohyblivosti se provede dle vztahu R 5.1. Tento vztah platí pro soustavu těles, kde číslo jedna patří nepohyblivé části - rámu. Cílem je zhodnotit pohyblivost chladiče, proto se místo závorky  $(n-1)$  použije pouze číslo jedna. Vazby zpravidla nejdříve omezují pohyb tělesa, odebírají stupně jeho volnosti, a pak se omezují deformace tělesa. Existují však i výjimky, kdy může těleso zůstat pohyblivé a při tom jsou použity vazby, které už omezují deformaci. Počet stupňů volnosti soustavy může nabývat hodnot od nuly výše a to v množině celých čísel. Záporná hodnota možná není. Pokud se k ní dospěje, znamená to dvě věci. První možností je, že při analýze se udělala chyba a provedený výpočet je špatně, nebo to ukazuje na fakt, že soustava obsahuje určitý počet stupňů volnosti odebraných ve formě omezení deformace. Počet takto odebraných stupňů volnosti je rozdíl mezi 0 a výslednou zápornou hodnotou. Touto opravou a opětovným dosazením do rovnice R 5.1 se dospěje k výsledku  $i = 0$ . Soustava tak je ve stavu nepohyblivém a navíc obsahuje vazby omezující deformace.

$$i = (n - 1) \cdot i_t - (\sum \xi_i - \eta) \quad \text{R 5.1}$$

V rovině má těleso tři stupně volnosti  $i_t = 3$ . V prostoru má těleso šest stupňů volnosti  $i_t = 6$ . Pro případ jednoho tělesa - chladiče bude rovnice R 5.1 upravena následovně. Cílem je, aby chladič byl nepohyblivý. To znamená, že  $i = 0$ . Závorka  $(n-1)$  je nahrazena 1, protože je uvažováno jedno těleso, bez rámu. Počet stupňů volnosti tělesa prostoru je  $i_t = 6$ . Není žádané, aby byly použity vazby na omezení deformace, tedy  $\eta = 0$ . Tyto podmínky upraví rovnici R 5.1 do podoby

$$0 = 6 - (\sum \xi_i - 0) \quad \text{R 5.2}$$

Matematickou úpravou se dosáhne tvar:

$$\sum \xi_i = 6 \quad \text{R 5.3}$$

To znamená, že je potřeba navrhnout vazby, které odeberou šest stupňů volnosti. Tyto vazby budou mezi měřicími tyčemi a rámem chladiče. Pro návrh uložení chladiče je potřeba vycházet z představy, že se chladič nebude pohybovat. Tím bude možné navrhnout jednotlivá uložení a ze získaného zatížení pak vhodně dimenzovat všechny části přenášející zatížení. Prakticky pak během měření bude docházet k pohybu chladiče v důsledku zatížení. Tento pohyb však bude řádově odpovídat desetinám milimetrů a bude nutný pro vlastní měření, protože aby tenzometry byly schopny měřit, musí dojít k deformaci měřícího zařízení a k deformaci dojde jedině při změně polohy chladiče.

### **Analýza podmínek statické rovnováhy**

V této fázi je známo, že je potřeba použít vazby pro odebrání šesti stupňů volnosti chladiče. Otevřenou otázkou je, jak tyto vazby rozmístit a jaké vazby vůbec použít. Zodpovědět tyto otázky pomůže právě analýza na základě podmínek statické rovnováhy. Důležité je uvést poznámku, že dále nebyly uvažovány žádné výjimkové případy.

Významy symbolů v matematických zápisech:

- $s$  – stupeň statické neurčitosti
- $\nu$  – počet nezávislých podmínek statické rovnováhy  
(počet nezávislých rovnic popisujících silové a momentové rovnovážné stavy, které lze sestavit)
- $\nu_F$  – počet nezávislých silových podmínek statické rovnováhy  
(počet nezávislých rovnic popisujících silové rovnovážné stavy, které lze sestavit)
- $\nu_M$  – počet nezávislých momentových podmínek statické rovnováhy  
(počet nezávislých rovnic popisujících momentové rovnovážné stavy, které lze sestavit)
- $\mu_F$  – počet neznámých nezávislých silových parametrů  
(počet neznámých sil)



- $\mu_M$  – počet neznámých nezávislých momentových parametrů (počet neznámých momentů a silových dvojic)
- $\mu_r$  – počet neznámých nezávislých polohových parametrů (pro představu, co mohou být tyto parametry, je uveden příklad označený jako Pozn. 1)

Pozn. 1:

Těleso ve tvaru kvádrů je položeno na rovinné desce. Na těleso působí zatížení od vlastní hmotnosti a vnější moment. V tomto modelovém příkladě jde o posuvnou vazbu. Uvolnění vazby s tímto vnějším zatížením je možné provést pomocí síly a momentu, nebo pomocí výsledné reakční síly na určitém rameni od vztažného bodu (výhodou je použít roh tělesa). V tomto případě je ono rameno neznámý nezávislý polohový parametr. Výhodou druhého způsobu uvolnění je to, že je na základě výsledné velikosti ramene poznat, zda nedošlo ke změně charakteru vazby, tento druh vazby je totiž podmíněně funkční. Překročí-li moment určitou velikost, dojde ke změně charakteru vazby. V reálném případě by došlo k pootočení tělesa na hranu. Pokud tedy velikost ramene nepřekročí velikost délky hrany ložné strany, kolmé na vektor působícího momentu, je posuvná vazba tělesa funkční.

Při neuvažování výjimečných případů existují tři výsledné možnosti.

**A. Uložení je staticky přeuročené**

Matematický zápis staticky přeuročené úlohy je:

$$v > \mu$$

Je to stav, kdy je těleso uloženo ve vazbách. Vazby však neodebírají všechny stupně volnosti a těleso se může pohybovat. Těleso i přesto může být vlivem působících sil a momentů ve statické rovnováze. Působící síly a momenty však mohou působit takovým způsobem, že se těleso jejich působením pohybovat bude. V tomto stavu se nejedná o případ, který je možný řešit dle pravidel statiky, a je nutné sestavit pohybové rovnice tělesa. Tím se však řešení úlohy přesune ze statiky do oblasti dynamiky.

**B. Je splněna nutná podmínka statické určitosti úlohy**

Matematický zápis podmínky staticky určité úlohy je:

$$(v = \mu) \wedge ((\mu_M + \mu_r) < v_M)$$

Splněním této podmínky se zaručuje řešitelnost úlohy a zjištění všech neznámých parametrů na základě znalostí statiky. Doplňující podmínka v druhé části matematického zápisu ověřuje, že počet neznámých nezávislých parametrů určených z momentových podmínek je menší než počet momentových podmínek.

### C. Uložení je staticky neurčitě

Matematický zápis staticky neurčitě úlohy je:

$$\nu < \mu$$

Jde o stav, kdy je počet neznámých parametrů větší než počet rovnic pro vlastní řešení úlohy. V tomto případě je potřeba soustavu rovnic doplnit o další rovnice popisující deformace tělesa či těles. Následně je možné posoudit stupeň statické neurčitosti dle vztahu:

$$s = \mu - \nu$$

U prostorové úlohy je možné napsat tři silové podmínky rovnováhy a tři momentové podmínky rovnováhy:

$$\sum_i F_{xi} = 0$$

$$\sum_l M_{xl} = 0$$

$$\sum_j F_{yj} = 0$$

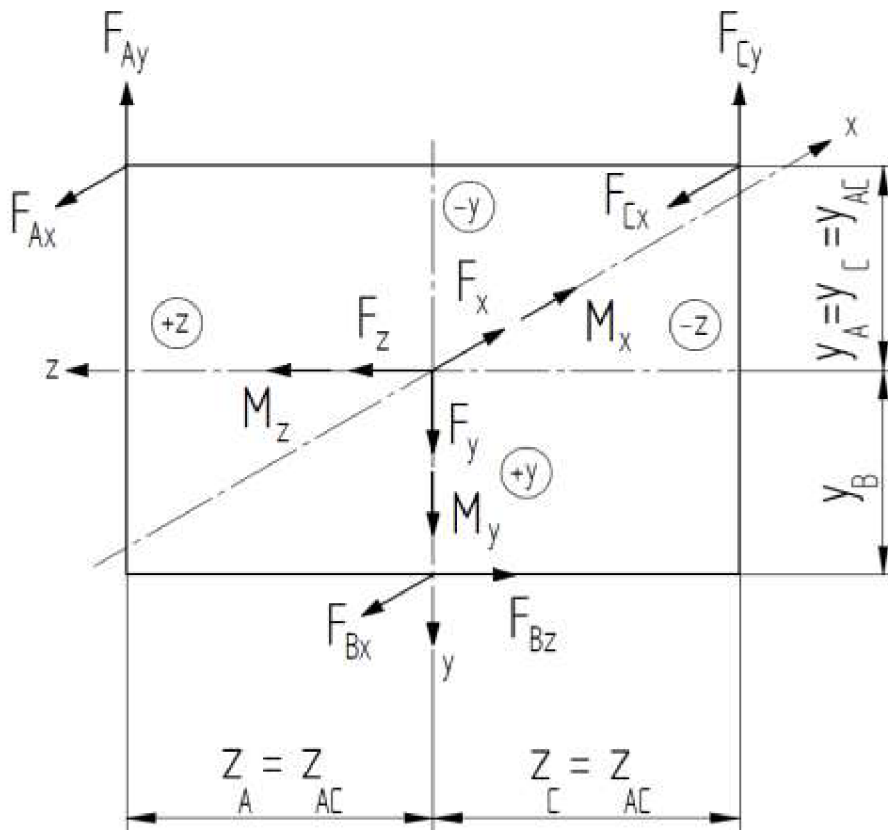
$$\sum_m M_{ym} = 0$$

$$\sum_k F_{zk} = 0$$

$$\sum_n M_{zn} = 0$$

Pro prvotní analýzu byl pro statickou analýzu vytvořen zjednodušený modelový případ. Základním předpokladem při jeho vytvoření bylo zajistit, že všechna působíště reakčních sil budou ležet v jedné rovině. Vnější zatížení pak tvoří tři síly a tři momenty, které působí na obdélník s nulovou tloušťkou v prostoru, zastupující prostor pro rozmístění bodů uložení. Velikost obdélníku byla volena s ohledem na rozměry chladiče, jeho prvků uchycení a očekávaných velikostí redukčních částí pro připojení celé soustavy k měřicím zařízením. Graficky je celá situace znázorněna na obrázku 5.3. Obrázek je doplněn i kótami s označením polohových parametrů. Velikosti polohových parametrů jednotlivých uložení jsou pak uvedeny v Tabulce 5.1.

Vytvořený modelový případ nerespektuje fakt, že polohy působíště tíhové síly a odporové síly s největší pravděpodobností nebudou ležet v jedné rovině a nebudou ani působit ve stejném bodě roviny. Bohužel nebyly nalezeny žádné zdroje pro lepší odhad polohy působíště výslednice odporových sil. Působíště odporové síly proto bylo zvoleno na základě následující úvahy. Chladič se v proudu pravděpodobně nebude chovat jako plochá deska, na níž působí aerodynamická síla od proudu vzduchu. Odporovou sílu bude tvořit struktura činné plochy, která je po hloubce chladiče stejná. Je proto vhodné předpokládat, že poloha působíště odporové síly bude v blízkosti středu činné části chladiče, a tedy že bude poblíž polohy těžiště celého chladiče. Poloha těžiště celého chladiče s připojenými přívody chladičí kapaliny a chladičí kapalinou uvnitř chladiče se předpokládala v okolí středu činné části chladiče, vzhledem k tvaru chladiče a rozložení přívodů. Segmenty před a za chladičem pro přívod a odvod vzduchu budou stejné, se symetrickým tvarem, a nepřispějí tak ke změně polohy těžiště.



**Obr. 5.3: Vnější zatížení obdélníku a rozložení sil pro zajištění jeho stability v prostoru**

Základním rozložením sil pro zajištění stability obdélníku ve směru x a kompenzace působících vnějších momentů  $M_y$  a  $M_z$  jsou tři síly, kolmé na samotný obdélník, nejlépe umístěné v jeho rozích. Síly jsou v těchto místech nejmenší díky maximálním ramenům. Pro kompenzaci síly ve směru y jsou zavedeny dvě reakce v bodech A a C. Spolu se silou v místě C, jako reakcí na sílu ve směru z, tvoří zároveň reakční momenty pro vnější moment  $M_x$ . Žádaným výsledkem bylo, aby se rovnaly velikosti reakčních sil  $F_{Ax} = F_{Bx} = F_{Cx}$ , chladič by se pak neměl naklápět vůči proudu kolem osy y a kolem osy z.

$$F_{Ax} = F_{Bx} = F_{Cx} = F_{Rx}$$

Další podmínky vyplynuly ze symetrie a z pohledu konstrukčního:

$$y_A = y_C = y_{AC}$$

a

$$z_A = z_C = z_{AC}$$

Statická analýza s výpočty uvedeného modelového případu:

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
	<p>Zavedené vnější síly – známé parametry:  <math>F_X, F_Y, F_Z</math></p> <p>Zavedené vnější momenty – známé parametry:  <math>M_X, M_Y, M_Z</math></p> <p>Zavedené reakční síly – neznámé parametry:  <math>F_{Ax}, F_{Bx}, F_{Cx}, F_{Ay}, F_{Cy}, F_{Bz}</math></p> <p>Podmínka rovnosti:  <math>F_{Ax} = F_{Bx} = F_{Cx} = F_{Rx}</math></p> <p>Podmínka rovnosti vzdáleností:  <math>y_A = y_C = y_{AC}</math>  <math>z_A = z_C = z_{AC}</math></p> <p>Zvolené parametry konstrukce:  <math>y_B = 267 \text{ mm}</math>  <math>z_{AC} = 510 \text{ mm}</math></p> <p><b><u>Celkový počet použitelných podmínek statické rovnováhy s ohledem na podmínky:</u></b></p> <p><math>v = v_F + v_M = 3 + 2 = 5</math></p> <p><b><u>Celkový počet neznámých nezávislých parametrů:</u></b></p> <p><math>\mu = \mu_F + \mu_M + \mu_r = 4 + 0 + 1 = 5</math></p> <p><b><u>Výpočet nutné podmínky statické určitosti úlohy:</u></b></p> <p><math>(v = \mu) \wedge ((\mu_M + \mu_r) &lt; v_M) \Rightarrow</math>  <math>(5 = 5) \wedge ((0 + 1) &lt; 3)</math></p> <p><b>Podmínka je splněna</b></p>	
$v_F = 3$ $v_M = 2$		$v = 5$
$\mu_F = 4$ $\mu_M = 0$ $\mu_r = 1$		$\mu = 5$
$v = 5$ $v_M = 2$ $\mu = 5$ $\mu_M = 0$ $\mu_r = 1$		Podmínka je splněna

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
<p>Podmínka silová</p> $F_{Ax} = F_{Bx} = F_{Cx} = F_{Rx}$	<p><b><u>Silové podmínky rovnováhy:</u></b></p> $\sum_i F_{xi} = 0: F_{Ax} + F_{Bx} + F_{Cx} = F_X$ <p><i>Upraveno dle podmínky rovnosti sil</i></p> $F_{Rx} = \frac{F_X}{3}$ $\sum_j F_{yj} = 0: F_{Ay} + F_{Cy} = F_Y$ <p><i>Z této rovnice se vyjádří síla</i></p> $F_{Cy} = F_Y - F_{Ay}$ $\sum_k F_{zk} = 0: F_{Bz} = F_Z$ <p><b><u>Momentové podmínky rovnováhy:</u></b></p> $\sum_l M_{xl} = 0:$ $M_x + F_{Ay} \cdot z_A - F_{Cy} \cdot z_C - F_{Bz} \cdot y_B = 0$ $\sum_m M_{ym} = 0:$ $M_y - F_{Ax} \cdot z_A + F_{Cx} \cdot z_C = 0$ $\sum_n M_{zn} = 0:$ $M_z - F_{Ax} \cdot y_A + F_{Bx} \cdot y_B - F_{Cx} \cdot y_C = 0$ <p><b><u>Upravené momentové podmínky rovnováhy:</u></b></p> $M_x + F_{Ay} \cdot z_{AC} - F_{Cy} \cdot z_{AC} - F_{Bz} \cdot y_B = 0$ $M_y - F_{Rx} \cdot z_{AC} + F_{Rx} \cdot z_{AC} = 0$ $M_z - F_{Rx} \cdot y_{AC} + F_{Rx} \cdot y_B - F_{Rx} \cdot y_{AC} = 0$ <p><i>Z druhé rovnice vyplývá, že pro platnost podmínek je nutné, aby <math>M_y = 0</math>. Tím je počet použitelných podmínek statické rovnováhy o jednu méně.</i></p>	<p><math>F_{Rx}</math></p> <p><math>F_{Cy}</math></p> <p><math>F_{Bz}</math></p> <p>Nutná podmínka pro platnost podmínky <math>z_A = z_C = z_{AC}</math> a podmínky <math>F_{Ax} = F_{Bx} = F_{Cx} = F_{Rx}</math> je splnění <math>M_y = 0</math></p>
<p>Podmínka silová</p> $F_{Ax} = F_{Bx} = F_{Cx} = F_{Rx}$ <p>Podmínka rovnosti vzdáleností</p> $y_A = y_C = y_{AC}$ $z_A = z_C = z_{AC}$		

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
$F_{Cy} = F_Y - F_{Ay}$	<p>Ze třetí rovnice se vyjádří parametr <math>y_{AC}</math></p> $y_{AC} = \frac{M_z + F_{Rx} \cdot y_B}{2 \cdot F_{Rx}}$	$y_{AC}$
	<p>Z první rovnice se vyjádří síla <math>F_{Ay}</math></p> $M_x + F_{Ay} \cdot z_{AC} - (F_Y - F_{Ay}) \cdot z_{AC} - F_{Bz} \cdot y_B = 0$ $M_x + F_{Ay} \cdot z_{AC} - F_Y \cdot z_{AC} + F_{Ay} \cdot z_{AC} = F_{Bz} \cdot y_B$ $2 \cdot F_{Ay} \cdot z_{AC} = F_{Bz} \cdot y_B + F_Y \cdot z_{AC} - M_x$ $F_{Ay} = \frac{F_{Bz} \cdot y_B + F_Y \cdot z_{AC} - M_x}{2 \cdot z_{AC}}$	$F_{Ay}$

Rovnice zvýrazněné rámečky byly spolu s uvedenými podmínkami použity pro vytvoření skriptu pro program Matlab. Vytvořený skript je v elektronické příloze a jeho kopie je uvedena příloze 5. Zadané a vypočítané hodnoty jednotlivých parametrů jsou uvedeny v tabulce 5.1.

Pro určení velikosti reakcí v uloženích bylo potřeba vypočítat tíhovou sílu prvků, které budou uloženy v měřicích zařízeních. Použité vzorce jsou uvedeny níže. Výpočet byl proveden jako součást skriptu pro program Matlab, který je v příloze 5.

Celková hmotnost prvků je stanovena dle vztahu:

$$m_{celk} = i \cdot m_{chl} + m_{kr} + m_{sp}$$

Celková tíhová síla se vypočítá ze vztahu:

$$G_{celk} = m_{celk} \cdot g_0$$

kde za tíhové zrychlení  $g$  byla dosazena hodnota:  $g_0 = 9,80665 \text{ m/s}^2$

Tíhová síla je ve skriptu dosazována do obecného označení  $F_y$  a odporová síla působící na chladič  $F_{dch}$  je ve skriptu dosazena jako akční zatěžující síla proudu  $F_x$  (znaménko kladné).

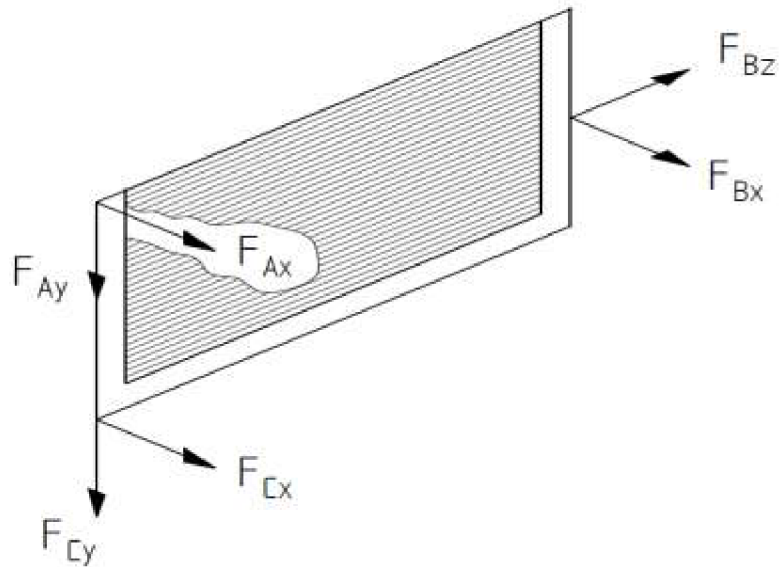
Tab. 5.1: Zadané a vypočítané parametry v bodech uložení		
Zadané parametry		
$m_{ch}$	2,424	kg
$m_{kr}$ (odhad)	25	kg
$m_{sp}$ (odhad)	5	kg
$F_{dch}$	5182	N
$F_X$	0	N
$F_Y$	0	N
$F_Z$	0	N
$M_x$	0	Nmm
$M_y$	0	Nmm
$M_z$	0	Nmm
$y_B$	267	mm
$z_{AC}$	510	mm
Vypočítané parametry		
$m_{celk}$	32,4240	kg
$G_{celk}$	317,9708	N
$F_{Rx}$	1727,333	N
$F_{Ax}$	1727,333	N
$F_{Bx}$	1727,333	N
$F_{Cx}$	1727,333	N
$F_{Ay}$	158,985	N
$F_{Cy}$	158,985	N
$F_{Bz}$	0	N
$y_{AC}$	143,5	mm
$y_A$	143,5	mm
$y_C$	143,5	mm
$z_A$	510	mm
$z_C$	510	mm

Převládající zatížení působící na chladič bude od odporové síly a od tíhy chladiče vybaveného usměrňovacími segmenty. Vznik boční síly  $F_{Bz}$ , momentů  $M_x$ ,  $M_y$  a  $M_z$  není očekáván. V případě, že by tyto složky vznikly při reálném měření, jsou očekávány minimální velikosti na základě symetrie.

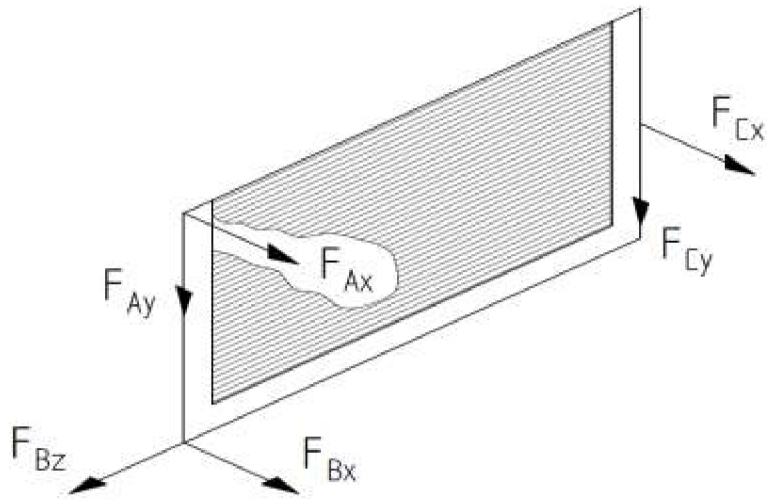
## 5.2.2 Závěry ze statické analýzy

Ze statické analýzy vzešel požadavek na to, aby v každém z celkového počtu tří bodů uložení byly odebrány pouze dva stupně volnosti. Jinými slovy, v každém bodě bude potřeba mít dvě reakční síly. Statická analýza umožnila začít uvažovat o počtu měřicích členů, způsobu jejich namáhání a konstrukčním řešení uložení měřicích členů s chladičem.

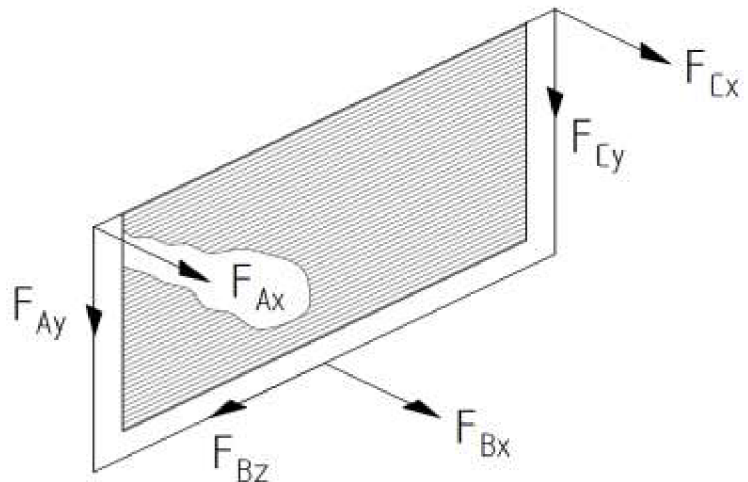
Existují i dalších možné způsoby rozložení sil, splňující požadavky statické analýzy. Jsou znázorněny na obrázcích 5.4 a 5.5. Dále je uveden i obrázek 5.6 znázorňující analyzované uspořádání v části 5.2.1, aby bylo možné přehledně porovnat jednotlivá uspořádání sil najednou.



**Obr. 5.4: Příklad rozložení sil v jednotlivých bodech uložení**



**Obr. 5.5: Příklad rozložení sil v jednotlivých bodech uložení**



**Obr. 5.6: Příklad rozložení sil v jednotlivých bodech uložení**



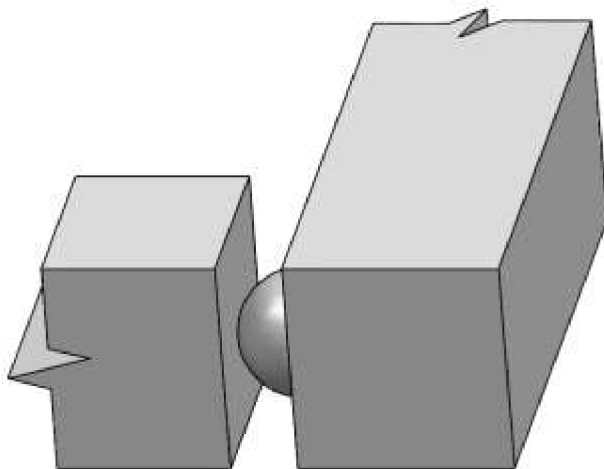
Nejméně vhodná je varianta na obrázku 5.4. Tíha chladiče by byla přenášena tyčemi umístěnými pouze na jedné straně. Druhá varianta na obrázku 5.5 tento nedostatek nemá. Postrádá však symetrii rozložení přenosu zatížení, které je aplikováno na variantě vyobrazené na obrázku 5.5. Jako nejvhodnější bylo zvoleno rozložení sil z obrázku 5.6. Uspořádání sil dovolí namáhat celou konstrukci celého měřicího zařízení z uvedených variant nejrovnoměrněji bez přetěžování určitých částí.

Mezi navrhovanými variantami nejsou uváděny modifikace spočívající v pouhém otočení smyslu sil a modifikace v podobě záměny stran u nesymetrického rozložení. Tyto modifikace vycházejí z těch uvedených na obrázcích a nepřinášejí nic nového. Konečná podoba rozložení sil, včetně konečné polohy bodů uložení, je uvedena v části 9, kde je navrhována konstrukce rámu a je vymodelována sestava celého měřicího zařízení.

### 5.2.3 Uložení měřicích členů s rámem chladiče

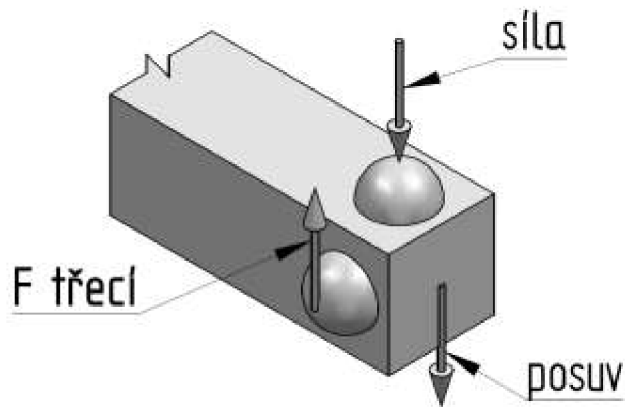
Uložení měřicích členů v pevném rámu, nainstalovaném na měřicí sekci, bylo rozhodnuto zkonstruovat tak, aby mělo charakter blížký vetknutí.

Řešení uložení měřicích členů na straně rámu chladiče však tak jednoduché nebylo. Požadavek odebrání pouze dvou stupňů volnosti v každém bodě uložení klade značné nároky na konstrukční návrh vlastního uložení. V případě, že by bylo použito šest jednosložkových měřicích členů, znamenalo by to vybavit každý člen vazbou odebírající pouze jeden stupeň volnosti. Příklad, jak by takováto vazba mohla v základu vypadat, je na obrázku 5.7.



**Obr. 5.7: Příklad reálné vazby odebírající 1° volnosti**

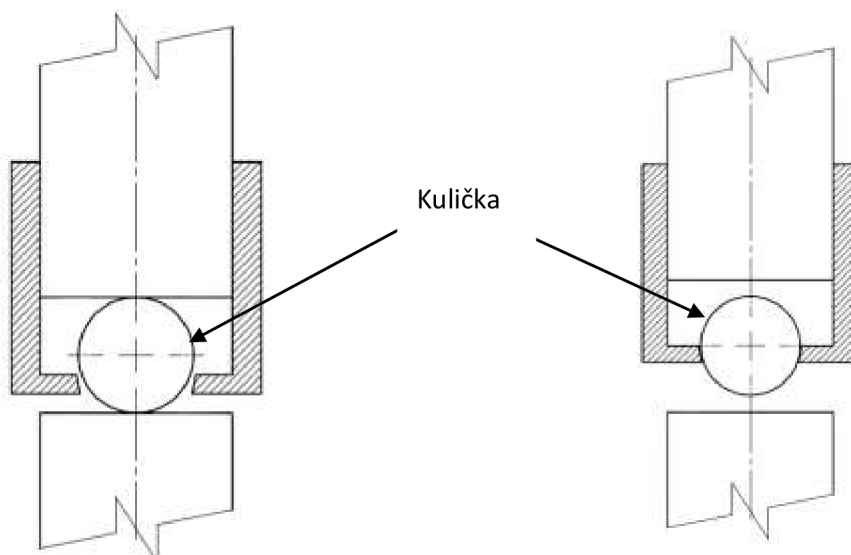
Řešení v podobě uvedené na obrázku 5.7, jehož cílem je maximální možné přiblížení k určitému uložení chladiče, má, jako každé řešení, řadu nevýhod. Dvě důležité nevýhody zvažované při návrhu, kromě vyšší výrobní složitosti uložení, jsou následující. První nevýhodou je vznik tření v důsledku pohybu dotykového bodu mezi tenzometrickou tyčí a povrchem protějšního dílu. Tento nedostatek se více projeví u dvousložkových měřicích členů, navržených na namáhání ohybem, jak je znázorněno na obrázku 5.8.



**Obr. 5.8: Třecí síly v uložení**

Druhou nevýhodou je změna polohy působíště měřené síly v důsledku deformace měřícího členu. Deformace nebudou nijak velké, řádově desetiny milimetru, a tudíž byly tyto nevýhody nakonec považovány za málo významné.

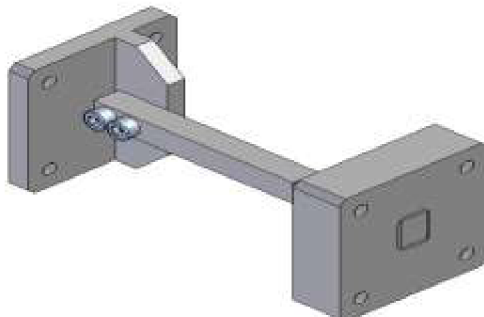
Byla zvažována i konstrukční varianta vazby odebírající jeden stupeň volnosti, v níž by bylo zajištěno valení mezi kontaktními plochami. Cílem bylo snížit velikost tření mezi styčnými plochami. Valení je dle tabulkových hodnot druh kontaktu stykových ploch s nejmenšími ztrátami. Výrobní nároky a náklady na realizaci takového uložení by však byly vysoké a výhody takového uložení by patrně nepřevážily náklady na realizaci. Přesto je na obrázku 5.9 a 5.10 pro představu toto uložení znázorněno, jak by mohlo být zrealizováno. Navržené řešení neobsahuje kompenzaci na změny natočení celé konstrukce, dle potřebného umístění. Funkčnost je zajištěna pouze v poloze znázorněné na obrázku. Tento nedostatek by bylo nutné vyřešit dalším vývojem. Ten však nebyl proveden, protože byla navržená konstrukce opuštěna z důvodů uvedených výše. Toto řešení má navíc stejnou nevýhodu, uvedenou v předchozím odstavci. Problematika změny polohy by však s ohledem na její velikost mohla být opět zanedbána.



**Obr. 5.9: Konstrukční řešení vazby s valením – pohled 1 - zatíženo**

**Obr. 5.10: Konstrukční řešení vazby s valením – pohled 2 - odlehčeno**

Nakonec byla i zvažována jednoduchá konstrukce vazby mezi rámem chladiče a měřicím členem. Jednoduchá vazba byla navržena na základě požadavků pro zajištění jednoduché výroby a vytvoření vhodného způsobu přenosu zatížení z rámu chladiče na měřicí členy. Nebyl brán ohled na vlastnosti vazby z pohledu ovlivnění stupňů volnosti rámu chladiče. Jak by taková vazba mohla vypadat, je uvedeno na obrázku 5.11.



**Obr. 5.11** Konstrukční řešení konstrukčně jednoduché vazby

#### **5.2.4 Závěry z páté kapitoly**

Výběr způsobu uložení rámu chladiče byl jedním ze zásadních rozhodnutí v celém projektu měřicího zařízení. Nevhodnou konstrukcí uložení chladiče s měřicím členem může dojít ke značnému zhoršení vlastností celého měřicího zařízení a tím i ke znehodnocení měření.

Pro konečné rozhodnutí do jaké míry dbát na staticky určitou konstrukci byly zkoumány způsoby uložení měřicích členů v šesti složkových trnových váhách, které pro měření sil a momentů používají odporové tenzometry. Bylo zjištěno, že tyto konstrukce jsou v principu staticky neurčité. Podobně tomu je i v případě externích aerodynamických vah, které opět využívají pro snímání sil a momentů tenzometry. Na základě uvedených příkladů nemá statická neurčitost při použití odporových tenzometrů negativní vliv.

Při použití staticky neurčité konstrukce ale obecně dochází ke snížení velikosti deformací. Pro měření sil a momentů je však velikost deformací důležitá, protože se na jejich základě stanovuje velikosti působícího zatížení. Velikost deformací pro vlastní měření bylo ale nutné minimalizovat kvůli přívodům chladicí kapaliny a způsobu utěsnění chladiče.

Také bylo nutné začít zvažovat možnosti, jak omezit nežádoucí účinky jednotlivých částí měřicího zařízení, které by mohly významně přispět ke znehodnocení měření. Je vhodné ještě uvést, že je velmi obtížné předem odhadnout, jaké vlastnosti a jaké přesnosti bude schopné měřicí zařízení dosáhnout. Dosažitelné vlastnosti měřicího zařízení budou zjištěny až po vlastní kalibraci celého měřicího zařízení. Kalibraci se nejen převedou deformace na velikosti sil a momentů, ale zároveň se eliminuje nežádoucí vliv samotné konstrukce měřicího zařízení. Na základě uvedených faktů je vidět, že samotná kalibrace, tedy způsob a přesnost jejího provedení, je asi tím nejdůležitějším bodem v celém návrhu měřicího zařízení.

Na základě těchto úvah bylo nakonec rozhodnuto, že bude dál rozvíjen návrh měřicího zařízení, který bude co nejbližší staticky určité konstrukci. Od tohoto přístupu se očekává, že zvolená koncepce měřicího zařízení bude dosahovat kvalitnějších výsledků měření.

## 6 Návrh měřicích členů

### 6.1 Způsob měření sil

Měření sil je možné provést na základě různých fyzikálních principů. Obecně stačí, aby v měřidle docházelo ke změně jediné libovolné fyzikální veličiny. Cílem této práce nebylo vyjmenovat a popsat všechny možné způsoby měření sil a momentů. Pro návrh řešení snímačů měřených veličin však bylo nutné si vytvořit představu, jaké možnosti existují a jaký druh snímače by byl nejvhodnější pro realizaci měření.

V dnešní době se patrně nejčastěji vyskytují při měření sil tenzometry. Existují i jiné principy, jak určit velikost působících sil a momentů. Je možné se prakticky setkat se snímači, které například využívají změny kapacity, indukčnosti, nebo i změny optických vlastností. Zajímavostí může být, že existují i snímače na bázi piezoelektrického jevu, nebo laserové interferometrie.

Na zkušebně Leteckého ústavu se běžně pracuje s odporovými tenzometry. Výhodou pro aplikaci odporových tenzometrů je i fakt, že je k dispozici veškerý nutný hardware pro vlastní realizaci měření. Tím se odporové tenzometry staly favority i pro měřicí zařízení aerodynamického tunelu. Při hledání v nedávné době realizovaných vah pro měření těles v aerodynamických tunelech se nejčastěji vyskytovaly konstrukce, které právě používaly tenzometry. Během čerpání základních informací o problematice aerodynamických tunelů z literatury byly nalezeny základní, a jak bylo i v knize uvedeno, také nejpoblárnější způsoby snímání aerodynamických sil. Kniha, uvedená v seznamu použité literatury pod označením [10], byla vydána v roce 1984. Je velice zajímavé, že od té doby se významně nerozšířil žádný jiný způsob měření sil a momentů v aerodynamických tunelech. Dochází pouze k vývoji v oblasti tenzometrických snímačů sil.

Během vývoje byla zvažována i alternativa použít standardně vyráběné snímače sil. Jejich vzhled je na obrázku 6.1. První nevýhodou je, že existují zpravidla typy pro snímání síly pouze v jednom směru. V případě navrhovaného měřicího zařízení by bylo nutné nakoupit minimálně tři snímače. Cena samotných jednosložkových snímačů je závislá na druhu snímače a na rozsahu měřených sil. Pro druhy snímačů uvedené na obrázku 6.1 se pohybuje mezi 8 000 až 10 000 Kč.



**A – snímač síly typu S**



**B – nosníkové ohybové snímače síly**

**Obr. 6.1: Snímače síly – vážní snímače [I12, I13]**

Byl nalezen i výrobce, který vyrábí vícesložkové měřicí zařízení přímo dle požadavků zadavatele a specializuje se i na aplikaci v aerodynamických tunelech.

Příklad takového zařízení je na obrázku 6.2. Katalogová cena u tohoto typu snímačů neexistuje. Při uvážení ceny samotných snímačů je možné vytvořit odhad ceny celého zařízení tak, jak je uvedené na obrázku minimálně v rozmezí 50 000 a 200 000 Kč. Náklady na takovéto zařízení byly mimo dostupný rozpočet.



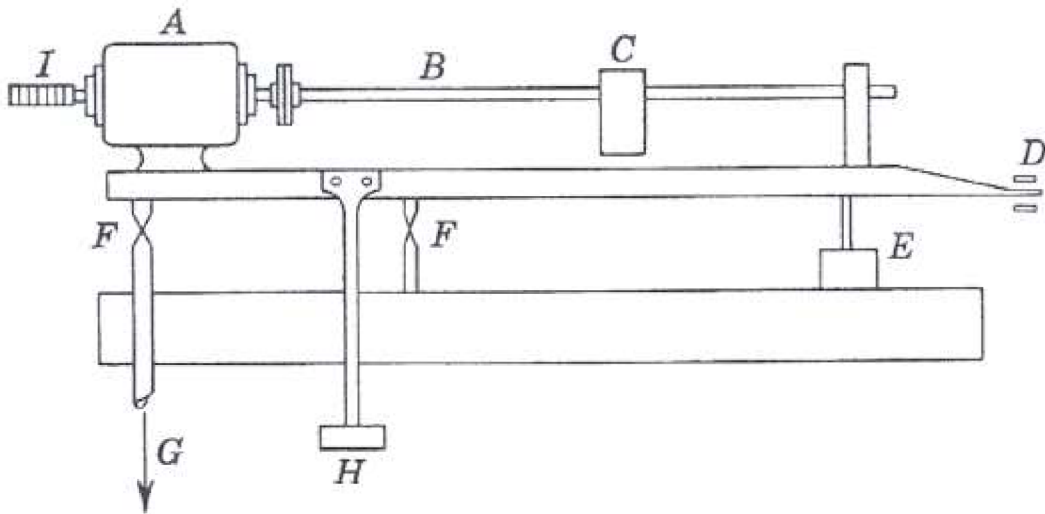
**Obr. 6.2: Snímač vícekomponentního zatížení [114]**

Možnost nákupu sériově vyráběného jednosložkového snímače byla také opuštěna. Důvodem byla především cena samotného snímače. Navíc byla možnost vyrobit členy přímo na Leteckém ústavu. V tomto případě by se nakupoval pouze materiál a samotné tenzometry. Dalším faktorem ovlivňujícím rozhodnutí byl zvláštní charakter navrženého měřicího zařízení oproti standardním způsobům měření v aerodynamických tunelech. Protože cílem bylo udržet staticky určitý charakter v co největší možné míře, bylo nutné vytvořit nestandardní uložení měřicích členů s rámem chladiče. To znamenalo vytvořit vlastní návrh měřicích členů. Cílem bylo také naladit tyče tak, aby při působení síly ve směru osy x chladič pouze posouval a nedocházelo k naklápění chladiče vůči proudu vzduchu.

## **6.2 Nejpopulárnější způsoby měření sil v aerodynamickém tunelu**

### **6.2.1 Nosníkové váhy**

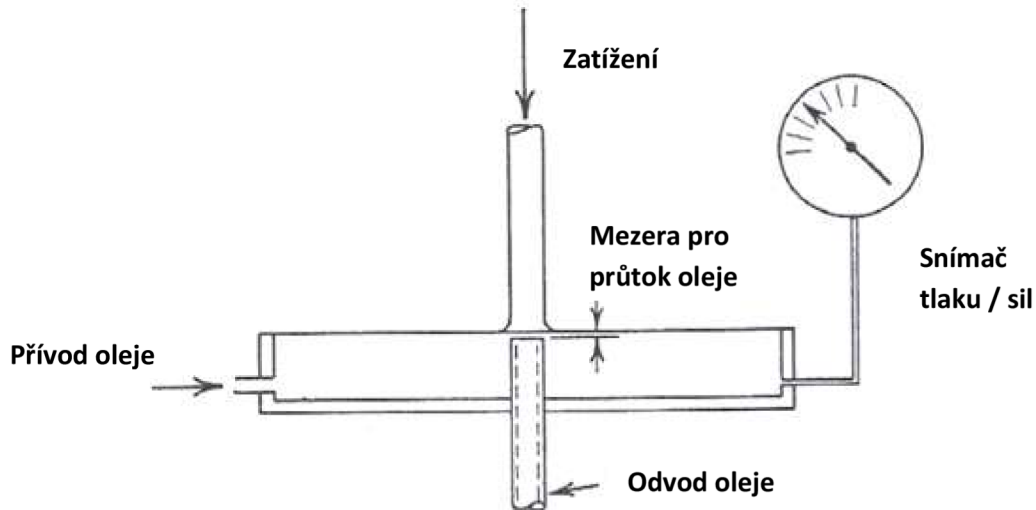
Základní schéma měřicího zařízení je na obrázku 6.3. Základní částí je elektromotor A, pohánějící závitovou tyč B. Po délce závitové tyče se pohybuje jezdec C, který tvoří pohyblivé závaží. Tyto členy jsou uchyceny na nosníku, který je uložen v čepu F. Zatížení z měřeného tělesa je přivedeno přes táhlo označené symbolem G. Táhlo je připojeno k nosníku opět pomocí čepu. Celý nosník může být vybaven tlumičem, v obrázku označeném jako E. Pro vyvážení konstrukce je možné nainstalovat závaží H. Kontakty D slouží k sepnutí elektromotoru pro pohyb jezdce tak, aby bylo dosaženo rovnovážné polohy nosníku. Výstup z měřicího zařízení je označen I. Může jít například o jednoduché počítadlo otáček, kalibrované na hodnoty působící síly. Popsaná forma uvedeného zařízení není jediná možná, jde o základní funkční podobu zařízení.



Obr. 6.3: Nosníkové váhy [115]

### 6.2.2 Hydraulický snímač

Jak již název napovídá, jsou síly měřeny pomocí tlaku a pístu. Představu, jak takové zařízení vypadá, je možné si udělat z obrázku 6.4. Základem je válec, do kterého proudí olej a je odváděn trubičkou ve středu válce. Působí-li zatížení na čelní plochu válce, která má charakter membrány, dojde k její deformaci. Tím se změní velikost plochy pro odtok oleje a dojde ke změně tlaku, jenž je registrován připojeným tlakoměrem. Tlakoměr je možné opět nekalibrovat tak, aby ukazoval v jednotkách síly.



Obr. 6.4: Hydraulický snímač [116]

### 6.2.3 Elektrická měřicí zařízení

Základem pro měření sil (momentů) pomocí elektrických zařízení je využití změny některých fyzikálních veličin kvůli působícímu zatížení. Tyto změny se odehrávají uvnitř snímače. Fyzikálními veličinami, jejichž změny jsou použity pro měření, bývají nejčastěji elektrický odpor, elektrická kapacita a elektrická indukce. Výstupní signál ze snímače je zpravidla v podobě elektrického proudu, nebo elektrického napětí. Změny ve výstupním signálu jsou však zpravidla velmi malé.

Proto jsou tyto snímače zapojovány do obvodů, které obsahují zesilovače. Zesilovače jsou zároveň vybaveny vhodnými filtry pro redukci šumu. Důležitým doporučením bylo mezi tenzometry a zesilovačem minimalizovat délku vodičů, které by měly být kroucené s dostatečným stíněním. Toto opatření snižuje množství šumu a omezuje velikost odporu vodičů, které by znehodnocovaly měření. I přes uvedenou nevýhodu mají elektrické snímače vysokou citlivost a vysokou přesnost. Nejvíce rozšířené snímače sil jsou odporové tenzometry.

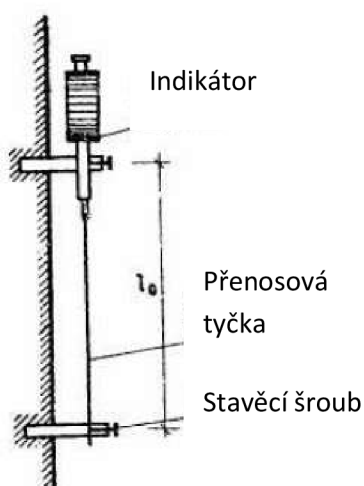
### 6.3 Tenzometrické snímače

Tenzometrické snímače jsou zařízení, která primárně zjišťují velikost lokální deformace základního tělesa v podobě jeho poměrného délkového přetvoření. Délkové přetvoření tělesa se přenáší na tenzometr, který se deformuje také. Měření spočívá ve zjištění deformace tenzometru. Výhodou je, že lze vhodnou kalibrací převést měřenou deformaci i na další žádané veličiny, z nichž nejčastěji, kromě velikosti deformace tělesa, jde o velikosti sil a napětí v základním tělese.

Tenzometrických snímačů je velké množství a kritérií, podle čeho je lze třídit je velké množství. V základu je možné tenzometry rozdělit na mechanické tenzometry, optické tenzometry, strunové tenzometry a elektrické tenzometry.

#### 6.3.1 Mechanické tenzometry

Jak již název napovídá, tento druh tenzometrů měří přetvoření na určité délce základního tělesa pomocí mechanických převodů. Velikost deformace základního tělesa bývá obecně velmi malá. Aby bylo možné měřit přetvoření dostatečně přesně, používají se převody, nejčastěji v podobě pák. Důležitou částí jakéhokoliv tenzometru je jeho spojení se základním tělesem. U mechanických tenzometrů se pro vytvoření spoje používají hroty, břity a trny. Příklad mechanického tenzometru je na obrázku 6.5. Tyto tenzometry jsou používány především ve stavebnictví.



Obr. 6.5: Tyčkový tenzometr s trny [17]

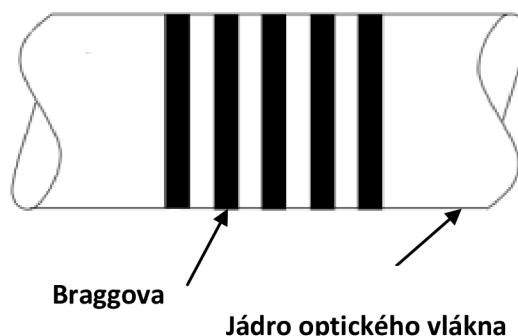
#### 6.3.2 Optické tenzometry

Pokrok v optice a fyzice dovolil vzniknout optickým vláknům a rozvoji interferometrie. Získané poznatky byly aplikovány i do oblastí, jako je experimentální mechanika. Základ tenzometru tvoří jádro ze skla o velmi malém průměru. Výrobce

HBM uvádí tyto průměry do 5 mikrometrů. Jádrem je obloženo vrstvou skla o vysoké čistotě o průměru 125 mikrometrů. Vrstva má jiné optické vlastnosti s indexem lomu menším, než má jádro. Další vrstva tvoří ochranu vnitřních vrstev a zajišťuje pevnost vlákna. V určitém prostoru uvnitř jádra optického vlákna jsou vytvořena místa, která mají jiné optické vlastnosti. Jejich úkolem je rozptýlit procházející svazek světla na určité vlnové délky, pokud paprsek dopadne do těchto určitých míst. Popsaná úprava optického vlákna se nazývá Braggova mřížka. Při změně délky základního materiálu dochází k prodloužení vzdálenosti v Braggově mřížce. Tím dojde ke změnám v procházejícím světle, které je možné měřit. Výhodou těchto tenzometrů je nízká hmotnost, neovlivnitelnost elektromagnetickými poli a dále to, že v jednom vláknu může být i více Braggových mřížek. Zajímavá je i schopnost zachytit deformace jednoho mikrometru na vzdálenosti jednoho metru. Nejvýznamnější nevýhodou pro aplikaci na měřicím zařízení pro měřicí sekci je cena jednoho senzoru. Nutná je také teplotní kompenzace.



Obr. 6.6: Optický tenzometr [18]



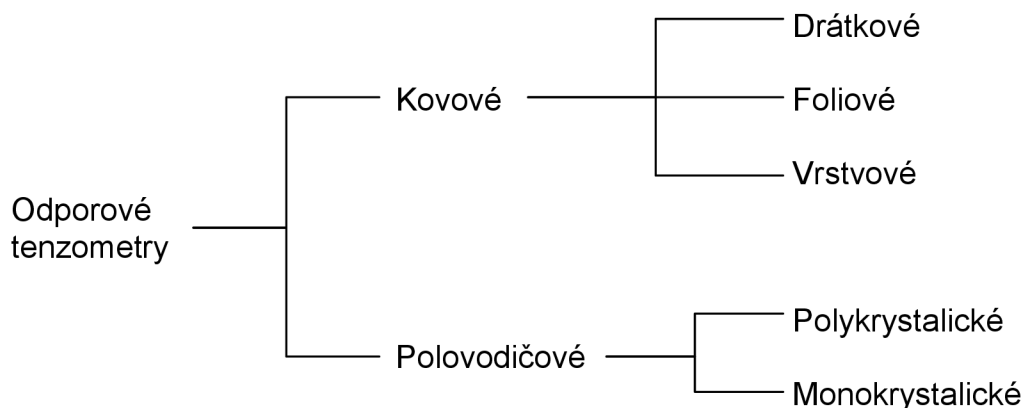
Obr. 6.7: Schéma Braggovy mřížky [19]

### 6.3.3 Elektrické tenzometry

Tenzometrů využívajících pro měření elektrických veličin je velké množství. Mezi elektrické tenzometry je možné zařadit ty, které využívají piezoelektrického jevu, elektrického odporu, elektromagnetické indukce, elektrické kapacity, magnetismu. Nejvíce rozšířené jsou odporové tenzometry.

#### Odporové tenzometry

Základní dělení odporových tenzometrů je na obrázku 6.8.



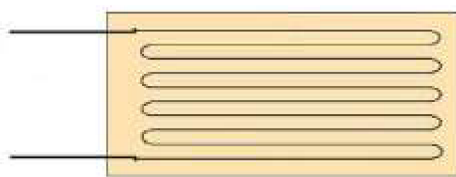
Obr. 6.8: Rozdělení odporových tenzometrů



## A. Kovové tenzometry

### a. Drátkové tenzometry

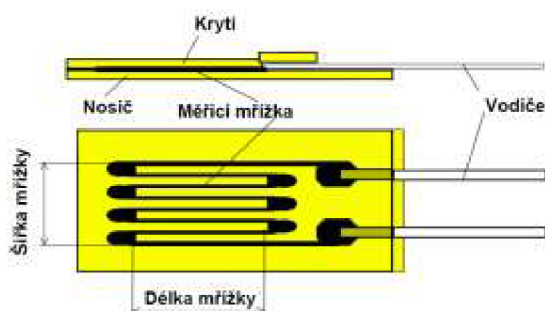
Drátkové tenzometry byly první prakticky používané tenzometry. Zpravidla je drátek uchycen na podložce, která se nalepí na základní těleso, ale jsou u varianty, kdy jsou drátkové tenzometry lepeny přímo na základní těleso. Zajímavostí je, že existují i nelepené drátkové tenzometry. Deformace základního tělesa je na ně přenášena soustavou držáků. Drátkový tenzometr je tvořen tenkým drátkem, který je vhodně zohýbán, aby se více zvýšila změna odporu drátku při jeho deformování. Dnes jsou nahrazovány fóliovými tenzometry. Stále se však uplatňují, protože vynikají malými odchylkami odporu a teplotě. Jsou aplikovány i do prostředí s extrémními teplotami. Konstrukčně je možné je řešit i jako snímače vícerého namáhání i při vysokém dynamickém namáhání. Nejvýznamnější nevýhody jsou nízký K - faktor, omezené velikosti odporů a při vysokých teplotách jsou náchylné k tečení.



Obr. 6.9: Drátkový tenzometr [120]

### b. Fóliové

V dnešní době se jedná o nejrozšířenější typ odporového tenzometru. Měřicí mřížka je vyleptána do folie, která je připevněna zpravidla polyamidovou podložku, nebo kompozitovou podložku tvořenou fenolickou fólií se skelnými vlákny. Technologie leptání dovoluje nejen tvarovat mřížku takřka dle libosti z jednoho kusu folie, ale i vytvořit na folii několik mřížek najednou, a to včetně kompenzačních odporů. Napájecí napětí fóliových tenzometrů může být obecně vyšší než v případě drátkových. Díky použité technologii výroby je možné vyrábět tenzometry s miniaturními rozměry. Dle dostupných podkladů minimální délka tenzometru činila 0,4 mm. Materiály pro výrobu mřížky jsou většinou Cermet nebo Nichrom.



Obr. 6.10: Fóliové tenzometry [121]

### c. Vrstvové

Jsou používány zpravidla ve snímačích tlaků. V těchto snímačích jsou tenzometry přímo součástí snímací membrány. Pro výrobu tenzometrů se používají technologie pro výrobu tenkých vrstev, jako jsou katodové napařování a vakuové napařování. Druhá z uvedených metod je dnes nejrozšířenější. Vrstvové tenzometry jsou tvořeny základním materiálem, například křemíkem, na který se nejdříve nanese keramická vrstva, jež tvoří dielektrikum. Na tuto vrstvu se nanese vrstva kovu, tak

zvaná aktivní vrstva, tvořící mřížku tenzometru. Mřížka je vyrobena ze stejných materiálů jako u foliových tenzometrů.

## B. Polovodičové tenzometry

Základním materiálem polovodičových tenzometrů je křemík. Krystaly křemíku jsou orientovány do směru měřeného zatížení. Bohužel jde o materiál, který je poměrně křehký. Křehkost způsobovala největší problémy při jejich vývoji. Ty se nakonec podařilo úspěšně překonat. V tenzometrech se nepoužívá čistý křemík, ale křemík, který je dopován prvky, například bórem, které způsobují jeden ze dvou možných typů vodivosti, v tomto případě vodivosti typu P. Typ vodivosti ovlivňuje závislost odporu na deformaci, kdy u vodivosti typu P odpor s rostoucí deformací roste také. U vodivosti typu N naopak odpor klesá. Mezi výhody polovodičových tenzometrů oproti jiným druhům tenzometrů patří vyšší odpor, vyšší citlivost oproti kovovým tenzometrům, lepší únavové vlastnosti, lepší hysterezní vlastnosti a creepové vlastnosti, které se navíc v širokém rozsahu neprojevují. Jako významnou nevýhodu oproti kovovým tenzometrům je nutno uvést nelineární charakteristiku mezi elektrickým odporem a působícím namáháním. Tato nepříznivá charakteristika je omezena vhodným umístěním tenzometrů a způsobem jejich zapojení.

Polovodičové tenzometry je možné rozdělit na:

### a. Polykrystalické

Jsou vyráběny za pomoci technologií pro výrobu tenkých vrstev, jako jsou napařování a napařování.

### b. Monokrystalické

Jsou tvořeny vyříznutým monokrystalickým páskem z křemíku dopovaného zpravidla Germaniem, jehož délka se pohybuje v jednotkách milimetrů, šířka v desetinách milimetrů a tloušťka v setinách milimetrů.



Obr. 6.11: Monokrystalický tenzometr s podložkou [122]

## 6.4 Měření pomocí odporových tenzometrů

### 6.4.1 Vlastní měření odporovým tenzometrem

Měření odporovými tenzometry vychází z následující rovnice.

$$R = \rho \cdot \frac{L}{A}$$

Pro měření je důležitá změna odporu v závislosti na změně ostatních veličin. Vzhledem k minimálním změnám je vhodné uvést rovnici v podobě:

$$dR = d\left(\rho \cdot \frac{L}{A}\right)$$

Jak je z rovnice vidět, změna odporu nezávisí pouze na změně délky a průřezu, ale stejně tak i na změně měrného odporu materiálu používaného pro měření. Po několika úpravách se získá matematický popis závislosti mezi změnou odporu a deformací měřicího tělesa.

$$\frac{dR}{R} = \frac{d\rho}{\rho} + (1 + 2 \cdot \mu) \cdot \varepsilon$$

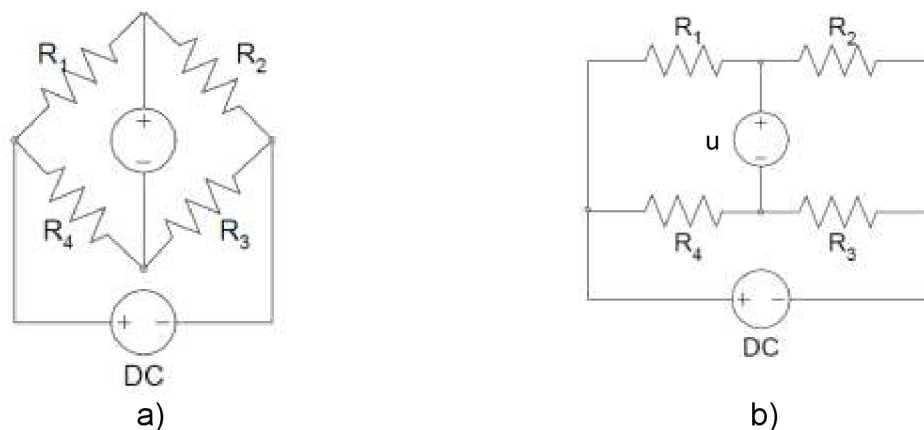
U každého tenzometru se vyjadřuje jeho citlivost pomocí parametru, kterému se v češtině říká K – faktor. V angličtině má označení Gage Factor (GF) a je definován pomocí vztahu:

$$K = GF = \frac{dR}{R \cdot \varepsilon} \quad R6.1$$

Čím větší je jeho hodnota, tím větší je citlivost tenzometru na měřenou deformaci. Pro měření je nejvhodnější lineární závislost mezi změnou odporu vůči způsobené deformaci. Prakticky takové závislosti nedosahuje žádný materiál. V případě, že se měří statické zatížení při pokojové teplotě, je nejvhodnější použít pro výrobu tenzometru materiál Konstantan, jehož K-faktor se pohybuje kolem 2.

Pokud se provede dosazení do vztahu označeného jako R6.1 a upraví se jeho tvar tak, aby bylo možné vypočítat  $dR$ , dojde se k tomu, že je nutné, aby ohmmetr měl velmi velký rozsah kolem 6 řádů.

Tento problém je možné poměrně snadno obejít vhodným zapojením tenzometrů do tzv. Wheatstonova můstku. Jde o jedno z běžně používaných zapojení v oblasti elektrických obvodů, jehož vzhled je uveden na obrázku 6.14.



**Obr. 6.12: Wheatstoneův můstek I [1 23; 1 24]  
a – základní schéma obvodu b – názorné schéma zapojení**

Wheatstoneův můstek je napájen stejnosměrným napětím ve dvou uzlech a měří se napětí na zbylých dvou uzlech. Vztah pro výstupní napětí je:

$$u = U \cdot \left( \frac{R_2}{R_1 + R_2} - \frac{R_3}{R_3 + R_4} \right) = U \cdot \frac{R_2 \cdot R_4 - R_1 \cdot R_3}{(R_1 + R_2) \cdot (R_3 + R_4)} \quad R 6.2$$

Před měřením je důležité, aby bylo výstupní napětí nulové, to znamená zajistit nulový čitatel ve zlomku rovnice R 6.2. Tento stav Wheatstoneova můstku se nazývá vyvážený. Vyvážení se provádí několika způsoby. Prvními dvěma možnými způsoby je použití dalšího zapojeného rezistoru do ramena s nejnižším odporem. Možné je

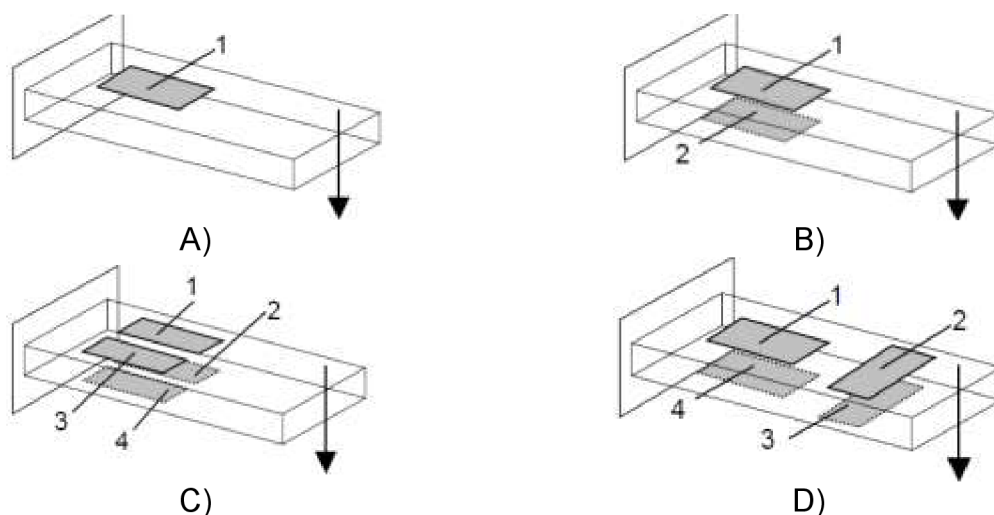
zapojení sériové, tak i paralelní. Dále pak existují metody diferenciální kompenzace, kde není nutné znát rameno s minimálním odporem, protože tyto metody mohou vynulovat jak kladné, tak i záporné výstupní napětí.

Vhodným zapojením tenzometrů do Wheatstonova můstku je možné jednoduše kompenzovat také negativní vliv teploty na vlastní měření. Při pohledu na zapojení můstku je vidět, že se dostane výstupní napětí v případě, že se změní odpor v protilehlých ramenech. Naopak v případě, že dojde ke změnám na sousedních ramenech, je výstupní napětí nulové. Tohoto jevu se využívá hlavně pro kompenzace vlivu teploty, délkových přetvoření od vnitřních sil, odporů napájecích a měřicích vodičů a odporů konektorů. Zapojení dále dovoluje použít více tenzometrů pro vlastní měření deformací, a zesílit tak měřené výstupní napětí. Nevýhodou můstku je nelineární chování. Velkého významu nabývá v případě velkých změn odporu a při určitých způsobech zapojení aktivních tenzometrů. Nelinearita mizí v případě zapojení, kdy jsou aktivní všechny čtyři tenzometry, případ plnomostového zapojení, nebo v případě, kdy jsou dva aktivní tenzometry, případ půlmostového zapojení.

Doposud uvedená problematika Wheatstoneova můstku platila pro případ, kdy byl můstek napájen konstantním napětím. Existuje i možnost napájení můstku konstantním proudem, při kterém dochází ke zvýšení citlivosti snížení míry nelinearity.

#### 6.4.2 Způsoby zapojení a rozmístění tenzometrů ve Wheatstoneově můstku

Aby Wheatstoneův můstek pracoval správně, je nutné vždy použít minimálně čtyři rezistory. Aktivní rezistory jsou pak v podobě tenzometrů. Na druhou stranu není nutné vybavit můstek čtyřmi aktivními snímači (tenzometry). Měření je možné provádět i s jedním tenzometrem v celém můstku. Podle počtu zapojených tenzometrů se zavedly pojmy plnomostové zapojení (4 tenzometry), půlmostové zapojení (2 tenzometry) a čtvrtmostové zapojení (1 tenzometr). Možné způsoby rozmístění tenzometrů pro měření při namáhání měřicího členu ohybem, který byl považován za nejlepší druh namáhání tenzometrických členů v měřicím zařízení, jsou následující.



**Obr. 6.13: Wheatstoneův můstek II [125, 126, 127, 128]**

**(A – jeden aktivní tenzometr v pozici  $R_1$ ; B – dva aktivní tenzometry v pozici  $R_1$  a  $R_2$ ; C – čtyři aktivní tenzometry v pozici  $R_1, R_2, R_3$  a  $R_4$ ; D – čtyři aktivní tenzometry v pozici  $R_1, R_2, R_3$  a  $R_4$ )**

Varianta označená na obrázku 6.15 písmenem A zaznamená i sílu působící v axiálním směru a není schopná kompenzovat vliv teploty. Zbylé tři odpory slouží pro doplnění můstku a mohou být umístěny přímo v zesilovači. Ostatní varianty již jsou schopny kompenzovat teplotu a jsou necitlivé vůči osovému zatížení.

Na obrázku B je půlmostové zapojení, které se dvěma dalšími odpory tvoří Wheatstoneův můstek. Výhodné je toto zapojení použít v případě, kdy se vyskytují na každém aktivním tenzometru stejně velké deformace opačného znaménka. Je-li předchozí věta splněna a jsou-li použity tenzometry se stejnými odpory, je také potlačena nelinearita.

Nejcitlivější je varianta na obrázku C. Plnomostové zapojení je výhodné i kvůli maximálnímu dostupnému výstupnímu napětí.

### 6.4.3 Volba měřicí mřížky

Odporové tenzometry je možné koupit v různých provedeních. Provedení tenzometrů se liší použitými tvary mřížek, jejich počtem, různými typy kontaktů pro napájení, způsoby uložení mřížky a samozřejmě různými velikostmi. Volbu měřicí mřížky ovlivňuje především charakter namáhání ve směru, zda bude potřeba snímat zatížení obecného charakteru s odlišnými směry působení, nebo bude převládat pouze namáhání v jednom směru. Tenzometry jsou konstruovány, aby snímaly především zatížení ve směru své délky. Snímání vícerého zatížení se řeší tenzometry s větším počtem různě orientovaných mřížek.

Délka měřicí mřížky je volena dle pole napětí v místě tenzometru a dle charakteru materiálu. V případě, že pole napětí je v místě tenzometru homogenní a struktura měřeného tělesa je také homogenní, je doporučovaná délka 3 až 6 milimetrů s ohledem na dostupnou plochu. U nehomogenního pole napětí je nutné si uvědomit, že tenzometr sejme hodnotu přetvoření z určité plochy pod sebou a naměřená výstupní hodnota bude úměrná jakési střední deformaci pod ním. Pokud se jedná o heterogenní materiál, je nutné volit délku tenzometru alespoň jako pětinasobek největšího zrna v materiálu. Tímto opatřením se bude snímat střední hodnota napětí, jejíž znalost je žádoucí. Pokud je cílem měřit extrémní napětí v určitých místech, používají se co nejmenší velikosti tenzometrů.

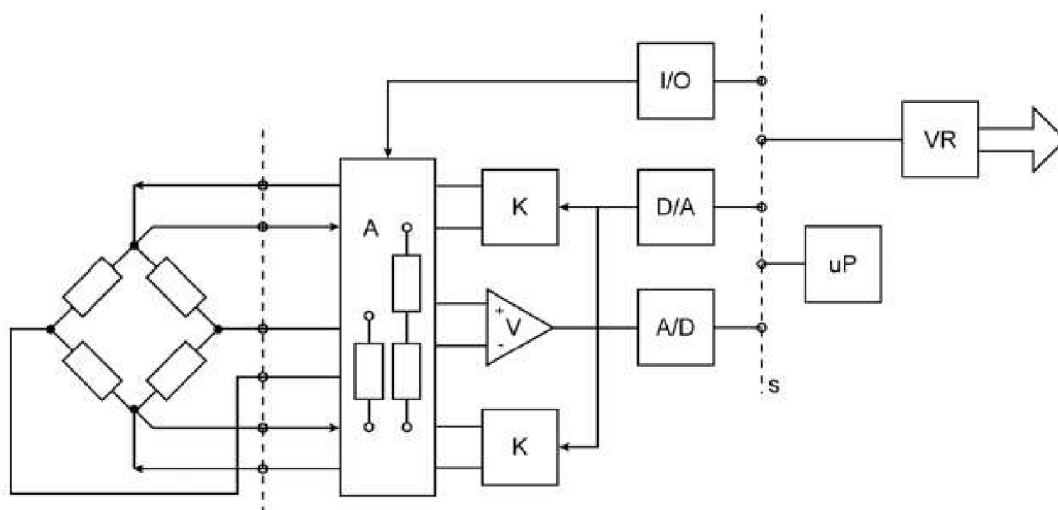
### 6.4.4 Instalace odporového tenzometru

Samotná instalace tenzometru na základní těleso významně ovlivňuje kvalitu měření. Důležité není pouze zajistit správnou orientaci tenzometru do požadovaných směrů, je potřeba také věnovat patřičnou pozornost přípravě samotné plochy základního tělesa pod tenzometrem. Příprava plochy pro nalepení tenzometru zahrnuje hrubé čištění, zarovnání nerovností a odmaštění. Po odmaštění je nutné, aby na povrchu nezůstaly zbytky odmašťovacího prostředku. Před lepením se povrch zdrsní pro lepší přilnavost lepidla a opět očistí. Lepené místo po očistění musí být suché. Lepí se krátce po provedení těchto úkonů, aby nedošlo ke vzniku oxidačních vrstev. Lepidla jsou buď dvousložková, nebo jednosložková a pro jednotlivé tenzometry jsou doporučeny výrobcem tenzometrů. Po nalepení tenzometrů následuje aplikace ochrany proti vnějším vlivům. Vrstva zároveň omezí změny vlastností tenzometru. Dle drsnosti vnějších podmínek může být nanášeno i více různých ochranných vrstev. Nejideálnější ochranou však je hermetická ochrana. Ochrana je zpravidla tvořena různými laky na bázi polyuretanu, nitrilu, či silikonu. Mohou být použity i tmely, gumy, vazelíny, vosky a folie.

Před měřením je nutné vizuálně zkontrolovat kvalitu lepeného spoje a provést sadu testů, jež ověří izolační odpor konektorů, izolační odpor měřicí mřížky, odpor spojovacích kabelů a elektrickou spojitost měřicí mřížky.

### 6.4.5 Technika pro tenzometrické měření

Tenzometry jsou pouze snímače. Odporů běžně dostupných tenzometrů jsou 120, 300 a 600 ohmů. Aby bylo možné s nimi měřit, je třeba zajistit vhodné napájení stejnosměrným, nebo střídavým napětím, zesílení výstupního signálu a mít zařízení pro indikaci výstupního signálu. Dnes, v době digitální techniky, se používají moderní zesilovače a indikátory s integrovanými obvody a elektronickými ovládacími prvky. Analogový výstupní signál se převádí do digitální formy a je možné s ním dále pracovat pomocí výpočetní techniky včetně jejich záznamu na paměťová média. Miniaturizace výpočetní techniky dovolila zkonstruovat nové typy měřicích ústředn, které byly schopny nejen filtrovat signál, zesilovat ho, připojit náhradní odpory pro doplnění tenzometrů do můstku, ale byly schopny řídit funkce měřicí ústředny a nastavovat různé parametry, například jednotlivé K-faktory použitých tenzometrů, typ zapojení, napájecí napětí můstků, typ zesilovače a další. Zvyšující se rychlost výpočetní techniky dovolila provádět měření včetně jeho zpracování prakticky v reálném čase. Významnou a důležitou součástí je zesilovač výstupního signálu z tenzometrického obvodu. Pro názornost, z jakých základních částí je digitální zesilovač sestaven, byl uveden obrázek 6.14.



- A - obvody doplnění pomocných odporů do plného můstku
- V - vstupní zesilovač
- K - kompenzace úbytku napětí na kabeláži, výkonové zesilovače napájení můstku
- D/A - výstupní převodník napájení můstku
- A/D - vstupní převodník měřené veličiny
- uP – mikroprocesor
- I/O - vstup/výstupní rozhraní
- S - vnitřní sběrnice mikroprocesoru
- VR - výstupní rozhraní

**Obr. 6.14:** Blokové schéma digitálního zesilovače signálu tenzometrického můstku [129]

## 6.4.6 Rušivé vlivy

Měření pomocí odporových tenzometrů je ovlivněno mnoha rušivými vlivy. Obecně je nutné zdůraznit, že tento způsob měření je velmi komplexní problematika a na podrobné rozebrání zde není dost prostoru a není to ani hlavním cílem této práce. Dále proto budou rozebrány vlivy, které by mohly být významné z hlediska navrhovaného měřicího zařízení.

### A) Teplota

Změnou teploty dochází k roztahování, nebo ke smršťování základního materiálu, materiálu mřížky tenzometru a také ke změně elektrického odporu aktivní části tenzometru. Teplotní vliv je možné korigovat několika způsoby: vhodným zapojením aktivních tenzometrů, zapojením porovnávacích odporů do obvodu, nebo je možné použít teplotně samokompenzované tenzometry. Tyto tenzometry jsou nejen tepelně a mechanicky zpracované, ale mají speciálně upravené chemické složení materiálu aktivní části tenzometru. Cílem této úpravy je příznivé ovlivnění teplotního součinitele elektrického odporu. Schopnost kompenzace vlivu teploty takovýchto tenzometrů je však omezena pro určitý teplotní rozsah. Při měření je dále výhodné zajistit minimální proudy v obvodu s tenzometry.

### B) Tečení (Creep)

Jde o efekt, ke kterému dochází při působení konstantního napětí po dlouhou dobu. Významnost jeho vlivu dále závisí na vlastním materiálu tenzometru, na základním tělese a na použitém lepidle. Efekt celkově umocňuje zvýšená teplota. Tečením jsou především ohroženy malé tenzometry. Existují způsoby, jak tento jev eliminovat. Nejčastější způsob je použití materiálu pro výrobu tenzometru, který má opačné tečení, než má materiál základního tělesa.

### C) Hystereze

U tenzometru bývá její vliv zanedbatelný. Významně se však může projevit u základního materiálu. Při návrhu materiálu snímače je nutné volit kvalitní materiál měřicího členu s dobrými hysterezními vlastnostmi.

### D) Vlhkost

Patří mezi vlivy okolního prostředí. Vlhkost má několik způsobů, jak ovlivnit měření. Předně mění objem některých nosných podložek tenzometrů. Může mít negativní vliv na lepidlo a je součástí nutnou pro vznik elektrolytické koroze. Její vliv se omezí vhodnou povrchovou ochranou tenzometru.

### E) Elektromagnetické pole

Elektromagnetické pole může mít také negativní vliv na měření odporovými tenzometry. Tyto negativní vlivy je možné omezit použitím kvalitních vodičů pro napájení a pro vedení výstupního signálu z tenzometru. Pro měření bude významná přítomnost střídavého magnetického pole o vysoké intenzitě. Elektrické složky jsou, v porovnání s magnetickým polem, méně významné a snadno eliminovatelné.

## F) Přívodní kabely

Vysokou péči je nutné věnovat přívodním kabelům. Obecně svým odporem mohou vytvořit významné chyby při měření. Kabely musejí být dobře izolovány a jejich délka, hlavně mezi tenzometry a zesilovačem, musí být minimální. Mezi vlivy, které mají negativní účinek na kabely, patří místní změny teploty a působení elektromagnetického pole.

## G) Dynamická namáhání

Tenzometry je možné využít i pro měření časově proměnlivých zatížení. Proměnlivé zatížení na druhou stranu obecně způsobuje drift nulové hodnoty výstupního signálu a může způsobit až únavové poškození tenzometru. Proměnlivé zatížení navíc v materiálu vyvolává vznik vlnění. Extrémním případem tohoto jevu je generování nulového výstupního signálu. V případě, kdy by se vlnová délka rovnala délce tenzometru, výstupní signál by byl nulový.

## 6.5 Koncepční návrh měřicích členů

Po zvážení, jak vypadá zvolená koncepce měřicího zařízení a jaký je prostor pro měřicí členy, se dospělo k závěru, že měřicí členy budou ve formě tyčí. Dalším důležitým rozhodnutím bylo, jaké bude nevhodnější namáhání tyčí pro kvalitní měření. Zvoleno bylo ohybové namáhání. Toto namáhání způsobuje velké deformace při malé velikosti zatížení. Jinými slovy, jde o druh namáhání, kterému je tyč schopna nejméně odolávat. Aplikací ohybového namáhání by se mělo dosáhnout vyšší citlivosti měření a tím by se měla zvýšit i přesnost měření. Aby tyče byly namáhány ohybově na základě zvoleného rozložení směrů reakčních sil v uloženích v kapitole 5.2.2, musejí být tyče vhodně orientovány. V tuto chvíli začalo být zvažováno, zda bude lepší vytvořit šest jednosložkových tyčí, kdy v každém bodě uložení budou tyče dvě, nebo zda bude vhodnější vyrobit tři tyče, kdy každá bude dovolovat snímání dvou složek zatížení. V případě, že by byly použity pouze tři tyče, snížil by se počet dílů měřicího zařízení a klesla by náročnost montáže. Celková cena výroby tří složitějších tyčí oproti šesti jednodušším tyčím by při vhodné konstrukci měla být také nižší. Všechny tyče by byly stejné, pouze by byly vhodně orientované v jednotlivých bodech uložení, aby snímaly požadované reakční síly. Tento požadavek byl znám již při statické analýze a byl zahrnut v podobě podmínek v kapitole 5.2.1. Výše uvedené argumenty rozhodly věnovat se vývoji tří dvousložkových tyčí.

Pro celé měřicí zařízení je důležité vyrobit všechny tři tyče. Cenu by bylo možné ale snížit i tím, že se nalepí pouze tenzometry pro zjištění žádaných veličin. To znamená odporové síly, působící na chladič prouděním vzduchu, a momenty kolem osy  $y$  a kolem osy  $z$ . Je tedy nutné vybavit měřicí tyče tenzometry tak, aby se zjistily velikosti reakcí  $F_{Ax}$ ,  $F_{Bx}$  a  $F_{Cx}$ . V případě vznesení požadavku na zjištění dalších reakčních sil a momentů by se nainstaloval nutný počet tenzometrů na již vyrobené měřicí tyče.



## 6.6 Konstrukční návrh měřicích tyčí

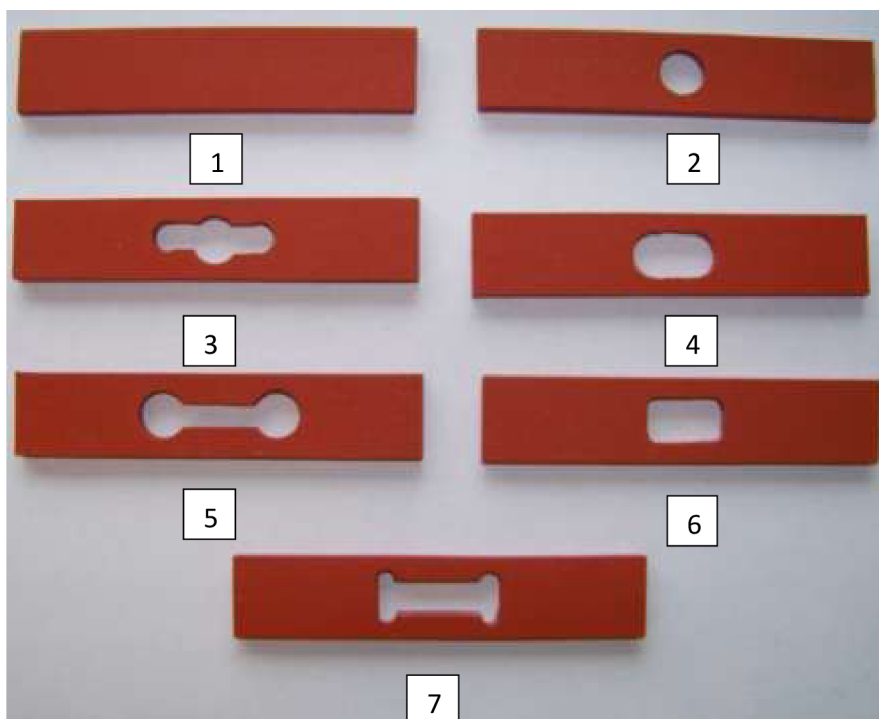
### 6.6.1 Výběr základního průřezu měřicí tyče

Existuje velké množství tvarů průřezů. Byly i nalezeny informace o snímacích členech, jejichž průřezy byly navrženy tak, aby zajistily konstantní napětí (deformace) po délce tenzometru. Většina nalezených snímacích měřidel tuto úpravu neměla. Je tedy vhodné předpokládat, že tato úprava nepřinesla žádný významný přínos, který by vyvážil zvýšenou náročnost výroby.

Kvůli požadovanému zatížení tyčí ve dvou směrech byly zvažovány pouze takové průřezy, které mají alespoň dvě osy symetrie. Mezi nejjednoduššími tvary vyhovující podmínce dvou os symetrie patří obdélníkový průřez, čtvercový průřez a kruhový průřez. Velikosti složek zatížení, působících na tyč, nejsou stejné. Vznikla tedy otázka, zda navrhovat rozměry průřezu tyče s ohledem na tato zatížení. Těmto požadavkům by vyhovoval pouze obdélníkový průřez. Měřicí tyč s obdélníkovým průřezem by však byla méně univerzální v případě jejího použití při měření jiného chladiče. Mohlo by se stát, že by v jednom směru zatížení vyhovovala, ale ve druhém nikoliv. Kdyby však byla vyrobena se čtvercovým průřezem, nebo s kruhovým, navrženým na vyšší zatížení, nemuselo by k takové situaci dojít. Z pohledu univerzálnosti tyče by tedy bylo vhodné, aby byl aplikován průřez ve tvaru čtverce, nebo kruhu. Vyrobít kruhový průřez není problém. Avšak měřicí tyč s uložením a úpravou průřezu tyče pro umístění tenzometru na základním válcovém tělese je výrobně náročnější než u případu, kdy byl použit čtvercový průřez. Z této úvahy byl nakonec zvolen čtvercový průřez tyče, který zajistí vyšší univerzálnost při zachování nejnižších výrobních nákladů.

### 6.6.2 Úprava průřezu měřicí tyče pro umístění tenzometru

Vhodnou úpravou průřezu je možné zvětšit velikost lokální deformace v místě, kde bude nalepen tenzometr. Úpravou dojde i ke snížení tuhosti tyče a lze tak jedním základním vnějším průřezem měřit menší síly. Tímto opatřením by mělo dojít ke zvýšení citlivosti na zatížení a měla by vzrůst přesnost měření. Úprava průřezu spočívá ve vytvoření vhodného otvoru v místě nalepení tenzometru. Otvorů existuje opět velké množství a některé z nich byly už i použity na reálně vyrobených tyčích. Vybráno bylo několik výrobně nejjednodušších tvarů. Zvažované tvary spolu se vzorkem bez otvoru jsou uvedeny na obrázku 6.15. Pro snazší rozlišení byly vytvořeny názvy jednotlivých atypických otvorů.

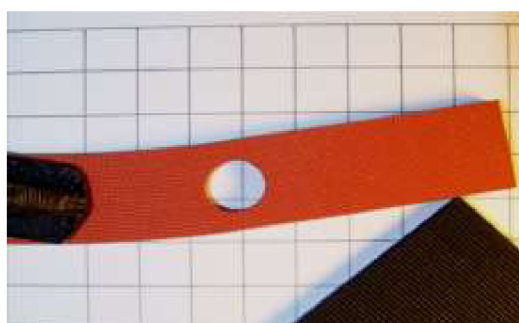


**Obr. 6.15: Zkoumané vzorky**  
(1. Bez otvoru, 2. Kruh, 3. Zámek, 4. Ovál, 5. Brýle, 6. Obdélník, 7. Kost)

Vlastnosti tvaru otvoru byly zkoumány na základě experimentu. Byly vytvořeny vzorky z pryže s rastrovaným povrchem. Rastrovaný povrch sloužil jako mřížka pro zviditelnění deformací. Ačkoli vlastnosti pryže neodpovídají vlastnostem kovových materiálů, jež měly být použity u reálných měřicích tyčí, porovnáním pryžových vzorků mezi sebou byly tyto rozdíly eliminovány. Provedený experiment neměl za cíl vytvořit kvantitativní odhad deformací na reálných tyčích. Cílem bylo pouze vytvořit kvalitativní představu o deformacích a tuhostech, které lze u takto tvarovaných otvorů očekávat. Deformace rastru ukázaly i nevhodnější oblasti pro nalepení tenzometrů.

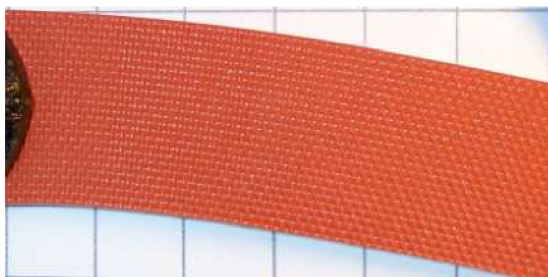
### **Popis provedeného experimentu**

Na překližkovou desku byla narýsována mřížka se čtverci deset krát deset milimetrů. Pryžové vzorky byly k desce upnuty pomocí svorky, která simulovala vazbu vetknutí. Vzorek byl zatěžován na volném konci pomocí plastového hrotu. Pozice hrotu byla udržována na čáře mřížky. Všechny vzorky byly zatíženy tak, aby se zatěžovaný bod posunul o šířku jednoho čtverečku mřížky. Při experimentu byly pořízeny pomocí fotoaparátu detaily otvorů. Fotografie z experimentu jsou uvedeny v tabulce 6.1. Průběh experimentu je znázorněn na obrázku 6.16.

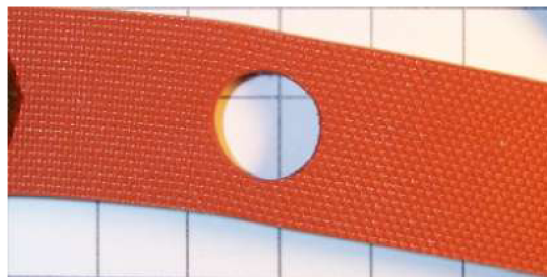


**Obr. 6.16: Průběh experimentu**

Tab. 6.1: Deformace jednotlivých tyčí



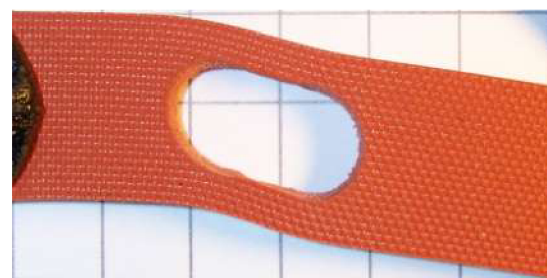
**Obr. 6.17: Vzorek 1: Bez otvoru**



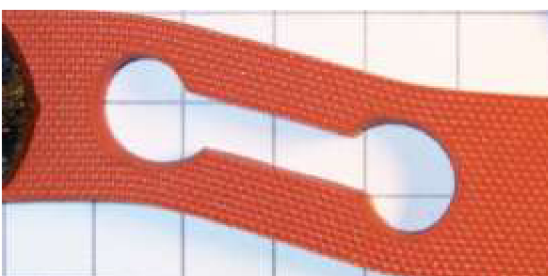
**Obr. 6.18: Vzorek 2: Kruh**



**Obr. 6.19: Vzorek 3: Zámek**



**Obr. 6.20: Vzorek 4: Ovál**



**Obr. 6.21: Vzorek 5: Brýle**



**Obr. 6.22: Vzorek 6: Obdélník**



**Obr. 6.23: Vzorek 7: Kost**

## **Závěry z provedeného experimentu**

Na základě provedených experimentů se ukázalo, že nejvhodnější tvar pro úpravu průřezu měřicí tyče z pohledu maximálních deformací při minimální výrobní náročnosti je kruhová díra. Z pohledu deformací se jako nejvhodnější tvar otvorů jeví tvary vzorků 6 a 7. Navrhované tyče budou vyrobeny bez otvorů. Tím se sníží jejich výrobní náročnost. Doplnění otvorů do měřicích tyčí bude možné provést dodatečně v případě, že původní nebudou vyhovovat. Velikost a umístění bude muset být stanoveno na základě upravených pevnostních a deformačních výpočtů.

### **6.6.3 Výběr materiálu měřicí tyče**

Senzory s tenzometry jsou vyráběny buď z ocelí, nebo ze slitin hliníku. Tyto materiály jsou vhodné pro výrobu snímačů, protože při zatěžování do určité hranice je závislost napětí na deformaci lineární. Slitiny hliníku mají obecně nižší pevnost, než oceli. Rozměry tyčí pro stejné zatížení by byly větší. Modul pružnosti hliníkových slitin se pohybuje okolo hodnoty 70 000 MPa. Modul pružnosti ocelí je mnohem vyšší a pohybuje se kolem hodnoty 210 000 MPa. Deformace hliníkových slitin jsou tedy obecně větší při stejném napětí než u ocelí. Z pohledu měření, kdy jsou velikosti deformací důležitým parametrem, je tato vlastnost plusem. Bohužel na rozdíl od ocelí jsou slitiny hliníku obecně měkčí a snadno by mohlo dojít k povrchovému poškození. Navíc by mohlo v místech kontaktu docházet k vibrační korozi. Výběr tedy probíhal dál mezi ocelmi. Protože budou měřicí tyče vystaveny vlivům atmosféry a proměnlivým zatížením, bylo by vhodné, aby byly vyrobeny minimálně z korozivzdorné oceli a nejlépe z nástrojové oceli. Tyto oceli by měly mít lepší únavové vlastnosti a menší vliv historie zatěžování na mechanické vlastnosti materiálu. V literatuře [10] je doporučováno, aby vnitřní napětí základního ocelového nosného materiálu pod tenzometrem bylo minimálně o velikosti 138 MPa (20 000 PSI). Navíc je doporučeno vybírat mezi ocelmi, které jsou tepelně zpracovatelné. V literatuře [10] jsou uvedeny označení AISI 4340 a Armco 17-4 PH. Nerezová ocel Armco 17-4 PH ve stavu A byla použita i v návrhu aerodynamických vah uvedené v seznamu použitých zdrojů [16]. Ocel byla ohřátá na teplotu 1900 °F po dobu 30 minut a následně zakalena na vzduchu. Mez pevnosti v tahu je 1103 MPa. Mez kluzu dosahuje 1000 MPa a dosažitelná tvrdost dle Rockwella je C35.

### **6.6.4 Výběr tenzometrů pro měření a jejich rozmístění**

V katalogu firmy HBM byly dle doporučení vybrány tenzometry K a G. Jde o fóliové tenzometry používané pro stavbu snímačů. Tenzometry značené K jsou určeny v případě, že je požadována extrémní přesnost. Oproti tenzometrům G jsou přizpůsobeny tečení a navíc mají vyrovnávací prvky pro vliv teploty na nulový signál a na charakteristickou hodnotu. Oba tenzometry jsou tvořeny mřížkou z konstantanu. Nosič tvoří fenolová pryskyřice vyztužená skelným vláknem.

Důležitým kritériem při výběru vhodného tenzometru je nejen jeho velikost, ale i základní materiál, na kterém má tenzometr snímat deformace. Fóliové tenzometry se vyrábějí v několika velikostech. Dle doporučení by měl být pro měřicí zařízení vybrán co největší tenzometr, který je možné aplikovat na dostupnou plochu. Tenzometry jsou od výrobce roztrženy tak, aby měly všechny z nich blízké GF parametry a odpory. Ideální by bylo, kdyby obě veličiny byly na všech kusech stejné. Při instalaci tenzometru na povrch základního tělesa má výrobce doporučený postup jak povrch ošetřit a jaké lepidlo použít pro daný typ tenzometru. Doporučovaným čisticím

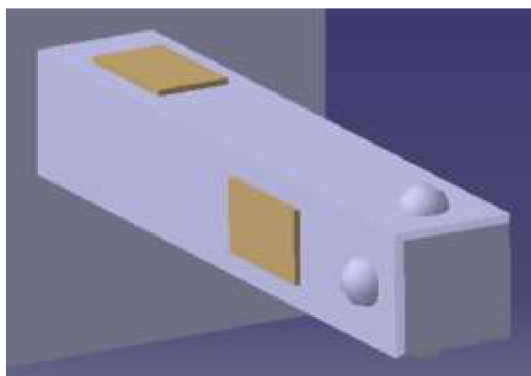
prostředkem před lepením tenzometru je například RMS1. Pro výrobu snímačů jsou doporučována lepidla, u kterých vytvrzování probíhá za zvýšené teploty (EP310, EP250). Aby byly tenzometry chráněny proti mechanickému poškození, vlhkosti a dalšími vlivy, jsou k dispozici různé krycí tmely. Zajímavostí jsou takzvané aplikační sady označované jako DAK1 a DAK2. DAK1 je zaměřen pro začátky s tenzometry. DAK 2 pak tvoří celistvý soubor příslušenství pro instalaci tenzometrů.

V kapitole 6.4.2 byly uvedeny různé možnosti rozmístění a zapojení tenzometrů ve Wheatstoneově můstku i s ohledem na zatížení základního tělesa. Návrh počítá s ohybovým namáháním tenzometrických tyčí ve dvou směrech. Tenzometry budou umístěny ve stejných vzdálenostech na protilehlých stranách tenzometrické tyče a zapojeny do půlmůstu. Toto rozmístění bude necitlivé k zatížení ve směru střednice tyče. Citlivost sice nebude největší možná dosažitelná, ale půjde o levnější řešení, které se může ukázat jako dostatečné. V případě, že by bylo potřebné zvýšit citlivost měřicího zařízení, je možné použít čtyři tenzometry pro měření namáhání v jednom směru. Vzdálenost, ve které budou tenzometry umístěny, byla zvolena na základě konstrukčních výpočtů. Dle doporučení použitých zdrojů informací by se mělo poměrné přetvoření v místě tenzometrů pohybovat kolem  $600 \mu\text{m/m}$  až  $1000 \mu\text{m/m}$ .

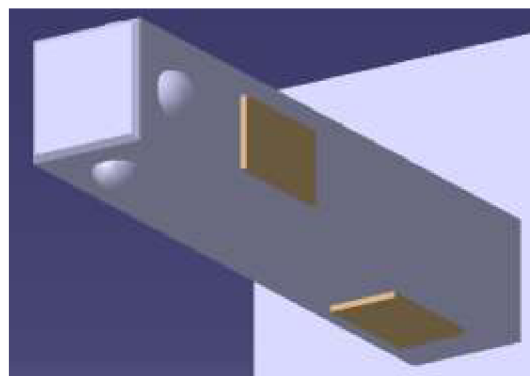
Při návrhu byly zvažovány dva způsoby rozmístění tenzometrů po délce tenzometrické tyče. Tenzometry v obou případech by byly zapojeny do polovičního Wheatstoneova můstku. Rozmístění jsou uvedena na obrázcích 6.24 až 6.27. Tenzometry jsou vyznačeny hnědými obdélníky.

Rozmístění označené jako A by zohlednilo očekávané rozdíly mezi maximálními velikostmi síl v jednotlivých směrech. Menší zatížení by bylo snímáno tenzometry, které by byly umístěny ve větší blízkosti vetknutí. V těchto místech se tyč deformuje nejvíce a bylo by dosaženo větší citlivosti. Větší zatížení by bylo snímáno tenzometry, které by byly umístěny dále od vetknutí.

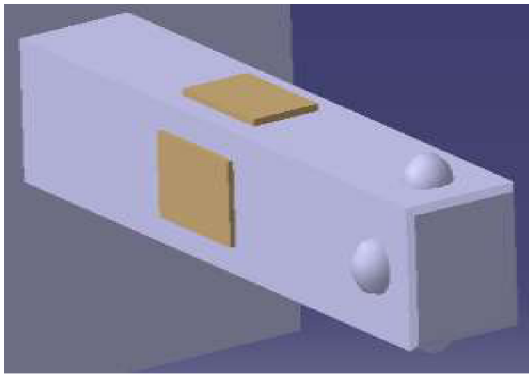
Rozmístění označené jako B by rozdíly velikostí zatížení nezohledňovalo. Univerzálnost tyčí by vzrostla. V případě, kdy by bylo zvoleno rozmístění B a navíc by byl použit čtvercový průřez, snížila by se i nutná pozornost techniků při montáži tyčí do měřicího zařízení.



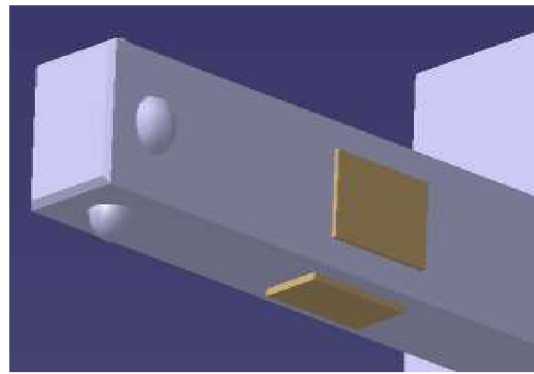
**Obr. 6.24: Rozmístění tenzometrů A – pohled 1**



**Obr. 6.25: Rozmístění tenzometrů A – pohled 2**



**Obr. 6.26: Rozmístění tenzometrů B – pohled 1**

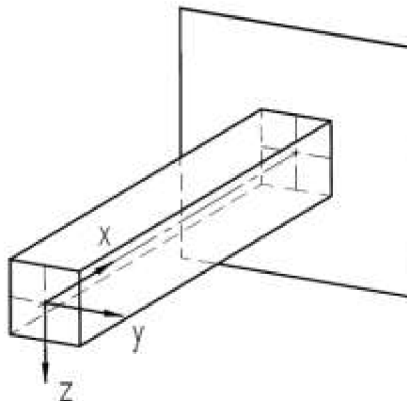


**Obr. 6.27: Rozmístění tenzometrů B – pohled 2**

Na základě dostupných informací bylo těžké vybrat lepší variantu ze zvažovaných řešení. Nakonec bylo zvoleno řešení B, kvůli následujícím důvodům. Předně bude zajištěna vyšší univerzálnost tyčí. Rozdíly v délkách přivedených vodičů k jednotlivým tenzometrům budou menší. Kvalita měření by tak měla být z tohoto pohledu vyšší. Použitý zesilovač a kalibrace by měly vykompenzovat odlišné velikosti deformací. Navíc je možné, že tenzometry, které by zjišťovaly velikosti ostatních zatížení kromě velikosti sil působících ve směru proudu, nebudou vůbec nainstalovány.

### 6.6.5 Konstrukční výpočty tenzometrické tyče

V kapitole 5.2.1 byly vypočítány síly, které působí v místech uložení rámu chladiče. Tyto síly byly použity pro konstrukční návrh tenzometrických tyčí. Maximální zatížení je v uloženích A a C. Pro zatížení v konstrukčních výpočtech byly proto použity právě tyto síly. Před zahájením výpočtů byl ještě zvolen souřadnicový systém tyče.



**Obr. 6.28: Zvolený souřadnicový systém tenzometrické tyče**

Všechny vztahy uvedené dále byly použity do skriptu pro program Matlab. Samotný skript je uveden v příloze 6.

#### **Vstupní parametry pro hlavní výpočet:**

- Modul pružnosti v tahu  $E = 210\,000 \text{ MPa}$
- Koeficient bezpečnosti  $k = 1,5$
- Poissonův koeficient  $\mu = 0,33$

- Délka ramena tyče mezi bodem dotyku s rámem chladiče a místem vetknutí tenzometrické tyče  $L_0 = 100 \text{ mm}$
- Krok jednotlivých řezů po délce střednice  $k_r = 0,2 \text{ mm}$
- Krok po osách řezu  $k_{rr} = 0,2 \text{ mm}$
- Materiál tyče Armco 17 – 4PH ve stavu A
- mez pevnosti v tahu  $R_m = 1103 \text{ MPa}$
- mez kluzu v tahu  $R_e = 1000 \text{ MPa}$
- dovolené napětí v tlaku  $p_{Dov} = 260 \text{ MPa}$
- Součinitel průřezu pro čtverec  $\beta_y = 72/125$

**Zatížení působící na tenzometrickou tyč:**

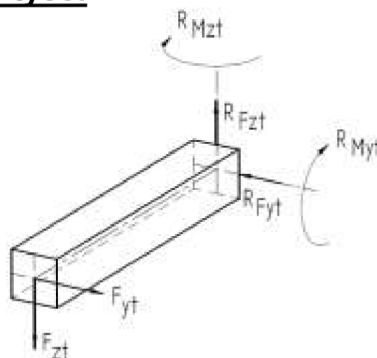
$$F_{yt} = 1725,333 \text{ N} \qquad F_{zt} = 155,926 \text{ N}$$

Vliv třecích sil nebyl ve výpočtu uvažován.

Výpočet modulu pružnosti ve smyku

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

**Uvolnění tenzometrické tyče:**



**Obr. 6.29: Uvolnění tenzometrické tyče**

**Rovnice rovnováhy po uvolnění tenzometrické tyče:**

$$\sum_j F_{yj} = 0: F_{yt} + R_{Fyt} = 0$$

$$\sum_m M_{ym} = 0: M_{yt} + R_{Myt} = 0$$

$$\sum_k F_{zk} = 0: F_{zt} + R_{Fzt} = 0$$

$$\sum_n M_{zn} = 0: M_{zt} + R_{Mzt} = 0$$

Tedy pro případ uložení tenzometrické tyče přejdou rovnice rovnováhy do tvaru, ze kterého se matematickou úpravou určí všechny složky reakčních sil značených písmenem R s příslušným indexem.

$$R_{Fyt} = -F_{yt}$$

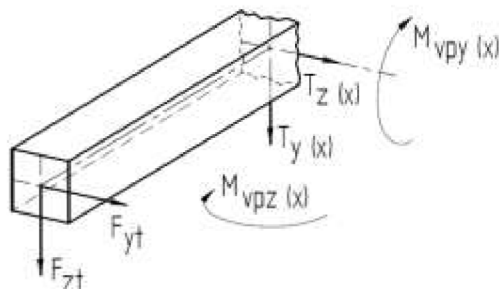
$$R_{Myt} = -M_{yex} = -F_{zt} \cdot L_0$$

$$R_{Fzt} = -F_{zt}$$

$$R_{Mzt} = -M_{zex} = -F_{yt} \cdot L_0$$

### Výsledné vnitřní účinky (VVU)

Pro určení výsledných vnitřních účinků byl zvolen souřadnicový systém dle obrázku 6.30. V obrázku 6.31 byly znázorněny průběhy výsledných vnitřních účinků.



**Obr. 6.30: Souřadnicový systém pro VVU s reakčními složkami zatížení**

### Rovnice rovnováhy pro určení VVU

$$\sum_j F_{yj} = 0$$

$$\sum_m M_{ym} = 0$$

$$\sum_k F_{zk} = 0$$

$$\sum_n M_{zn} = 0$$

Tedy pro případ uložení tenzometrické tyče přejdou rovnice rovnováhy do tvaru:

$$F_{yt} + T_y(x) = 0$$

$$M_{yt(x)} + M_{vpy(x)} = 0$$

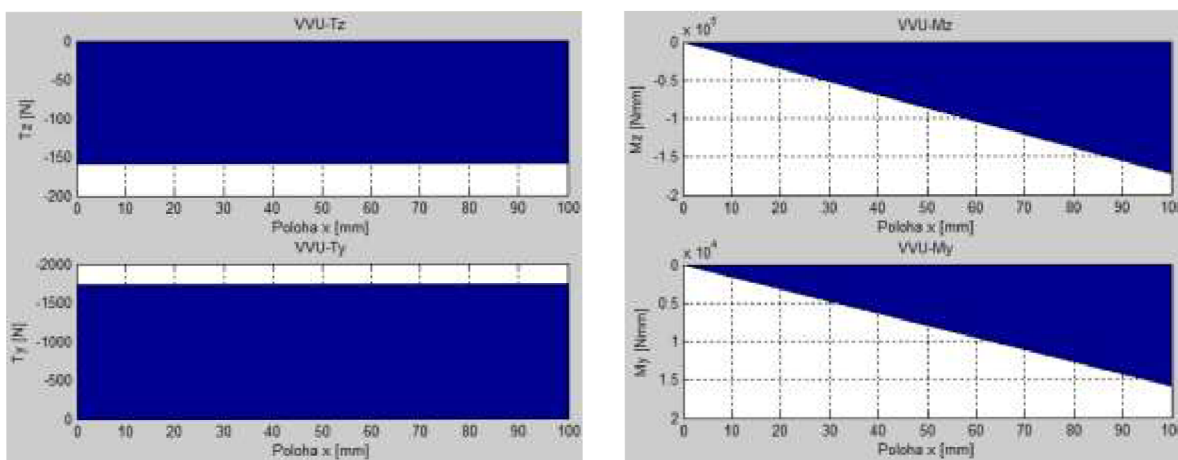
$$F_{zt} + T_z(x) = 0$$

$$M_{zt(x)} + M_{vpz(x)} = 0$$

Momenty jako funkce po délce střednice:

$$M_{yt(x)} = F_{zt} \cdot x$$

$$M_{zt(x)} = -F_{yt} \cdot x$$



**Obr. 6.31: Průběhy výsledných vnitřních účinků**

Mezní napětí bylo vypočítáno podle následujícího vztahu.

$$\sigma_{mez} = \frac{R_e}{k}$$



Maximální ohybové momenty jsou v místě vetknutí tenzometrické tyče. Tato zatížení byla použita pro základní návrh rozměrů průřezu. Do návrhových výpočtů byl použit větší z působících ohybových momentů. Základní vztah je v následujícím tvaru. Ve skriptu je největší z ohybových momentů vybírán.

$$\sigma_{0max} = \frac{M_{0max}}{W_0} = \frac{M_{0max}}{\frac{a_0^3}{6}} \quad R 6.1$$

$$\sigma_{0max} < \sigma_{mez} \quad R 6.2$$

Stanovení minimální velikosti průřezu tyče vychází matematickou úpravou rovnic R 6.1 a R 6.2.

$$a_0 > \sqrt[3]{\frac{6 \cdot M_{0max}}{\sigma_{mez}}}$$

Celá nejbližší vyšší velikost strany průřezu ze vzorce, který je uveden výše, nebyla použita, kvůli velmi vysokým povrchovým přetvořením. Velikost strany tenzometrické tyče byla zvětšena na vhodný rozměr s ohledem na povrchové přetvoření, jehož vztahy jsou uvedeny dále.

Průřezové charakteristiky pro výpočty:

Plocha průřezu:  $S = a_0^2$

Kvadratické momenty průřezu pro jednotlivé osy:

$$J_y = \frac{1}{12} \cdot a_0^4 \quad J_z = \frac{1}{12} \cdot a_0^4$$

Rovnice pro vytvoření průběhu normálových napětí po délce střednice:

$$\sigma_{yex(x)} = \frac{M_{vpy(x)}}{J_y} \cdot \frac{a_0}{2} \quad \sigma_{zex(x)} = \frac{M_{vpz(x)}}{J_z} \cdot \frac{a_0}{2}$$

Rovnice pro vytvoření průběhu tečných napětí po průřezu tyče po délce osy y a osy z:

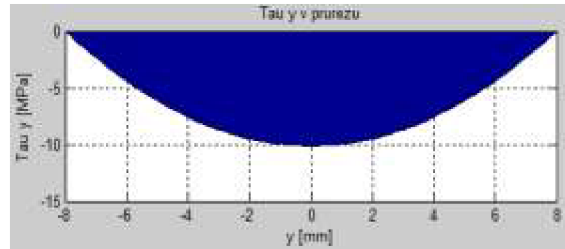
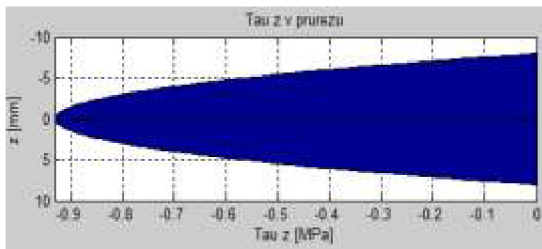
(Průběh po délce střednice je konstantní.)

$$\tau_{y(y_p)} = \frac{-F_{yt}}{a_0 \cdot J_y} \cdot \int y dS = \frac{-F_{yt}}{a_0 \cdot J_y} \cdot \int_{y_p}^{\frac{a_0}{2}} y \cdot a_0 \cdot dy = \frac{-F_{yt}}{a_0 \cdot J_y} \cdot \left[ \left(\frac{a_0}{2}\right)^3 - a_0 \cdot \frac{y_p^2}{2} \right]$$

$$\tau_{z(z_p)} = \frac{-F_{zt}}{a_0 \cdot J_z} \cdot \int z dS = \frac{-F_{zt}}{a_0 \cdot J_z} \cdot \int_{z_p}^{\frac{a_0}{2}} z \cdot a_0 \cdot dz = \frac{-F_{zt}}{a_0 \cdot J_z} \cdot \left[ \left(\frac{a_0}{2}\right)^3 - a_0 \cdot \frac{z_p^2}{2} \right]$$

Rozměrové parametry  $y_p$  a  $z_p$  mají význam jako nezávisle proměnné pro vytvoření požadovaných průběhů a odpovídají vzdálenosti na příslušné ose dle jejich značení.

Průběhy tečných napětí v jednotlivých osách jsou znázorněny v obrázku 6.32



Obr. 6.32: Průběhy tečných napětí v průřezu

Výpočet mezních posuvů koncového bodu střednice tenzometrické tyče ve směrech jednotlivých vnějších sil i s ohledem na posouvající sílu.

$$w_{Fy} = w_{Moz} + w_{Ty} = \frac{F_{yt} \cdot L_0^3}{3 \cdot E \cdot J_z} + \frac{\beta_y \cdot F_{yt} \cdot L_0}{G \cdot S}$$

$$w_{Fz} = w_{Moy} + w_{Tz} = \frac{F_{zt} \cdot L_0^3}{3 \cdot E \cdot J_y} + \frac{\beta_y \cdot F_{zt} \cdot L_0}{G \cdot S}$$

Kontrola prutových předpokladů:

$$\psi_y = \frac{w_{Ty}}{w_{Moz}} < 14$$

$$\psi_z = \frac{w_{Tz}}{w_{Moy}} < 14$$

Stanovení natočení a posuvů od jednotlivých složek vnějšího zatížení po délce střednice tenzometrické tyče s využitím diferenciálního přístupu.

Základem jsou rovnice:

$$w_{Fz(x)}'' = \frac{M_{yt(x)}}{E \cdot J_y} = \frac{F_{zt} \cdot x}{E \cdot J_y}$$

$$w_{Fy(x)}'' = \frac{M_{zt(x)}}{E \cdot J_z} = \frac{-F_{yt} \cdot x}{E \cdot J_z}$$

Natočení se stanoví integrací předcházejících rovnic:

$$w_{Fz(x)}' = \int \frac{F_{zt} \cdot x}{E \cdot J_y} dx = \frac{F_{zt} \cdot x^2}{2 \cdot E \cdot J_y} + C_{1Fz} \quad \text{R 6.3}$$

$$w_{Fy(x)}' = \int \frac{-F_{yt} \cdot x}{E \cdot J_z} dx = \frac{-F_{yt} \cdot x^2}{2 \cdot E \cdot J_z} + C_{1Fy} \quad \text{R 6.4}$$

Integrační konstanty se získají z okrajových podmínek a jejich dosazením do rovnic výše.

$$\begin{aligned} x &= L_0 \\ w_y' &= 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} x &= L_0 \\ w_z' &= 0 \end{aligned}$$

Matematickou úpravou rovnic pro výpočet natočení se získají vztahy:

$$C_{1Fz} = -\frac{F_{zt} \cdot L_0^2}{2 \cdot E \cdot J_y}$$

$$C_{1Fy} = \frac{F_{yt} \cdot L_0^2}{2 \cdot E \cdot J_z}$$

Další integrací rovnic R 6.3 a R 6.4 se získají vztahy pro výpočet posuvů:

$$w_{Fz}(x) = \int \frac{F_{zt} \cdot x^2}{2 \cdot E \cdot J_y} + C_{1Fz} dx =$$

$$= \frac{F_{zt} \cdot x^3}{6 \cdot E \cdot J_y} + C_{1Fz} \cdot x + C_{2Fz}$$

$$w_{Fy}(x) = \int \frac{-F_{yt} \cdot x^2}{2 \cdot E \cdot J_z} + C_{1Fy} dx =$$

$$= \frac{-F_{yt} \cdot x^3}{6 \cdot E \cdot J_z} + C_{1Fy} \cdot x + C_{2Fy}$$

Integrační konstanty se získají z okrajových podmínek a jejich dosazením do rovnic výše.

$$x = L_0$$

$$w_y = 0$$

$$x = L_0$$

$$w_z = 0$$

Matematickou úpravou rovnic pro výpočet natočení se získají vztahy:

$$C_{2Fz} = -\frac{F_{zt} \cdot L_0^3}{6 \cdot E \cdot J_y} - C_{1Fz} \cdot L_0$$

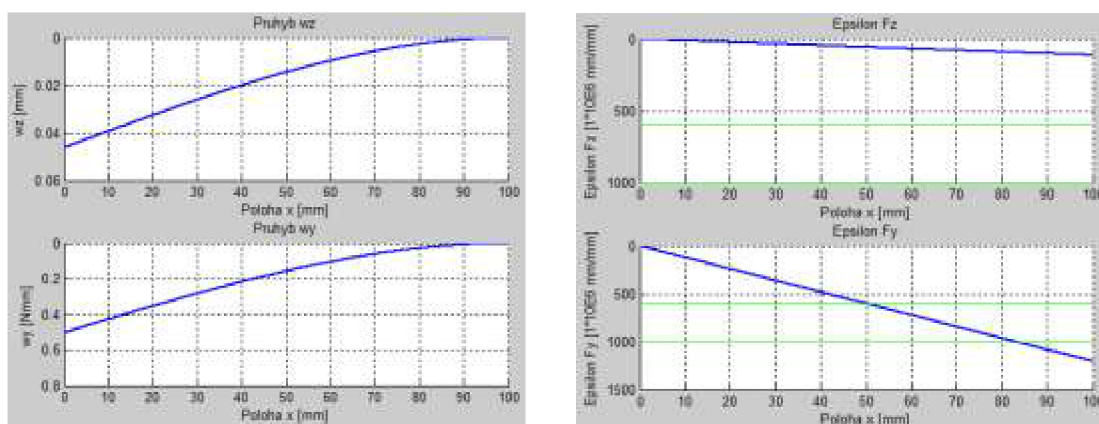
$$C_{2Fy} = \frac{F_{yt} \cdot L_0^3}{6 \cdot E \cdot J_z} - C_{1Fy} \cdot L_0$$

Velikost poměrného přetvoření na povrchu tenzometrické tyče od jednotlivých vnějších zatížení zvlášť. Umocněné číslo 10 převádí hodnoty do jednotek  $\mu\text{m}/\text{m}$ .

$$\varepsilon_{Fz}(x) = \frac{F_{zt} \cdot x}{E \cdot J_y} \cdot \frac{a_0}{2} \cdot 10^6$$

$$\varepsilon_{Fy}(x) = \frac{F_{yt} \cdot x}{E \cdot J_z} \cdot \frac{a_0}{2} \cdot 10^6$$

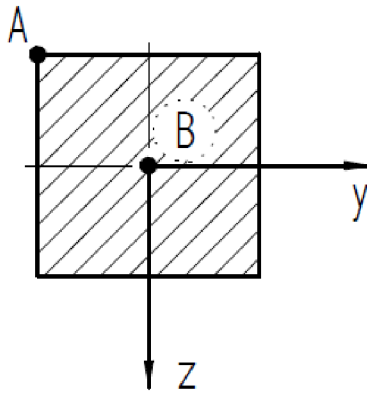
Odhad povrchového délkového přetvoření je důležitý pro vhodné umístění tenzometrů. Průběh a velikosti povrchových délkových přetvoření spolu s deformacemi jsou uvedeny na obrázku 6.33. Zelené čáry ohraničují doporučená délková přetvoření pro odporové kovové tenzometry.



**Obr. 6.33: Průběhy deformací a délkového přetvoření**

### Kontrola napětí v tenzometrické tyči:

Nejnámáhanější průřez je v místě vetknutí tenzometrické tyče. V průřezu se vyskytují dva významné body označené A a B zobrazené na obrázku 6.34. V nich se budou vyskytovat extrémní napětí. Jeden bod průřezu, označeném písmenem A, bude namáhán maximálním napětím normálovým. Ve druhém bodě, označeném písmenem B, bude extrém od tečných napětí.



**Obr. 6.34: Poloha extrémně namáhaných bodů v průřezu**

Maximální normálová napětí:

$$\sigma_{y_{max}} = \frac{R_{Myt}}{J_y} \cdot \frac{a_0}{2} \qquad \sigma_{z_{max}} = \frac{R_{Mzt}}{J_y} \cdot \frac{a_0}{2}$$

Maximální normálové napětí:

$$\sigma_{max} = \sigma_{y_{max}} + \sigma_{z_{max}}$$

Maximální tečná napětí:

Maximální tečná napětí od jednotlivých vnějších složek zatížení se stanoví z vypočítaných hodnot pro vykreslení průběhu tečných napětí po průřezu.

$$\tau_{y_{max}} = \max(\tau_y(y_p)) \qquad \tau_{z_{max}} = \max(\tau_z(z_p))$$

Maximální velikost tečných napětí v bodě B průřezu:

$$\tau_{max} = \sqrt{\tau_{y_{max}}^2 + \tau_{z_{max}}^2}$$

Redukované napětí pro tečná napětí:

$$\sigma_{Red} = 2 \cdot \tau_{max}$$

Součinitele rezervy:

v bodě A:

$$\eta_{\sigma} = \frac{\sigma_{mez}}{\sigma_{max}}$$

v bodě B:

$$\eta_{\tau} = \frac{\sigma_{mez}}{\sigma_{Red}}$$

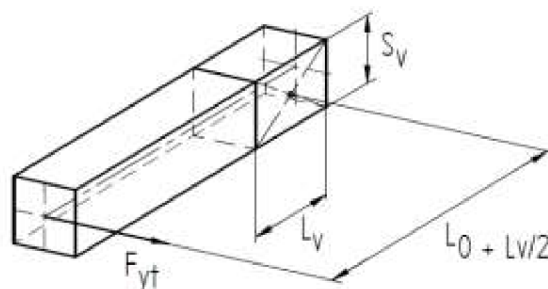
Výpočet uvedených vztahů byl proveden v programu Matlab. Skript pro výpočet je uveden v příloze 6. Významné výsledné parametry jsou uvedeny v tabulce 6.2.

Tab. 6.2: Vypočítané významné parametry tenzometrické tyče		
Minimální velikost strany tyče $a_{0min}$	11,584	mm
Zvolená velikost strany tyče $a_0$	16	mm
Plocha průřezu tyče $S$	256	mm <sup>2</sup>
Kvadratický moment průřezu tyče $J_y$	5461,333	mm <sup>4</sup>
Kvadratický moment průřezu tyče $J_z$	5461,333	mm <sup>4</sup>
Maximální posuv volného konce střednice ve směru síly $F_{yt}$	0,507	mm
Maximální posuv volného konce střednice ve směru síly $F_{zt}$	0,047	mm
Kontrola prutových předpokladů $\psi_y$	0,981 < 14	%
Kontrola prutových předpokladů $\psi_z$	0,981 < 14	%
Maximální normálové napětí $\sigma_{ymax}$	23,289	MPa
Maximální normálové napětí $\sigma_{zmax}$	253,027	MPa
Maximální celkové normálové napětí v bodě A $\sigma_{max}$	276,316	MPa
Maximální tečné napětí ve směru y $\tau_{ymax}$	10,121	MPa
Maximální tečné napětí ve směru z $\tau_{zmax}$	0,932	MPa
Maximální velikost tečných napětí v bodě B průřezu	10,164	MPa
Redukované napětí $\sigma_{Red}$	20,328	MPa
Součinitel rezervy normálových napětí $\eta_\sigma$	2,413	-
Součinitel rezervy tečných napětí $\eta_\tau$	32,796	-

## 6.6.6 Konstrukční návrh uložení měřicí tyče

### Vetknutí měřicí tyče do desky měřicí tyče

Rozměry uložené měřicí tyče do desky byly při návrhu voleny. Nejvíce namáhané strany uložení jsou kolmé na rovinu xy. Vhodnost zvolených rozměrů byla následně ověřena následujícím výpočtem. Označení a význam parametrů jsou uvedeny na obrázku 6.35.



Obr. 6.35: Parametry pro kontrolu vetknutí

Plocha vetknutí:

$$A_V = S_V \cdot L_V$$

Výpočet tlaku od posouvající síly:

$$p_{pos} = \frac{F_{yt}}{A_V}$$

Výpočet tlaku od ohybového momentu:

$$p_{oh} = \frac{F_{yt} \cdot \left(L_0 + \frac{L_V}{2}\right)}{\frac{1}{6} \cdot S_V \cdot L_V^2}$$

Celkový tlak v nejkritičtějším místě:

$$p_{celk} = p_{pos} + p_{oh}$$

Součinitel rezervy pro vetknutí:

$$\eta_{tIV} = \frac{p_{celk}}{p_{Dov}}$$

Uvedené vztahy byly opět vypočítány v programu Matlab a jsou součástí skriptu, který je uveden v příloze 6. Přehled zadaných a vypočítaných parametrů je uveden v tabulce 6.3.

Tab. 6.3: Vypočítané významné parametry ve vetknutí		
Zadané parametry		
Velikost strany tyče $a_0$	16	mm
Délka vetknutí $L_V$	20	mm
$p_{Dov}$	260	MPa
Vypočítané parametry		
Výpočet tlaku od posouvající síly $p_{pos}$	5,398	MPa
Výpočet tlaku od ohybového momentu $p_{oh}$	178,131	MPa
Celkový tlak v nejkritičtějším místě $p_{celk}$	183,529	MPa
Součinitel rezervy pro vetknutí $\eta_{tIV}$	1,417	-

### **Uložení měřicí tyče s vnitřním rámem chladiče**

Nejdůležitější pro návrh uložení byla považována kontrola na kontaktní tlak a kontaktní únavy. Nalezené výpočty kontaktní únavy jsou pouze pro kontaktní styk dvou koulí, nebo dvou válců. Tento nedostatek byl vykompenzován problematikou valivých kuličkových ložisek, jejichž problematika je podobného charakteru jako u tenzometrických tyčí. U kuličkových ložisek je předpokládán také bodový styk, který se bude vyskytovat v uložení tyčí. Ocelové kuličky spolu s ocelovými kroužky jsou navíc zakaleny. Kaleny měly být i dotykové části tenzometrických tyčí a jejich protikusů. Jde tedy o prakticky stejný případ kromě jedné odlišnosti. U kuličkového ložiska může zatížení přenášet i několik kuliček najednou v různých místech po obvodě. Toto je však jediná odlišnost, která je navíc i v poměrně velké míře

zanedbatelná, protože u ložisek může nastat stav, kdy bude většina zatížení přenášena pouze jedním valivým tělískem, v případě, kdy se toto tělísko bude nacházet přímo ve směru působící síly.

Ve vlastním konstrukčním řešení tenzometrické tyče nebudou použity kuličky, ale valivá tělíska z jehlového ložiska, která jsou zakončena kulovou plochou. Jehlové tělísko se rozřízne na poloviny. Každá pak bude nalisována a zajištěna na konci tenzometrické tyče. Jehly jsou kalené. Vzhledem k charakteru namáhání tenzometrických tyčí bylo dále pracováno s hodnotou statické únosnosti. Maximální přenášené zatížení tenzometrickou tyčí bude způsobené proudem vzduchu. Velikost tohoto zatížení uvedeného v kapitole 5.2.1 byla analýzou vyhodnocena na 1727, 333 N. Na základě této hodnoty byla nalezena nejbližší vyšší radiální statická únosnost ložiska v katalogu SKF. Hodnoty této únosnosti dle literatury [14] odpovídají maximálnímu tlaku 4200 MPa ve středu nejzatíženější stykové oblasti při použití kuliček. Toto zatížení by mělo způsobit celkovou trvalou deformaci valivého tělíska a oběžné dráhy o přibližné velikosti 0,0001 průměru valivého tělesa. Vybráno bylo ložisko 6000. Statická únosnost tohoto ložiska je 1,9 kN. Protože výrobce neuvádí nikde velikosti valivých tělísek, byl stažen CAD model a v něm změřena orientační velikost valivých tělísek. Naměřená hodnota byla 4,935 mm. Proto byla zvolena hodnota poloměru jehel 5 mm. Velikost trvalé deformace při hodnotě radiální statické únosnosti 1,96 kN při zaoblení jehel o jmenovitém průměru 5 mm je vypočtena z následujícího vztahu.

$$\Delta_{trv} = 0,0001 \cdot r_{t\acute{e}l} = 0,0001 \cdot 5 = 0,0005 \text{ mm}$$

Kulové plochy dosedají na L desky (opěry), které budou vyrobeny z oceli 19 436 a celé zakaleny (60 až 65 HRC). V L deskách jsou vymežovací šrouby M 10x1 sloužící jako dorazy v případě změny smyslu zatížení. Po nastavení se šrouby zajistí pojistnou maticí.

Celá L deska je připojena k vnitřnímu rámu pomocí šroubového spoje. Postup kontroly navrženého šroubového spoje byl proveden pomocí následujících vztahů.

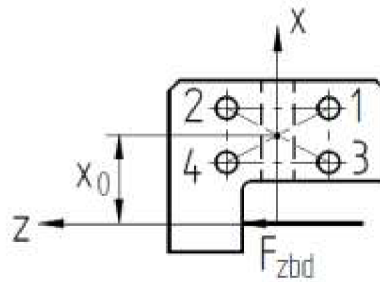
Nejvíce namáhané desky jsou na bocích rámu. V normálním provozu každá deska přenáší pouze jednu sílu. Kontrolní výpočty byly provedeny pro desku zatíženou silou od proudu vzduchu. Tato síla působí na rameni vůči těžišti obrazce průřezu šroubů a vyvolává největší namáhání, které bude na desky dle uvažovaných podmínek působit. Pro spojení byly zvoleny čtyři šrouby M6.

### Zatížení působící na opěru měřicí tyče s vnitřním rámem

Tab. 6.4: Zatížení opěr na jedné straně rámu		
$F_{Ax}$	1727,333	N
$F_{Ay}$	158,985	N

Tab. 6.5: Nejvýznamnější zatížení jedné opěry			
$F_{Ax}$		1727,333	N
Převedení do souřadnicového systému opěry			
Smysl	Vztah	Dosazení	Výsledné zatížení
$Z_{bod}$	$F_{Zbod} = F_{Ax}$	$F_{Zbod} = 1727,333$	$F_{Zbod} = 1727,33N$

## Kontrola šroubových spojů mezi opěrou měřicí tyče a vnitřním rámem



Obr. 6.36: Šroubový spoj opěra měřicí tyče – vnitřní rám

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
<p>Střední průměr závitu i-tého šroubu <math>d_{2i}</math></p> <p>Průměr jádra i-tého šroubu <math>d_{3i}</math></p> <p>Počet šroubů <math>n</math></p> <p>Modul pružnosti ve smyku i-tého šroubu <math>G_i</math></p> <p>Výpočtový průřez šroubu <math>A_i</math></p> <p>Vzdálenost i-tého šroubu od působiště síly</p> <p><math>F_{zbd}, n,</math> <math>G_i, A_i</math></p>	<p><b><u>Výpočtový průřez šroubu:</u></b></p> $A_i = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_{2i} + d_{3i}}{2} \right)$ <p><b><u>Poloha těžiště obrazce rozmístěných šroubů od počátku souřadnicového systému:</u></b></p> $x_0 = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i}$ $z_0 = 0$ <p><b><u>Zatížení šroubů od translace:</u></b></p> $F_{TSi} = F_{zbd} \cdot \frac{G_i \cdot A_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i}$ <p><b><u>Zatížení šroubů od rotace:</u></b></p> $F_{RSi} = F_{zbd} \cdot x_0 \cdot \frac{G_i \cdot A_i \cdot r_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i \cdot r_i^2}$ <p><b><u>Výsledná síla působící na jednotlivý šroub v obrazci:</u></b></p> $F_{VxPSi} = F_{RSi} + F_{TSi}$ <p><b>Pozn.:</b> Nebyl použit žádný navyšující koeficient bezpečnosti. Zvýšení bezpečnosti bylo dosaženo tím, že se nezohlednily směry sil vypočítaných v části rotace a byl proveden prostý součet velikosti translačních sil a rotačních sil.</p>	<p><math>A_i</math></p> <p><math>x_0, z_0</math></p> <p><math>F_{TSi}</math></p> <p><math>F_{RSi}</math></p> <p><math>F_{VxPSi}</math></p>



Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 7 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 6.6.

Tab. 6.6: Zatížení šroubů na smyk opěry od síly $F_{zbod}$		
Zadané parametry		
$F_{zbod}$	1727,333	N
$n$	4	-
$d_{2i}$ (jako vektor)	5,350; 5,350; 5,350; 5,350	mm
$d_{3i}$ (jako vektor)	4,773; 4,773; 4,773; 4,773	mm
$G_i$ (jako vektor)	80000; 80000; 80000; 80000	mm
$z_i$ (jako vektor)	-15; 15; -15; 15	mm
$x_i$ (jako vektor)	32; 32; 16; 16	mm
Vypočítané parametry		
$A_i$ (jako vektor)	20,121; 20,121; 20,121; 20,121	mm <sup>2</sup>
$z_0$	0	mm
$x_0$	24	mm
$r_i$ (jako vektor)	35,341; 35,341; 21,932; 21,932	mm
$F_{TSi}$ (jako vektor)	431,833; 431,833; 431,833; 431,833	N
$F_{RSi}$ (jako vektor)	423,441; 423,441; 262,775; 262,775	N
$F_{VzPSi}$ (jako vektor)	855,274; 855,274; 694,608; 694,608	N

### Kontrola nejnamáhanějšího šroubu na kombinované namáhání

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
$F_{VzPS1}$	<p><b>Pozn.:</b> Nejnamáhanější šroub s indexem 1 ve schématu</p> <p><b><u>Výsledné smykové zatížení nejnamáhanějšího šroubu:</u></b></p> $F_{VS1} = F_{VzPS1}$	$F_{VS1}$
Střední průměr závitu šroubu 1	<p><b><u>Výsledné tahové zatížení nejnamáhanějšího šroubu:</u></b></p> $F_{VT1} = 0$	$F_{VT1}$
$d_{21}$ Průměr jádra šroubu 1 $d_{31}$	<p><b><u>Výpočtový průřez šroubu:</u></b></p> $A_1 = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_{21} + d_{31}}{2} \right)^2$	$A_1$

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
$t_{bd} ; d_1$	<p><b><u>Plocha pro otláčení:</u></b></p> $S_1 = d_1 \cdot t_{bd}$ <p>Pozn.: <math>d_1</math> je jmenovitý průměr šroubu</p>	$S_1$
$F_{VS1} ; S_1$	<p><b><u>Tlak ve spoji:</u></b></p> $p_1 = \frac{F_{VS1}}{S_1}$	$p_1$
$p_1$ $p_{Dov}$	<p><b><u>Součinitel rezervy pro otláčení:</u></b></p> $\eta_{otl1} = \frac{p_{Dov}}{p_1}$	$\eta_{otl1}$
$F_{VT1} ; A_1$	<p><b><u>Normálové napětí nejnamáhanějšího šroubu:</u></b></p> $\sigma_1 = \frac{F_{VT1}}{A_1}$	$\sigma_1$
$F_{VS4} ; A_1$	<p><b><u>Smykové napětí nejnamáhanějšího šroubu:</u></b></p> $\tau_1 = \frac{F_{VS4}}{A_1}$	$\tau_1$
$\sigma_1 ; \tau_1$	<p><b><u>Výpočet redukovaného napětí:</u></b></p> $\sigma_{Red1} = \sqrt{\sigma_1^2 + 4 \cdot \tau_1^2}$	$\sigma_{Red1}$
$R_m ; \sigma_{Red1}$	<p><b><u>Součinitel rezervy pro napětí:</u></b></p> $\eta_{red1} = \frac{R_m}{\sigma_{Red1}}$	$\eta_{red1}$
$F_{VS1} ; F_{TabS}$	<p><b><u>Součinitel rezervy pro přenos smykové síly dle podmínky:</u></b></p> $\eta_{stS1} = \frac{F_{TabS}}{F_{VS1}}$	$\eta_{stS1}$
$F_{VT1} ; F_{TabT}$	<p><b><u>Součinitel rezervy pro přenos tahové síly dle podmínky:</u></b></p> $\eta_{stT1} = \frac{F_{TabT}}{F_{VT1}}$	$\eta_{stT1}$
	<p><b>Pozn.:</b> Tabulkové síly přenášené jedním šroubem označeny jako <math>F_{TabT}</math>. Jediná nalezená hodnota byla pro pevnost šroubu 600 MPa. Šrouby použité pro konstrukci mají pevnost v tahu 800 MPa.</p>	

Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 8 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 6.7.

Tab. 6.7: Kontrola nejnamáhanějšího šroubu		
Zadané parametry		
$F_{VzPS1}$	855,274	N
$F_{TabT}$	10 000	N
$F_{TabS}$	12 200	N
$p_{DOVotl}$	90	MPa
$R_m$	800	MPa
$t_{dsp}$	20	mm
$d_2$	5,350	mm
$d_3$	4,773	mm
$d_1$	6	mm
Vypočítané parametry		
Číslo nejnamáhanějšího šroubu	1	-
$F_{VS1}$	855,274	N
$F_{VT1}$	0	N
$A_1$	20,121	mm <sup>2</sup>
$S_1$	120	mm <sup>2</sup>
$p_1$	7,127	MPa
$\sigma_1$	0	MPa
$\tau_1$	42,507	MPa
$\sigma_{Red1}$	85,013	MPa
$\eta_{red1}$	9,410	-
$\eta_{otl1}$	12,628	-
$\eta_{stS1}$	14,264	-
$\eta_{stT1}$	-	-

### Kontrola přenosu zatížení pomocí smykových sil

Jedna z opěr přenáší sílu na rám ve směru drážek, a je proto nutné zkontrolovat zda požadované zatížení šroubový spoj přenesou pouze pomocí třecích sil. Tomuto spoji bylo nutné věnovat zvláštní pozornost a dostatečně jej předimenzovat.

Šroub M6 z materiálu 8.8 přenesou dle Strojnických tabulek osovou sílu 6300 N. V Souboru podkladů pro pevnostní výpočty leteckých konstrukcí je v tabulce 4.2 pro pevnost šroubu  $R_m$  600 MPa dovolená osová síla v tahu 10 000 N. Pro výpočet třecí síly byla uvažována hodnota 6300 N.

Součinitel tření, kombinace hliník – ocel za klidu, nebyl nalezen. Za pohybu má součinitel tření uváděný pro tuto kombinaci hodnotu 0,65. Pro zajištění vyšší bezpečnosti byla uvažována hodnota součinitele tření 0,15 (kombinace ocel – ocel za klidu).

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
osová síla ve šroubu $F_{oss}$ součinitel tření za klidu $f_0$	<u><b>Výpočet třecí síly vytvořené jedním šroubem:</b></u> $F_{TS} = F_{oss} \cdot f_0$	$F_{TS}$
$F_{TS}$ n	<u><b>Výpočet celkové třecí síly ve spoji:</b></u> $F_{CTS} = F_{TS} \cdot n$	$F_{CTS}$
$F_{CTS}$ $F_{Ay}$	<u><b>Výpočet součinitele bezpečnosti:</b></u> $\eta_{FT} = \frac{F_{CTS}}{F_{Ay}}$	$\eta_{FT}$

Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 9 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 6.8.

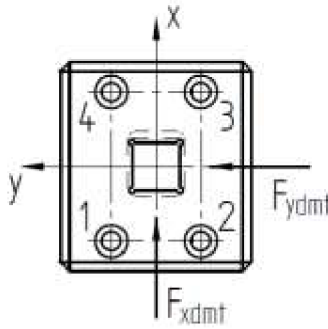
Tab. 6.8: Kontrola přenosu zatížení třecí silou na opěře		
Zadané parametry		
$F_{Ay}$	945	N
$F_{oss}$	6300	N
$f_0$	0,15	-
n	4	-
Vypočítané parametry		
$F_{TS}$	945	N
$F_{CTS}$	3780	N
$\eta_{FT}$	23,776	-

### **Uložení desky měřicí tyče s pevným vnějším základním rámem měřicí sekce**

**Zatížení působící na pevnou boční desku měřicí tyče s vnějším základním rámem měřicí sekce**

Tab. 6.9: Zatížení boční desky na jedné straně rámu		
$F_{Ax}$	1727,333	N
$F_{Ay}$	158,985	N

Tab. 6.10: Převedení do souřadnicového systému boční desky měřicí tyče			
	$F_{Ax}$	1727,333	N
Smysl	Vztah	Dosazení	Výsledné zatížení
$x_{dmt}$	$F_{xdmt} = F_{Ay}$	$F_{xdmt} = 158,985$	$F_{xdmt} = 158,985\text{N}$
$y_{dmt}$	$F_{ydmt} = F_{Ax}$	$F_{ydmt} = 1727,333$	$F_{ydmt} = 1727,33\text{N}$



Obr. 6.37: Šroubový spoj desky měřicí tyče s vnějším základním rámem měřicí sekce

## Kontrola šroubových spojů mezi deskou měřicí tyče a vnějším základním rámem měřicí sekce

### Zatížení od síly $F_{ydm}$

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
<p>Střední průměr závitu i-tého šroubu <math>d_{2i}</math>; Průměr jádra i-tého šroubu <math>d_{3i}</math></p> <p>Počet šroubů <math>n</math> Modul pružnosti ve smyku i-tého šroubu <math>G_i</math> Výpočtový průřez šroubu <math>A_i</math> Vzdálenost i-tého šroubu od působíště síly</p> <p><math>F_{Ax}</math>, <math>n</math>, <math>G_i</math>, <math>A_i</math></p>	<p><b><u>Výpočtový průřez šroubu:</u></b></p> $A_i = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_{2i} + d_{3i}}{2} \right)^2$ <p><b><u>Poloha těžiště obrazce rozmístěných šroubů od počátku souřadnicového systému:</u></b></p> $x_0 = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i}$ $y_0 = 0$ <p><b><u>Zatížení šroubů od translace:</u></b></p> $F_{TSi} = F_{Ax} \cdot \frac{G_i \cdot A_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i}$ <p><b><u>Zatížení šroubů od rotace:</u></b></p> $F_{RSi} = 0$ <p><b><u>Výsledná síla působící na jednotlivý šroub v obrazci:</u></b></p> $F_{VxPSi} = F_{RSi} + F_{TSi}$ <p><b>Pozn.:</b> Nebyl použit žádný navyšující koeficient bezpečnosti. Zvýšení bezpečnosti bylo dosaženo tím, že se nezohlednily směry sil vypočítaných v části rotace a byl proveden prostý součet velikosti translačních sil a rotačních sil.</p>	<p><math>A_i</math></p> <p><math>x_0</math>, <math>y_0</math></p> <p><math>F_{TSi}</math></p> <p><math>F_{RSi}</math></p> <p><math>F_{VxPSi}</math></p>
$F_{RSi}$ , $F_{TSi}$		

Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 10 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 6.11.

Tab. 6.11: Zatížení šroubů desky měřicí tyče na smyk $F_{ydm}$		
Zadané parametry		
$F_{Ax}$	1727,333	N
$n$	4	-
$d_{2i}$ (jako vektor)	5,350; 5,350; 5,350; 5,350	mm
$d_{3i}$ (jako vektor)	4,773; 4,773; 4,773; 4,773	mm
$G_i$ (jako vektor)	80000; 80000; 80000; 80000	mm
$y_i$ (jako vektor)	15; -15; 15; -15	mm
$x_i$ (jako vektor)	-25; -25; 25; 25	mm
Vypočítané parametry		
$A_i$ (jako vektor)	20,121; 20,121; 20,121; 20,121	mm <sup>2</sup>
$y_0$	0	mm
$x_0$	0	mm
$F_{TSi}$ (jako vektor)	431,833; 431,833; 431,833; 431,833	N
$F_{RSi}$ (jako vektor)	0; 0; 0; 0	N
$F_{VxPSi}$ (jako vektor)	431,833; 431,833; 431,833; 431,833	N

### Zatížení od síly $F_{xdm}$

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
<p>Střední průměr závitu i-tého šroubu <math>d_{2i}</math></p> <p>Průměr jádra i-tého šroubu <math>d_{3i}</math></p> <p>Počet šroubů <math>n</math></p> <p>Modul pružnosti ve smyku i-tého šroubu <math>G_i</math></p> <p>Výpočtový průřez šroubu <math>A_i</math></p> <p>Vzdálenost i-tého šroubu od působíště síly</p>	<p><b><u>Výpočtový průřez šroubu:</u></b></p> $A_i = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_{2i} + d_{3i}}{2} \right)^2$ <p><b><u>Poloha těžiště obrazce rozmístěných šroubů od počátku souřadnicového systému:</u></b></p> $x_0 = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i}$ $y_0 = 0$	<p><math>A_i</math></p> <p><math>x_0, y_0</math></p>

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
$F_{Ay}, n,$ $G_i, A_i$	<p><b><u>Zatížení šroubů od translace:</u></b></p> $F_{TSi} = F_{Ay} \cdot \frac{G_i \cdot A_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i}$ <p><b><u>Zatížení šroubů od rotace:</u></b></p> $F_{RSi} = 0$ <p><b><u>Výsledná síla působící na jednotlivý šroub v obrazi:</u></b></p> $F_{VyPSi} = F_{RSi} + F_{TSi}$ <p><b>Pozn.:</b> Nebyl použit žádný navyšující koeficient bezpečnosti. Zvýšení bezpečnosti bylo dosaženo tím, že se nezohlednily směry sil vypočítaných v části rotace a byl proveden prostý součet velikosti translačních sil a rotačních sil.</p>	$F_{TSi}$  $F_{RSi}$  $F_{VyPSi}$
$F_{RSi}, F_{TSi}$		

Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 11 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 6.12.

Tab. 6.12: Zatížení šroubů desky měřicí tyče na smyk od síly $F_{xdmt}$		
Zadané parametry		
$F_{Ay}$	158,985	N
$n$	4	-
$d_{2i}$ (jako vektor)	5,350; 5,350; 5,350; 5,350	mm
$d_{3i}$ (jako vektor)	4,773; 4,773; 4,773; 4,773	mm
$G_i$ (jako vektor)	80000; 80000; 80000; 80000	mm
$y_i$ (jako vektor)	15; -15; 15; -15	mm
$x_i$ (jako vektor)	-25; -25; 25; 25	mm
Vypočítané parametry		
$A_i$ (jako vektor)	20,121; 20,121; 20,121; 20,121	mm <sup>2</sup>
$y_0$	0	mm
$x_0$	0	mm
$F_{TSi}$ (jako vektor)	39,746; 39,746; 39,746; 39,746	N
$F_{RSi}$ (jako vektor)	0; 0; 0; 0	N
$F_{VyPSi}$ (jako vektor)	39,746; 39,746; 39,746; 39,746	N

## Zatížení šroubů desky měřicí tyče od ohybu

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
$F_{Ax}$ $F_{Ay}$  Střední průměr závitu i-tého šroubu $d_{2i}$ Průměr jádra i-tého šroubu $d_{3i}$  počet šroubů $n$ Modul pružnosti ve smyku materiálu i-tého šroubu $G_i$ Výpočtový průřez šroubu $A_i$ Vzdálenost i-tého šroubu od působíště síly   Vzdálenost nejvzdálenějšího tahově namáhaného šroubu od O $l_{mos}$ , $F_{z0}$  $M_{os}$ $l_{max}$ , $l_i$	<p><b><u>Pro zvýšení bezpečnosti bylo zatížení <math>F_{HRx}</math> a <math>F_{HRy}</math> sečteno nikoliv vektorově do výsledného zatížení ve směru x:</u></b></p> $F_{z0} = F_{Ax} + F_{Ay}$ <p><b><u>Výpočtový průřez šroubu:</u></b></p> $A_i = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_{2i} + d_{3i}}{2} \right)^2$ <p><b><u>Poloha těžiště obrazce rozmístěných šroubů od počátku souřadnicového systému:</u></b></p> $x_0 = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i}$ $y_0 = 0$ <p>Pozn.: Považována zároveň i za střed otáčení.</p> <p>Pozn.: Nezatíženější šroub je nejvzdálenější od středu otáčení O. Horní dva šrouby dle obrázku 7.6. Jsou namáhány tahem. Pro ně platí následující vztahy.</p> <p><b><u>Ohybový moment pro výpočet šroubů:</u></b></p> $M_{os} = F_{z0} \cdot l_{mos}$ <p><b><u>Zatížení nejvzdálenějšího šroubu:</u></b></p> $F_{Mmax} = \frac{M_{os} \cdot l_{max}}{\sum_{i=1}^n l_i^2}$ <p>Pozn.: Ve skutečnosti jsou v místě největšího namáhání dva šrouby vedle sebe. Bylo zvažováno, zda použít výpočet pro dvouřadé šroubové spoje. Nakonec bylo rozhodnuto dvojřad zanedbat pro zvýšení bezpečnosti reálné konstrukce.</p>	$F_{z0}$   $A_i$   $x_0, y_0$   $CG \equiv O$   $M_{os}$   $F_{Mmax1}$



Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 12 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 6.13.

Tab. 6.13: Zatížení šroubů desky měřicí tyče od ohybu		
Zadané parametry		
$F_{Ax}$	1727,333	N
$F_{Ay}$	158,985	N
$d_{2i}$ (jako vektor)	5,350; 5,350; 5,350; 5,350	mm
$d_{3i}$ (jako vektor)	4,773; 4,773; 4,773; 4,773	mm
$G_i$ (jako vektor)	80000; 80000; 80000; 80000	mm
$y_i$ (jako vektor)	15; -15; 15; -15	mm
$x_i$ (jako vektor)	-25; -25; 25; 25	mm
$l_i$	15; -15; 15; -15	mm
Vypočítané parametry		
$F_{z0}$	1 886,3	N
$A_i$ (jako vektor)	20,121; 20,121; 20,121; 20,121	mm <sup>2</sup>
$l_{max}$	15	m
Číslo nejnamáhanějšího šroubu	4	-
$y_0$	0	mm
$x_0$	0	mm
$M_{os}$	28 295	Nmm
$F_{Mmax4}$	1 886,3	N

### Kontrola nejnamáhanějšího šroubu na kombinované namáhání

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
	Pozn.: Nejnamáhanější šroub s indexem 4 ve schématu	
$F_{VxPS4}$	<b><u>Výsledné smykové zatížení nejnamáhanějšího šroubu:</u></b> $F_{VS4} = F_{VxPS4}$	$F_{VS4}$
$F_{Mmax4}$	<b><u>Výsledné tahové zatížení nejnamáhanějšího šroubu:</u></b> $F_{VT4} = F_{Mmax4}$	$F_{VT4}$
Střední průměr závitu šroubu 4 $d_{24}$ Průměr jádra šroubu 4 $d_{341}$	<b><u>Výpočtový průřez šroubu:</u></b> $A_4 = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_{24} + d_{34}}{2} \right)$	$A_4$

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
$t_{pd} ; d_1$	<p><b><u>Plocha pro otláčení:</u></b></p> $S_4 = d_1 \cdot t_{pd}$ <p>Pozn.: <math>d_1</math> je jmenovitý průměr šroubu</p>	$S_4$
$F_{VS4} ; S_4$	<p><b><u>Tlak ve spoji:</u></b></p> $p_4 = \frac{F_{VS4}}{S_4}$	$p_4$
$p_4$ $p_{Dov}$	<p><b><u>Součinitel rezervy pro otláčení:</u></b></p> $\eta_{otl4} = \frac{p_{Dov}}{p_4}$	$\eta_{otl4}$
$F_{VT4} ; A_4$	<p><b><u>Normálové napětí nejnamáhanějšího šroubu:</u></b></p> $\sigma_4 = \frac{F_{VT4}}{A_4}$	$\sigma_4$
$F_{VS4} ; A_4$	<p><b><u>Smykové napětí nejnamáhanějšího šroubu:</u></b></p> $\tau_4 = \frac{F_{VS4}}{A_4}$	$\tau_4$
$\sigma_4 ; \tau_4$	<p><b><u>Výpočet redukovaného napětí:</u></b></p> $\sigma_{Red4} = \sqrt{\sigma_4^2 + 4 \cdot \tau_4^2}$	$\sigma_{Red4}$
$R_m ; \sigma_{Red4}$	<p><b><u>Součinitel rezervy pro napětí:</u></b></p> $\eta_{red4} = \frac{R_m}{\sigma_{Red4}}$	$\eta_{red4}$
$F_{VS4} ; F_{TabS}$	<p><b><u>Součinitel rezervy pro přenos smykové síly dle podmínky:</u></b></p> $\eta_{stS4} = \frac{F_{TabS}}{F_{VS4}}$	$\eta_{stS4}$
$F_{VT4} ; F_{TabT}$	<p><b><u>Součinitel rezervy pro přenos tahové síly dle podmínky:</u></b></p> $\eta_{stT4} = \frac{F_{TabT}}{F_{VT4}}$ <p>Pozn.: Tabulkové síly přenášené jedním šroubem označena jako <math>F_{TabT}</math>. Jediná nalezená hodnota byla pro pevnost šroubu 600 MPa. Šrouby použité pro konstrukci mají pevnost v tahu 800 MPa.</p>	$\eta_{stT4}$

Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 13 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 6.14.

Tab. 6.14: Kontrola nejnamáhanějšího šroubu		
Zadané parametry		
$F_{VxPS4}$	431,833	N
$F_{VyPS4}$	39,746	N
$F_{Mmax4}$	1 886,3	N
$F_{TabT}$	10 000	N
$F_{TabS}$	12 200	N
$p_{DOVotl}$	90	MPa
$R_m$	800	MPa
$t_{pd}$	25	mm
$d_2$	5,350	mm
$d_3$	4,773	mm
$d_1$	6	mm
Vypočítané parametry		
Číslo nejnamáhanějšího šroubu	4	-
$F_{VS4}$	471,579	N
$F_{VT4}$	1 886,3	N
$A_4$	20,121	mm <sup>2</sup>
$S_4$	150	mm <sup>2</sup>
$p_4$	3,144	MPa
$\sigma_4$	93,748	MPa
$\tau_4$	23,437	MPa
$\sigma_{Red4}$	104,814	MPa
$\eta_{red4}$	7,633	-
$\eta_{otl4}$	28,627	-
$\eta_{stS4}$	25,871	-
$\eta_{stT4}$	5,301	-

## **7 Rámy měřicího zařízení**

### **7.1 Materiál rámu**

Podobně jako u tenzometrických tyčí probíhal výběr materiálu pro zhotovení rámu mezi dvěma běžnými druhy materiálu ve strojírenské výrobě, a to ocelími a slitinami hliníku. Výběr materiálu byl ale v tomto případě úzce spjat s výběrem koncepčního řešení vlastní realizace rámu.

### **7.2 Koncepční návrh rámu**

Cílem koncepčních návrhů bylo opět vyvinout vhodná řešení daného problému a vybrat nejlepší z nich. Kritéria hodnocení byla obdobná jako v předchozích návrzích. Dosažení minimálních nákladů, maximální možné tuhosti konstrukce, jednoduché výroby, snadné montáže všech komponentů v jeden celek a vyhnout se velmi přesným tolerancím výroby. Celkem byly vytvořeny tři návrhy rámu měřicího zařízení. Stručný popis každého z nich je uveden dále.

#### **7.2.1 Koncepční řešení rámu 1**

Prvním zvažovaným řešením bylo vytvořit rámy z polotovarů ve formě tenkostěnných ocelových uzavřených profilů a tyčí ve tvaru T, L a I. Toto koncepční řešení se rozdělilo na dvě varianty, jež se liší způsobem, jakým by se jednotlivé kusy spojovaly.

#### **Rámy se svařovanými spoji**

Nejjednodušším způsobem jak jednotlivé díly spojit, je využít technologií svařování. Technologií svařování je několik. Pro výrobu byly uvažovány ty nejběžnější z nich, které jsou zároveň levné a dostupné. Šlo o metody tavného svařování pomocí elektrického oblouku, a to nejen o svařování pomocí obalené elektrody, ale i metody svařování elektrickým obloukem v ochranné atmosféře (MIG/MAG apod.). Výhodou tohoto způsobu realizace spojů je jejich tuhost a rychlost zhotovení. Bohužel toto řešení má několik nevýhod typických pro tavné svařování. Vlivem působícího tepla při procesu dochází ke změně struktury svařovaného materiálu. Mění se tak jednak vlastnosti základního materiálu, ale zároveň dochází ke vzniku nežádoucích napětí, které po svaření způsobí vznik nežádoucích deformací. Nežádoucí deformace je možné snížit, někdy i zcela odstranit tepelným zpracováním. Významným způsobem ovlivní výsledek i samotný svářeč svými zkušenostmi.

Vzhledem k velikosti rámu bude nutné minimálně obrobit funkční plochy. Ty jsou však vůči celkovým rozměrům rámu malé. Otázkou je, kde zvolit základnu pro upnutí. Při obrábění totiž vyvstane problém, jak vhodně pokroucené rámy upnout, pro dosažení požadované výsledné geometrie celého rámu. Geometrie rámu může významně ovlivnit schopnosti celého měřicího zařízení. Nejpravděpodobněji by bylo nutné obrobit celý svařený polotvar rámu. Navíc by bylo nutné provést mnoho měření, aby výsledkem byl kvalitní výrobek. Celý výrobní proces bude uvedenými problémy prodražen. Další nevýhodou bude omezená univerzálnost rámu chladiče, který bude navíc nerozebíratelný. Může se vyskytnout možnost, že vyrobený rám půjde použít i pro testování jiného chladiče. V takovém případě by bylo pravděpodobně pouze nutné vytvořit nové funkční plochy.

## **Rozebíratelné rámy z normalizovaných polotovarů**

Na základě uvedených nedostatků v předchozím řešení jsou šroubové spoje nejjednodušším způsobem, jak jednotlivé díly spojit. Tuhost spojů bude muset být zajištěna pomocí dalších prvků, tak zvaných spojek. Tyto prvky budou umístěny přes spojované rohy. Výrobou spojek vzrostou náklady na výrobu rámu. Nárůst však nedosáhne výrobní hodnoty svařovaného rámu. Rozměrové a geometrické tolerance hutních polotovarů, které budou tvořit základ rámu, jsou pro požadovaný účel příliš velké. Je velmi pravděpodobné, že bude nutné ve výrobním procesu aplikovat opět frézování, a to minimálně funkčních ploch. Univerzálnost rámu se šroubovými spoji bude vyšší než v předchozím případě díky možnosti jejich rozebrání. V některých případech nebude nutné vyrábět celý nový rám, ale jen jeho části. Rám také bude moci být upraven pro jiný chladič pouhou výrobou nových funkčních ploch. Z celkového pohledu bude tento rám levnější a univerzálnější než předchozí.

### **7.2.2 Koncepční řešení rámu 2**

Koncepční řešení rámu 1 ukázalo, že bude s největší pravděpodobností nutné do výroby zařadit i operaci frézování. Když už bude nutné frézovat jeho část, naskytla se otázka, proč nevyfrézovat celý rám. V případě, že by byl polotovarem plech, bylo by možné vyrobit celý rám z jednoho kusu. Tím by se snížila náročnost montáže. Bohužel by zároveň klesla univerzálnost rámu. Zároveň je možné vyrobit rozebíratelné rámy, jejichž spojované části budou tvarově upraveny, aby nebylo nutné používat spojky. Výrobní cena by dle odhadů v obou případech byla vyšší než u rozebíratelných rámu z normalizovaných polotovarů.

### **7.2.3 Koncepční řešení rámu 3**

Poslední varianta koncepčního řešení vycházela ze stavebních dílů použitých již na samotnou měřicí sekci. Rám by byl tvořen systémem hliníkových profilů. Tyto profily jsou vyráběny v různých rozměrech. Jsou vybaveny drážkami pro snadné upínání dalších dílů. Výrobci těchto systémů dodávají nejen profily, ale i různé kotevní prvky, upínací prvky, madla, zámky, plošné výplně, speciální prvky, dynamické prvky, instalační prvky a pomůcky tak, aby zákazník mohl svůj rám v maximální možné míře přizpůsobit svým konkrétním požadavkům. Veškeré spoje pomocí dílů výrobce mají garantovanou maximální jakost. Díly pro rámy by byly vyrobeny na zakázku u výrobce hliníkových systémů. Odpadlo by tak veškeré obrábění. Všechny části systému mají vysokou rozměrovou a geometrickou přesnost. Takovéto rámy by byly univerzální v maximální možné míře. Při realizaci rámu pomocí stavebnicové konstrukce z hliníkových profilů by bylo vhodné nakoupit díly tak, aby bylo možné upnout i teoreticky největší možný chladič, který by mohl být testován na základě parametrů aerodynamického tunelu. V případě testování menších chladičů by se základní rám doplnil o pomocnou konstrukci, která by mohla opět využívat stavebnicové hliníkové díly, nebo by mohla být vyrobena z klasických polotovarů a upnuta do stávající hliníkové konstrukce. Navíc by celé měřicí zařízení bylo kompatibilní s nainstalovanou měřicí sekci po designové stránce. Největší nevýhodou tohoto řešení je cena celého systému. Stavebnicové prvky navíc musejí být nakoupeny od jednoho výrobce. Není možné použít normalizované spojovací prvky pro spoje se stavebnicovou konstrukcí. Další nevýhodou je, že na trhu je několik výrobců systémů hliníkových profilů a systémy některých výrobců nejsou rozměrově kompatibilní se systémy ostatních.

## 7.2.4 Výběr konečného řešení

Nejlepší variantou z hlediska užitných vlastností je koncepční řešení rámu 3, uvedené jako poslední. Protože je nutné pro cenovou kalkulaci dodat výrobcí podklady pro danou aplikaci, aby mohla být vytvořena cenová nabídka, bylo rozhodnuto dále rozvíjet v diplomové práci tuto variantu. V případě skutečné realizace by bylo vhodné dále porovnat výstupy z této diplomové práce s variantou tvořenou pomocí rozebíratelných rámu z normalizovaných polotovarů, které budou rozměrově a tvarově vycházet z návrhu pro systém hliníkových profilů.

## 7.3 Konstrukční návrh rámu chladiče a základního rámu měřicího zařízení

Základem rámu jsou profily vybrané z katalogu ITEM. ITEM není jediným dodavatelem takovýchto profilů na trhu. Je nutné však dát pozor na výběr výrobce profilů, protože profily od různých výrobců nemusejí být vzájemně kompatibilní. Dodavatel profilů pro základní rám měřicí sekce nebyl znám. Na základě proměření drážky a jejich roztečí bylo zjištěno, že profily firmy ITEM jsou kompatibilní s profily použitými pro základní rám měřicí sekce. Společnost ITEM nemusí být jediná vhodná společnost pro dodávku profilů, důvodem jejich výběru byl dostupný a přehledný katalog v době tvorby diplomové práce.

Návrhové výpočty byly nahrazeny návrhovou tabulkou uvedenou přímo v katalogu ITEM. Vstupní informace pro výběr vhodného průřezu byly velikosti zatížení, potřebná délka profilu a požadovaný průhyb. Velikost zatížení byla dána velikostí odporové síly. Nutná délka profilů 1300 mm byla odhadnuta na základě CAD modelu měřicí sekce vybavené chladičem. Návrhový průhyb byl zvolen 0,2 milimetrů. Na základě uvedených parametrů vyšla velikost kvadratického momentu průřezu 200 cm<sup>4</sup>. Dle tohoto kritéria byl vybrán Profil 6 120 x 30, jehož největší kvadratický moment průřezu je 210,94 cm<sup>4</sup>.

Průhyb 0,2 mm byl zvolen jako kompromis mezi tuhostí, možnostmi celkové zástavby a cenou profilů. Pro dosažení nižšího průhybu by bylo nutné vybrat profil s výrazně většími rozměry průřezů, a tedy by významně vzrostly i náklady na pořízení celé konstrukce. Navíc navrhovaná konstrukce nepřenášela celé zatížení v jednom bodě, ale zatížení bylo rozloženo. Skutečný průhyb by tedy měl být i nižší než návrhových 0,2 mm.

I když jsou rozměrové rozdíly mezi rámem chladiče a základním rámem, po analýze s pomocí tabulky v katalogu uvedené výše, byly tyto rozdíly shledány zanedbatelnými a pro celou konstrukci byl vybrán jeden typu profilu.

Výrobce profilů dodává i spojovací prvky a celou řadu dalšího příslušenství. Pro sestavení dílů v jeden celek byly použity nejen prvky od výrobce, ale i spojovací díly, které jsou vyráběny přímo pro tuto konstrukci. Jedná se o spojky, které mohou být uzpůsobeny zvoleným profilům. Není tedy nutné volit z určitých profilů, které budou kompatibilní, a tím je možné vybrat dodavatele, který bude mít nejpříznivější poměr ceny a užité hodnoty. Spojovací prvky dodávané výrobcem profilů nebyly kontrolovány a v případě realizace této konstrukce by bylo nutné projednat navrženou konstrukci a způsoby spojení jednotlivých profilů přímo s výrobcem.

V předchozím odstavci byly uvedeny důvody, proč se přistoupilo k aplikaci spojek, které nejsou od dodavatele profilů. Navržená konstrukce rámu byla kvůli složitosti analyzována pomocí orientačních výpočtů a na jejich základě bylo

provedeno dimenzování jednotlivých spojek. S ohledem na použité výpočty byly zavedeny další koeficienty bezpečnosti, aby byla zajištěna dostatečná rezerva.

Pro získání kvalitnějších odhadů před samotnou realizací by bylo vhodné podrobit navrženou konstrukci MKP analýze. Analýzu MKP je možné provést přímo během návrhu a na základě jejích výsledků pak vhodně dimenzovat použité prvky. Jako vhodnější byl zvolen postup, kdy se napřed provede orientační výpočet, který ukáže první vhodné rozměry, a následně se provede MKP analýza. Uvedená analýza nebyla provedena především z toho důvodu, že diplomová práce měla za cíl ukázat, jak by mohlo vypadat jedno z možných řešení. Navržené řešení ani provedení není jediné možné a nebylo ani potvrzené jako to, které se bude realizovat. Z tohoto pohledu bylo dimenzování na základě orientačních výpočtů považováno za dostatečné.

### 7.3.1 Zatížení přenášené vnitřním rámem chladiče od prvků uložení chladiče

Zatížení z chladiče se přenáší na rám chladiče přes čtyři body. Každý prvek chladiče pro uložení má charakter prostorové posuvné vazby, která odebírá 5 stupňů volnosti. Charakter takovéto soustavy je staticky neurčitý. To znamená, že pro stanovení velikosti reakcí v jednotlivých bodech je potřeba zavést deformační podmínky. Nejbližší této konfiguraci byla problematika rovinné desky. Nalezené podklady pro analytický výpočet se však zabývaly pouze řešením desek ve tvaru kruhu. Proto bylo přistoupeno k vytvoření orientačních výpočtů a zjednodušení. Základní model je uveden na obrázku 7.1.

Chladič je těleso, které využívá symetrie, proto platí následující podmínky:

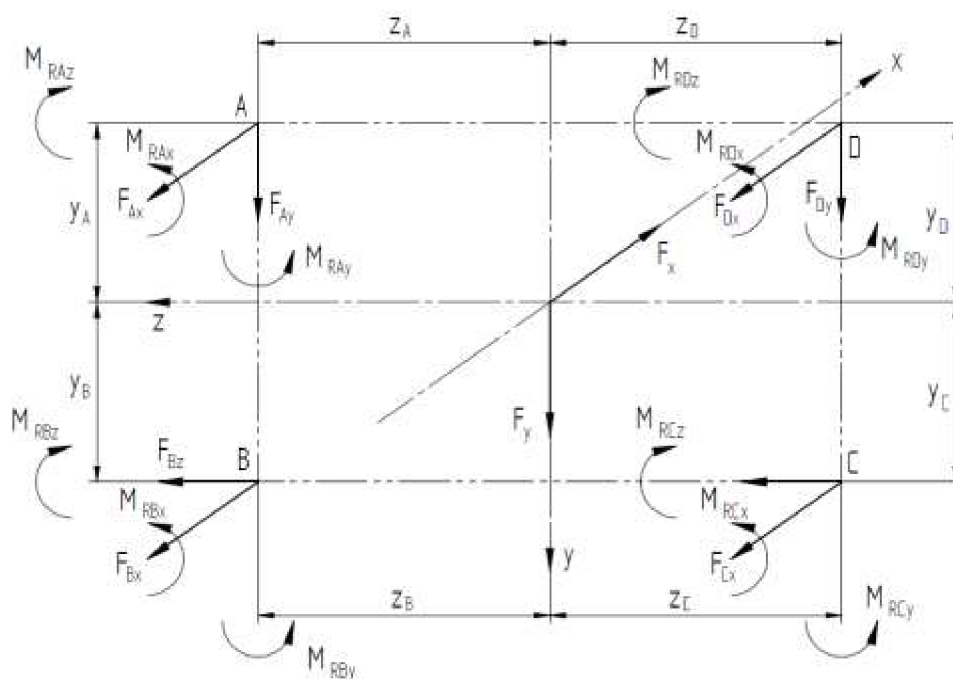
$$y_A = y_D = y_{AD}$$

$$z_A = z_D = z_{AD}$$

a

$$y_B = y_C = y_{BC}$$

$$z_B \neq z_C$$



Obr. 7.1: Základní model

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
	<p><b><u>Zavedené vnější síly – známé parametry:</u></b></p> $F_X, F_Y$ <p><b><u>Zavedené reakční síly – neznámé parametry:</u></b></p> $F_{Ax}, F_{Bx}, F_{Cx}, F_{Dx}, F_{Ay}, F_{Dy}, F_{Bz}, F_{Cz}$ $M_{RAx}, M_{RBx}, M_{RCx}, M_{RDx},$ $M_{RAy}, M_{RBy}, M_{RCy}, M_{RDy},$ $M_{RAz}, M_{RBz}, M_{RCz}, M_{RDz},$ <p><b><u>Podmínka rovnosti vzdáleností:</u></b></p> $y_A = y_D = y_{AD}$ $z_A = z_D = z_{AD}$ $y_B = y_C = y_{BC}$ <p><b><u>Zvolené parametry konstrukce:</u></b></p> $y_{AD} = 67 \text{ mm}$ $z_{AD} = 376 \text{ mm}$ $y_{BC} = 187 \text{ mm}$ <p><b><u>Celkový počet použitelných podmínek statické rovnováhy s ohledem na podmínky:</u></b></p> $v = v_F + v_M = 2 + 3 = 5$ <p><b><u>Celkový počet neznámých nezávislých parametrů:</u></b></p> $\mu = \mu_F + \mu_M + \mu_r = 8 + 12 + 0 = 20$ <p><b><u>Výpočet nutné podmínky statické určitosti úlohy:</u></b></p> $(v = \mu) \wedge ((\mu_M + \mu_r) < v_M) =>$ $(5 = 20) \wedge ((12 + 0) < 3)$ <p><b>Podmínka není splněna Úloha je 15x staticky neurčitá</b></p>	<p><math>v = 5</math></p> <p><math>\mu = 20</math></p> <p>Podmínka není splněna (statická neurčitost)</p>
$v_F = 2$ $v_M = 3$  $\mu_F = 8$ $\mu_M = 12$ $\mu_r = 0$  $v = 5$ $v_M = 3$ $\mu = 20$ $\mu_M = 12$ $\mu_r = 0$		

Pro návrh byla většina reakcí zanedbána a úloha transformována, aby se dosáhlo statické určitosti. V modelu je akční zatížení způsobeno jedinou silou ve směru osy x, způsobenou prouděním vzduchu skrz chladič, a jedinou silou ve směru tíhového zrychlení Země. Hmotnost chladiče zachycují převážně dva horní prvky uložení chladiče. V modelu proto byly vytvořeny reakce v požadovaných směrech v uloženích A a D, jak je vidět na obrázku 7.1. Sílu od proudu vzduchu však přenášejí všechny čtyři prvky uložení. V modelu proto bylo zavedeno i zjednodušení, kdy zatížení od proudu vzduchu zachycují pouze tři reakce. Horní prvky chladiče pro jeho uložení jsou na obou stranách stejné, tvarově i materiálově, a jejich poloha je symetrická vůči osám symetrie činné plochy chladiče. Proto byly nahrazeny jedinou



silovou výslednicí, jejíž působíště leží na ose z. Takto zjednodušený model je uveden na obrázku 7.2. Zjednodušení je popsáno následujícími rovnicemi.

$$F_{ADx} = F_{Ax} + F_{Dx}$$

$$F_{ADx} \cdot z_{AD} - F_{Dx} \cdot (2 \cdot z_{AD}) = 0$$

Matematickou úpravou druhé rovnice se získá následující tvar.

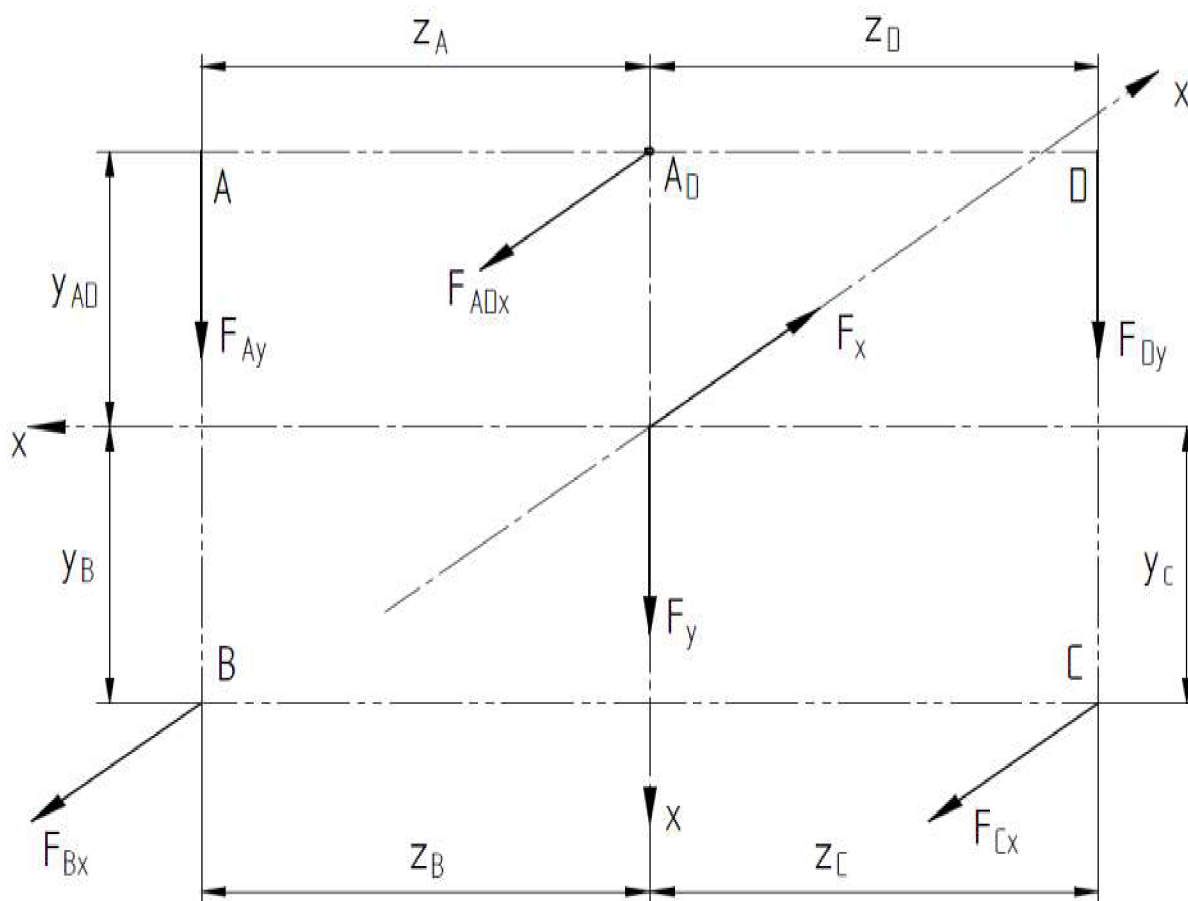
$$F_{Dx} = \frac{F_{ADx}}{2}$$

Vztah pro  $F_{Ax}$

$$F_{ADx} = F_{Ax} + \frac{F_{ADx}}{2}$$

Matematickou úpravou

$$F_{Ax} = \frac{F_{ADx}}{2}$$



**Obr. 7.2: Zjednodušený model**

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
	<p><b><u>Zavedené vnější síly – známé parametry:</u></b></p> $F_X, F_Y$ <p><b><u>Zavedené reakční síly – neznámé parametry:</u></b></p> $F_{ADx}, F_{Bx}, F_{Cx}, F_{Ay}, F_{Dy}$ <p><b><u>Podmínka rovnosti vzdáleností:</u></b></p> $y_A = y_D = y_{AD}$ $z_A = z_D = z_{AD}$ $y_B = y_C = y_{BC}$ <p><b><u>Zvolené parametry konstrukce:</u></b></p> $y_{AD} = 67 \text{ mm}$ $z_{AD} = 376 \text{ mm}$ $y_{BC} = 187 \text{ mm}$ <p><b><u>Celkový počet použitelných podmínek statické rovnováhy s ohledem na podmínky:</u></b></p> $v = v_F + v_M = 2 + 3 = 5$ <p><b><u>Celkový počet neznámých nezávislých parametrů:</u></b></p> $\mu = \mu_F + \mu_M + \mu_r = 5 + 0 + 0 = 5$ <p><b><u>Výpočet nutné podmínky statické určitosti úlohy:</u></b></p> $(v = \mu) \wedge ((\mu_M + \mu_r) < v_M) \Rightarrow$ $(5 = 5) \wedge ((0 + 0) < 3)$ <p><b>Podmínka je splněna</b></p>	
$v_F = 2$ $v_M = 3$		$v = 5$
$\mu_F = 5$ $\mu_M = 0$ $\mu_r = 0$		$\mu = 5$
$v = 5$ $v_M = 3$ $\mu = 5$ $\mu_M = 0$ $\mu_r = 0$		Podmínka je splněna

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
	<p><b><u>Silové podmínky rovnováhy:</u></b></p> $\sum_i F_{xi} = 0: F_{ADx} + F_{Bx} + F_{Cx} - F_X = 0$ $\sum_j F_{yj} = 0: F_{Ay} + F_{Dy} - F_Y = 0$ <p><b><u>Momentové podmínky rovnováhy:</u></b></p> $\sum_l M_{xl} = 0:$ $F_{Ay} \cdot z_A - F_{Dy} \cdot z_D = 0$ $\sum_m M_{ym} = 0:$ $-F_{Bx} \cdot z_B + F_{Cx} \cdot z_C = 0$ $\sum_n M_{zn} = 0:$ $-F_{ADx} \cdot y_{AD} + F_{Bx} \cdot y_B + F_{Cx} \cdot y_C = 0$ <p><b><u>Upravené momentové podmínky rovnováhy:</u></b></p> $F_{Ay} \cdot z_{AD} - F_{Dy} \cdot z_{AD} = 0$ $-F_{Bx} \cdot z_B + F_{Cx} \cdot z_C = 0$ $-F_{ADx} \cdot y_{AD} + F_{Bx} \cdot y_B + F_{Cx} \cdot y_C = 0$ <p><b><u>Z první rovnice vyplývá:</u></b></p> $F_{Dy} = F_{Ay}$ <p><b><u>Z druhé rovnice vyplývá:</u></b></p> $F_{Bx} = F_{Cx} \cdot \frac{z_C}{z_B}$ <p><b><u>Ze třetí rovnice vyplývá:</u></b></p> $F_{ADx} = \frac{F_{Bx} \cdot y_B + F_{Cx} \cdot y_C}{y_{AD}}$ <p><b><u>Po dosazení za <math>F_{Bx}</math> a úpravě:</u></b></p> $F_{ADx} = F_{Cx} \cdot \left( \frac{z_C}{z_B} \cdot \frac{y_B}{y_{AD}} + \frac{y_C}{y_{AD}} \right)$	<p><math>F_{Dy}</math></p> <p><math>F_{Bx}</math></p> <p><math>F_{ADx}</math></p>
<p><math>F_{Ay}</math></p> <p><math>F_{Cx}</math> <math>z_C</math> <math>z_B</math></p> <p><math>z_C, z_B, y_B,</math> <math>y_{AD}, y_C</math> <math>F_{Bx} = F_{Cx} \cdot \frac{z_C}{z_B}</math></p>		

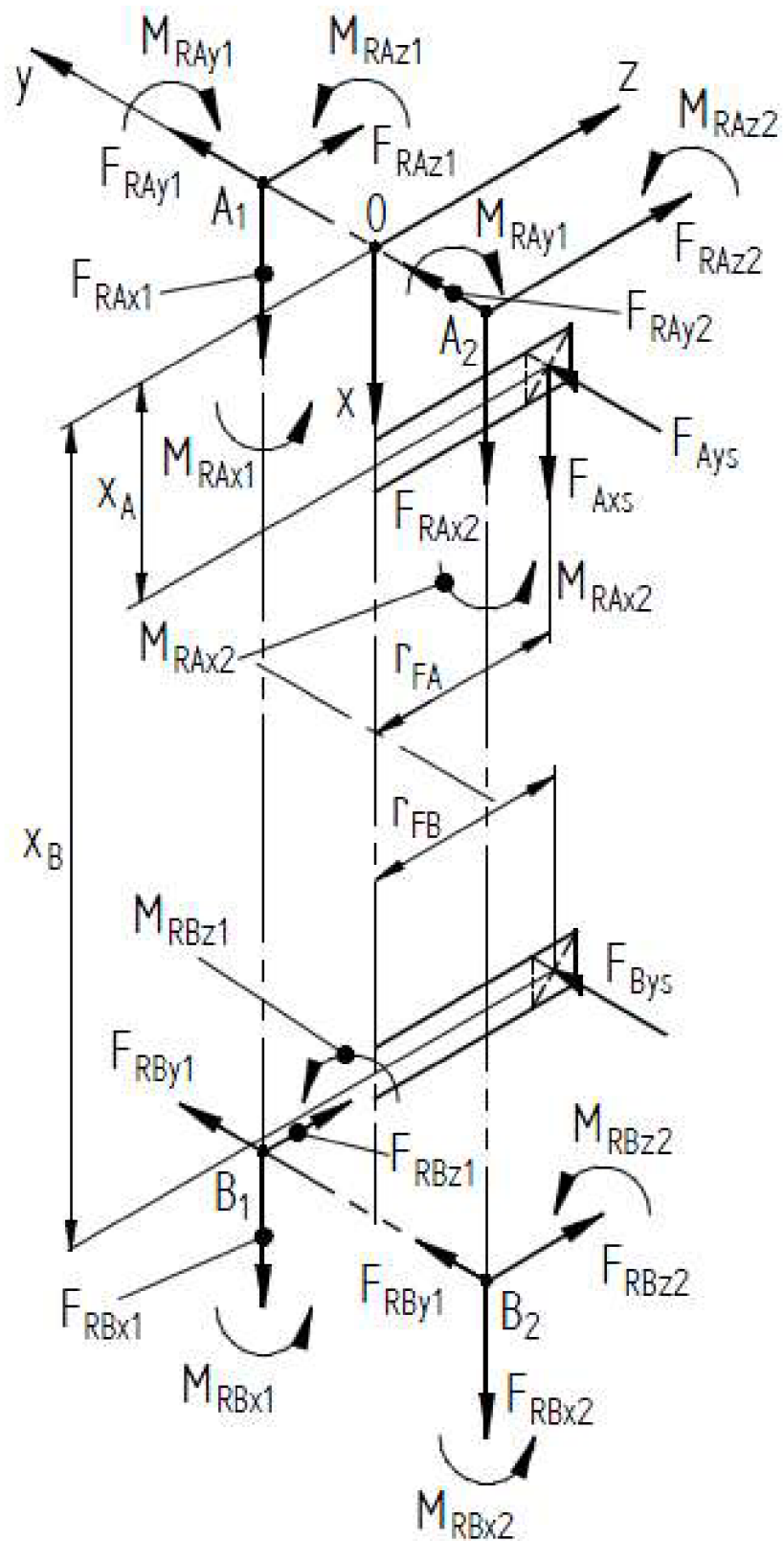


Vztahy v rámečcích byly použity ve skriptu pro program Matlab. Skript pro tyto výpočty je uveden v příloze 14. Hodnoty zadaných parametrů a vypočítané parametry jsou uvedeny v tabulce 7.1.

Tab. 7.1: Zadané a vypočítané parametry v bodech uložení chladiče		
Zadané parametry		
$F_X$	5182	N
$F_Y$	317,9708	N
$y_A$	67	mm
$y_D$	67	mm
$y_{AD}$	67	mm
$y_B$	187	mm
$y_C$	187	mm
$y_{BC}$	187	mm
$z_A$	376	mm
$z_D$	376	mm
$z_{AD}$	376	mm
$z_B$	372	mm
$z_C$	372	mm
Vypočítané parametry		
$F_{ADx}$	3 815,1	N
$F_{Ax}$	1 907,5	N
$F_{Bx}$	683,453	N
$F_{Cx}$	683,453	N
$F_{Dx}$	1 907,5	N
$F_{Ay}$	158,985	N
$F_{Dy}$	158,985	N

### 7.3.2 Zatížení vyráběných vnitřních spojek sloupů chladiče

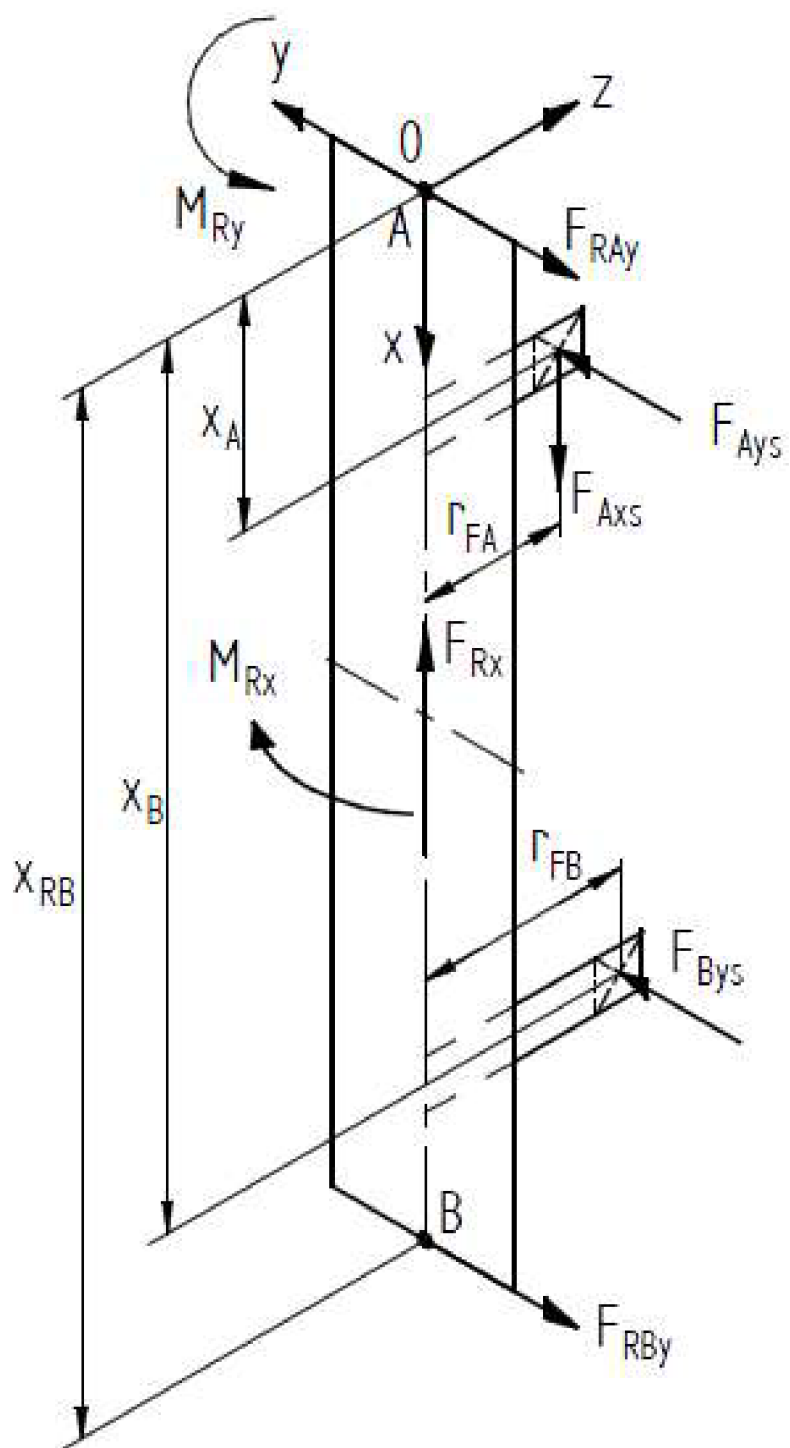
Zatížení od chladiče je přenášeno sloupy z profilů firmy ITEM, které jsou spojeny šroubovými spoji s ostatní konstrukcí pomocí čtyř vnitřních spojek. Sloupy byly pro výpočet považovány za nosníky. Charakter vazeb na koncích sloupů je nejbližší vetknutí. Tím opět vzniká staticky neurčitá úloha.



Obr. 7.3: Základní model sloupů

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
	<p><b><u>Zavedené vnější síly – známé parametry:</u></b></p> $F_{AyS}, F_{ByS}, F_{AxS}$ <p><b><u>Ramena vnějších sil – známé parametry:</u></b></p> $r_{FA}, r_{FB}, x_A, x_B, x_{RB}$ <p><b><u>Zavedené reakční síly – neznámé parametry:</u></b></p> $F_{RA1x}, F_{RA2x}, F_{RB1x}, F_{RB2x},$ $F_{RA1y}, F_{RA2y}, F_{RB1y}, F_{RB2y},$ $F_{RA1z}, F_{RA2z}, F_{RB1z}, F_{RB2z}$ $M_{RAx1}, M_{RAx2}, M_{RBx1}, M_{RBx2}$ $M_{RAy1}, M_{RAy2}, M_{RBy1}, M_{RBy2}$ $M_{RAz1}, M_{RAz2}, M_{RBz1}, M_{RBz2}$ <p><b><u>Celkový počet použitelných podmínek statické rovnováhy s ohledem na podmínky:</u></b></p> $v = v_F + v_M = 2 + 3 = 5$ <p><b><u>Celkový počet neznámých nezávislých parametrů:</u></b></p> $\mu = \mu_F + \mu_M + \mu_r = 12 + 12 + 0 = 24$ <p><b><u>Výpočet nutné podmínky statické určitosti úlohy:</u></b></p> $(v = \mu) \wedge ((\mu_M + \mu_r) < v_M) \Rightarrow$ $(5 = 24) \wedge ((12 + 0) < 3)$ <p><b>Podmínka není splněna (19 x staticky neurčitá)</b></p>	<p><math>v = 5</math></p> <p><math>\mu = 24</math></p> <p>Podmínka není splněna</p>
$v_F = 2$ $v_M = 3$		
$\mu_F = 12$ $\mu_M = 12$ $\mu_r = 0$		
$v = 5$ $v_M = 3$ $\mu = 24$ $\mu_M = 12$ $\mu_r = 0$		

Pro návrh bylo opět zavedeno zjednodušení, kdy byly uvažovány pouze síly a momenty, které dovolí řešit úlohu jako staticky určitou.



Obr. 7.4: Zjednodušení sloupů



Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
$v_F = 2$ $v_M = 3$ $\mu_F = 3$ $\mu_M = 2$ $\mu_r = 0$ $v = 5$ $v_M = 3$ $\mu = 5$ $\mu_M = 2$ $\mu_r = 0$	<p><b><u>Zavedené vnější síly – známé parametry:</u></b></p> $F_{AyS}, F_{ByS}, F_{AxS}$ <p><b><u>Ramena vnějších sil – známé parametry:</u></b></p> $r_{FA}, r_{FB}, x_A, x_B, x_{RB}$ <p><b><u>Zavedené reakční síly – neznámé parametry:</u></b></p> $F_{Rx},$ $F_{RAy}, F_{RBx}$ $M_{Rx}, M_{Ry}$ <p><b><u>Celkový počet použitelných podmínek statické rovnováhy s ohledem na podmínky:</u></b></p> $v = v_F + v_M = 2 + 3 = 5$ <p><b><u>Celkový počet neznámých nezávislých parametrů:</u></b></p> $\mu = \mu_F + \mu_M + \mu_r = 3 + 2 + 0 = 5$ <p><b><u>Výpočet nutné podmínky statické určitosti úlohy:</u></b></p> $(v = \mu) \wedge ((\mu_M + \mu_r) < v_M) \Rightarrow$ $(5 = 5) \wedge ((2 + 0) < 3)$ <p><b>Podmínka je splněna</b></p>	$v = 5$ $\mu = 5$ <p>Podmínka je splněna</p>



Vztahy v rámečcích byly opět použity ve skriptu pro program Matlab. Skript pro tyto výpočty je uveden v příloze 15. Hodnoty zadaných parametrů a vypočítané síly jsou uvedeny v tabulce 7.2.

Tab. 7.2: Zadané a vypočítané reakce v uložení sloupů		
Zadané parametry		
$F_{Ax}$	1 907,5	N
$F_{Bx}$	683,453	N
$F_{Ay}$	158,985	N
$r_{FA}$	39	mm
$r_{FB}$	43	mm
$x_A$	134	mm
$x_B$	388	mm
$x_{RB}$	402	mm
Vypočítané parametry		
$F_{AxS}$	158,985	N
$F_{AyS}$	1 907,5	N
$F_{ByS}$	683,453	N
$M_{Rx}$	101 050	Nmm
$M_{Ry}$	6 200,4	Nmm
$F_{RBy}$	1 295,5	N
$F_{RAy}$	1 295,5	N
$F_{Rx}$	158,985	N

Návrhový výpočet zatížení jednotlivých vnitřních spojek byl proveden na základě následujících předpokladů. Základní předpoklad byl, že se posouvající síly v jednotlivých uložení sloupů rozdělí rovnoměrně mezi každou vnitřní spojku na každé straně sloupu. Další předpoklady se týkaly kroutících momentů. Krouticí moment v ose x a v ose y vytvoří stejné silové dvojice na každém uložení sloupu. Vzhled řešené úlohy po druhém zjednodušení je na obrázku 7.4.

Předpoklady jsou popsány následujícími rovnicemi.

Rozložení posouvajících sil mezi vnitřní spojky na jednotlivých koncích sloupu:

$$F_{RAy1} = F_{RAy2} = \frac{F_{RAy}}{2}$$

$$F_{RBy1} = F_{RBy2} = \frac{F_{RBy}}{2}$$

$$F_{RAx1} = F_{RAx2} = \frac{F_{Rx}}{4}$$

$$F_{RBx1} = F_{RBx2} = \frac{F_{Rx}}{4}$$

Rozložení kroutícího momentu  $M_{Rx}$  na síly s rameny na jednotlivých vnitřních spojkách je matematicky vyjádřeno na základě předpokladu uvedeného v odstavci nad obrázkem 7.4. Vzdálenost ramen  $s_{Sl}$  je na obou stranách sloupu stejná.

$$\frac{M_{Rx}}{2} = F_{M_{Rx}A2} \cdot s_{Sl}$$

$$\frac{M_{Rx}}{2} = F_{M_{Rx}B2} \cdot s_{Sl}$$

Pro zajištění silové rovnováhy v silové dvojici musí platit:

$$F_{M_{Rx}A1} + F_{M_{Rx}A2} = 0$$

$$F_{M_{Rx}B1} + F_{M_{Rx}B2} = 0$$

Matematickou úpravou předchozích rovnic se dospěje ke vztahu mezi silami:

$$F_{M_{Rx}A1} = -F_{M_{Rx}A2}$$

$$F_{M_{Rx}B1} = -F_{M_{Rx}B2}$$

Rozložení krouticího momentu  $M_{Ry}$  na síly s rameny na jednotlivých vnitřních spojkách bylo provedeno obdobně jako u krouticího momentu  $M_{Rx}$ . Rovnice pro výpočet silových složek jsou následující:

$$\frac{M_{Ry}}{2} = F_{M_{Ry}A1} \cdot x_{RB}$$

$$\frac{M_{Ry}}{2} = F_{M_{Ry}B2} \cdot x_{RB}$$

Pro zajištění silové rovnováhy v silové dvojici musí platit:

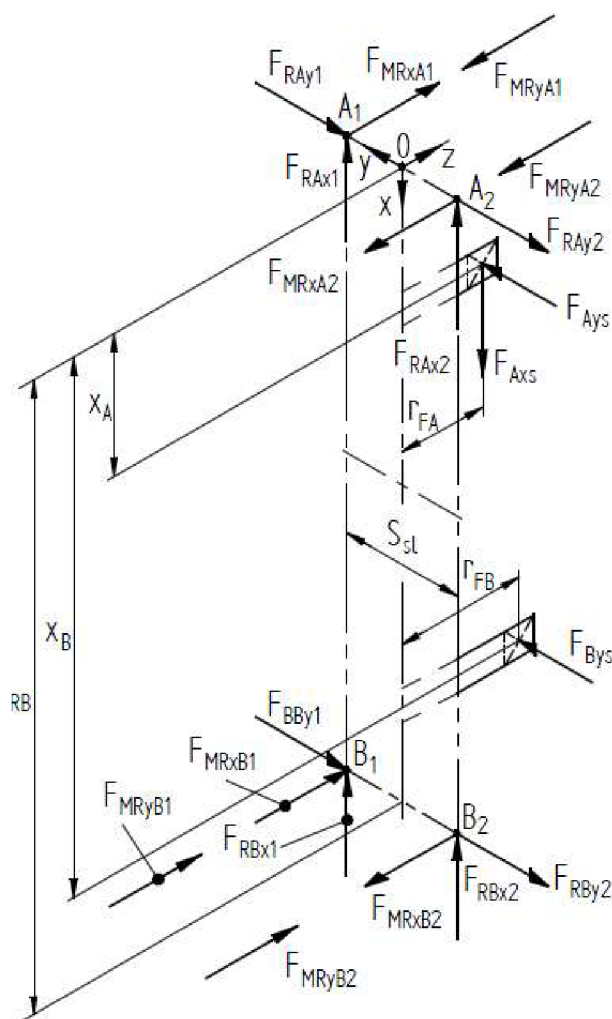
$$F_{M_{Ry}A1} + F_{M_{Ry}B1} = 0$$

$$F_{M_{Ry}B2} + F_{M_{Ry}A2} = 0$$

Matematickou úpravou předchozích rovnic se dospěje ke vztahu mezi silami:

$$F_{M_{Ry}B1} = -F_{M_{Ry}A1}$$

$$F_{M_{Ry}A2} = -F_{M_{Ry}B2}$$



**Obr. 7.5: Druhé zjednodušení sloupů**

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
	<p><b><u>Výpočet složek zatížení od posouvajících sil:</u></b></p> <p><u>Ve směru y:</u></p>	
$F_{RAy}$	$F_{RAy1} = \frac{F_{RAy}}{2}$	$F_{RAy1}$
$F_{RAy1}$	$F_{RAy2} = F_{RAy1}$	$F_{RAy2}$
$F_{RBy}$	$F_{RBy1} = \frac{F_{RBy}}{2}$	$F_{RBy1}$
$F_{RBy1}$	$F_{RBy2} = F_{RBy1}$	$F_{RBy2}$
	<p><u>Ve směru x:</u></p>	
$F_{Rx}$	$F_{RAx1} = \frac{F_{Rx}}{4}$	$F_{RAx1}$
$F_{RAx1}$	$F_{RAx2} = F_{RAx1}$	$F_{RAx2}$
$F_{RAx2}$	$F_{RBx1} = F_{RAx1}$	$F_{RBx1}$
$F_{RBx1}$	$F_{RBx2} = F_{RBx1}$	$F_{RBx2}$
	<p><b><u>Výpočet složek zatížení od momentových sil:</u></b></p> <p><u>Moment v ose x:</u></p> <p>Základní rovnice krouticího momentu:</p> $\frac{M_{Rx}}{2} = F_{M_{Rx}A1} \cdot S_{Sl}$ $\frac{M_{Rx}}{2} = F_{M_{Rx}B1} \cdot S_{Sl}$ <p>Matematickou úpravou se získá vztah pro síly od krouticího momentu:</p>	
$M_{Rx}$ $S_{Sl}$	$F_{M_{Rx}A2} = \frac{M_{Rx}}{2 \cdot S_{Sl}}$	$F_{M_{Rx}A2}$
$M_{Rx}$ $S_{Sl}$	$F_{M_{Rx}B2} = \frac{M_{Rx}}{2 \cdot S_{Sl}}$	$F_{M_{Rx}B2}$

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
$F_{M_{Rx}A2}$ $F_{M_{Rx}B2}$	<p>Druhé složky silových dvojic <math>F_{M_{RxAx2}}</math> a <math>F_{M_{RBx2}}</math>:</p> $\boxed{F_{M_{RxA1}} = F_{M_{RxA2}}}$ $\boxed{F_{M_{RB1}} = F_{M_{RB2}}}$ <p><u>Moment v ose y:</u></p> <p>Základní rovnice krouticího momentu:</p> $\frac{M_{Ry}}{2} = F_{M_{RyA1}} \cdot x_{RB}$ $\frac{M_{Ry}}{2} = F_{M_{RyB2}} \cdot x_{RB}$ <p>Matematickou úpravou se získá vztah pro síly od krouticího momentu:</p> $\boxed{F_{M_{RyA1}} = \frac{M_{Ry}}{2 \cdot x_{RB}}}$ $\boxed{F_{M_{RyB2}} = \frac{M_{Ry}}{2 \cdot x_{RB}}}$ <p>Druhé složky silových dvojic <math>F_{M_{RyA1}}</math> a <math>F_{M_{RyB2}}</math>:</p> $\boxed{F_{M_{RyB1}} = F_{M_{RyA1}}}$ $\boxed{F_{M_{RyA2}} = F_{M_{RyB2}}}$	$F_{M_{RxA1}}$ $F_{M_{RB1}}$  $F_{M_{RyA1}}$  $F_{M_{RyB2}}$  $F_{M_{RyB1}}$ $F_{M_{RyA2}}$
$M_{Ry}$ $x_{RB}$		
$F_{M_{RyA1}}$ $F_{M_{RyB2}}$		

Vztahy v rámečcích byly opět použity ve skriptu pro program Matlab. Skript pro tyto výpočty je uveden v příloze 16. Zadány byly síly a moment ve formě reakcí sloupu. Výpočty mají za cíl pouze rozdělit reakční síly pro jednotlivé vnitřní spojky. Při výpočtu vnitřních spojek budou znaménka orientována do jejich souřadnicového systému. Hodnoty zadaných parametrů a vypočítané síly jsou uvedeny v tabulce 7.3.

Tab. 7.3: Parametry pro rozložení zatížení mezi vnitřní spojky na horní straně a spodní straně uložení sloupů		
Zadané parametry		
$M_{Rx}$	101 050	Nmm
$M_{Ry}$	6 200,4	Nmm
$F_{RBy}$	1295,5	N
$F_{RAy}$	1295,5	N
$F_{Rx}$	158,985	N
$s_{sl}$	130	mm
$x_{RB}$	402	mm
Vypočítané parametry (velikosti bez orientace)		
$F_{RAy1}$	647,750	N
$F_{RAy2}$	647,750	N
$F_{RBy1}$	647,750	N
$F_{RBy2}$	647,750	N
$F_{RAx1} = F_{RAx2}$	39,746	N
$F_{RBx1} = F_{RBx2}$	39,746	N
$F_{MRxA2}$	388,654	N
$F_{MRxB2}$	388,654	N
$F_{MRxA1}$	388,654	N
$F_{MRxB1}$	388,654	N
$F_{MRyA1}$	7,712	N
$F_{MRyB2}$	7,712	N
$F_{MRyB1}$	7,712	N
$F_{MRyA2}$	7,712	N

Nejvíce zatížené vnitřní spojky budou v místech A2 a B1. Pro další výpočty byla uvažována vnitřní spojka B1. Velikosti výsledných sil v jednotlivých osách, působících na vnitřní spojku B1, byly určeny v následující tabulce 7.4.

Tab. 7.4: Zatížení spojky B1			
Smysl	Vztah	Dosazení	Výsledné zatížení vnitřní spojky
$x_s$ :	$F_{Pxs} = F_{RBx1}$	$F_{Pxs} = 39,746$	$F_{Pxs} = 39,746 \text{ N}$
$-y_s$ :	$F_{Pys} = F_{RBy1}$	$F_{Pys} = 647,750$	$F_{Pys} = 647,750 \text{ N}$
$z_s$ :	$F_{Pzs} = F_{MRxB1} + F_{MRyB1}$	$F_{Pzs} = 388,654 + 7,712$	$F_{Pzs} = 396,366 \text{ N}$

### 7.3.3 Konstrukční návrh vnitřních spojek sloupů rámu chladiče

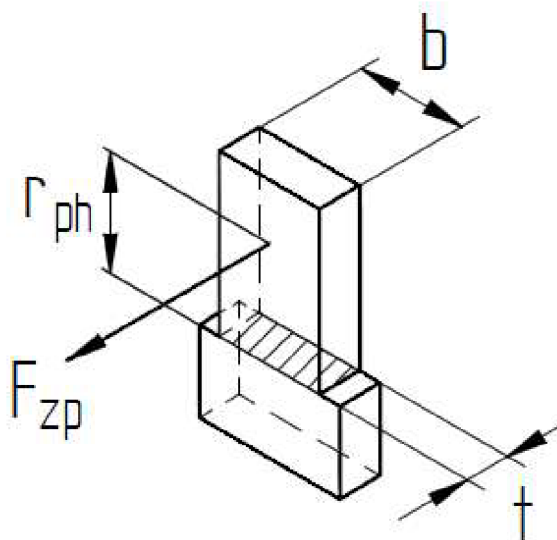
Velikost vnitřní spojky je stanovena u té, která je nejvíce zatížena. Vnitřní spojky budou, jak již bylo dříve uvedeno, na všech spojovaných místech stejné.

Zatížení vnitřní spojky vypočítané v předchozí kapitole bylo transformováno v tabulce 7.5 do souřadnicového systému této spojky.

Tab. 7.5: Transformace zatížení do souřadnicového systému spojky		
Smysl	Vztah	Dosazení a výsledné zatížení vnitřní spojky
-x <sub>p</sub> :	$F_{xp} = F_{pxs}$	$F_{xp} = 39,746 \text{ N}$
-y <sub>p</sub> :	$F_{yp} = F_{pzs}$	$F_{yp} = 396,366 \text{ N}$
-z <sub>p</sub> :	$F_{zp} = F_{pys}$	$F_{zp} = 647,750 \text{ N}$

#### Volba velikosti průřezu dle velikosti zatížení přenášeného vnitřní spojkou

Působíště síly bylo umístěno mezi otvory pro šrouby. Kritický průřez vhodný pro návrh rozměrů byl zvolen v místě skokové změny průřezu. Vše pro výpočet rozměrů průřezu je znázorněno v obrázku 7.5. Návrh průřezu byl zvolen na základě zatížení.



**Obr. 7.6: Vnitřní spojka sloupů rámu chladiče - pohled z čela**

Velikost průřezu byla navržena na základě ohybového namáhání následujícími vztahy. Poloha působíště síly byla zvolena ve středu rozteče otvorů, které připojují sloup k vnitřní spojkě. Materiál všech spojek a byl zvolen Alfun – EN AW 2024.



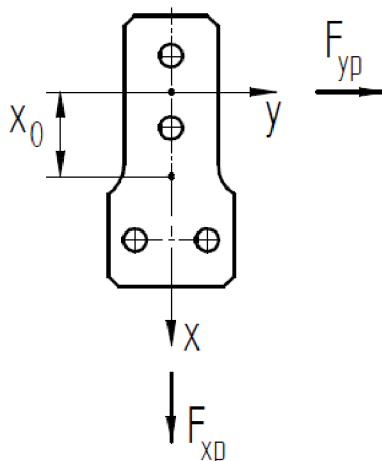
Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
$F_{zp} ; r_{ph}$	<p><b><u>Ohybový moment:</u></b></p> $M_{oex} = F_{zp} \cdot r_{ph}$ <p><b><u>Průřezový modul v ohybu pro obdélníkový průřez:</u></b></p> $W_o = \frac{1}{6} \cdot b \cdot t^3$ <p><b><u>Základní rovnice pro výpočet velikosti průřezu:</u></b></p> $\sigma = \frac{M_{oex}}{W_o} \leq \sigma_{dov} \Rightarrow W_o \geq \frac{M_{oex}}{\sigma_{dov}} \Rightarrow$ $\Rightarrow \frac{1}{6} \cdot b \cdot t^3 \geq \frac{M_{oex}}{\sigma_{dov}}$ <p>Matematickou úpravou se získá vztah pro určení velikosti tloušťky <math>t</math> pro zadanou šířku <math>b</math>, navíc byl zaveden bezpečnostní koeficient <math>k_{b1}</math>:</p>	$M_{oex}$
$\sigma_{dov}$ $M_{oex}$ $b$ $k_{b1}$	$t_{min} \geq \sqrt[3]{k_{b1} \cdot \frac{6 \cdot M_{oex}}{b \cdot \sigma_{dov}}}$	$t_{min}$ zaokrouhleno na nejbližší vyšší celé číslo $t$

Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 17 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 7.6.

Tab. 7.6: Dimenzování průřezu vnitřní spojky sloupu rámu chladiče		
Zadané parametry		
$F_{zp}$	647,750	N
$r_{ph}$	28	mm
$\sigma_{dov}$	50	MPa
$b$	26	mm
$k_{b1}$	1,5	-
Vypočítané parametry		
$M_{oex}$	18 137	Nmm
$t$	6	mm

## Volba počtu a velikosti šroubů

Byly zvoleny čtyři šrouby M6 a materiál (8.8).



Obr. 7.7: Náskres pro výpočet šroubových spojů

## Kontrola šroubových spojů

### a) Zatížení od síly $F_{yP}$

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
<p>Střední průměr závitu i-tého šroubu <math>d_{2i}</math></p> <p>Průměr jádra i-tého šroubu <math>d_{3i}</math></p>	<p><b><u>Výpočtový průřez šroubu</u></b></p> $A_i = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_{2i} + d_{3i}}{2} \right)^2$	$A_i$
<p>Počet šroubů <math>n</math></p> <p>Modul pružnosti ve smyku i-tého šroubu <math>G_i</math></p> <p>Výpočtový průřez šroubu <math>A_i</math></p> <p>Vzdálenost i-tého šroubu od působíště síly</p>	<p><b><u>Poloha těžiště obrazce rozmístěných šroubů od počátku souřadnicového systému:</u></b></p> $x_0 = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i}$ $y_0 = 0$	$x_0, y_0$
<p><math>F_{yP}, n,</math> <math>G_i, A_i</math></p>	<p><b><u>Zatížení šroubů od translace:</u></b></p> $F_{TSi} = F_{yP} \cdot \frac{G_i \cdot A_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i}$	$F_{TSi}$
<p><math>F_{yP}, n, r_i</math> <math>G_i, A_i</math></p>	<p><b><u>Zatížení šroubů od rotace:</u></b></p> $F_{RSi} = F_{yP} \cdot x_0 \cdot \frac{G_i \cdot A_i \cdot r_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i \cdot r_i^2}$	$F_{RSi}$

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
$F_{RSi}, F_{TSi}$	<p><b><u>Výsledná síla působící na jednotlivý šroub v obrázcí:</u></b></p> $F_{VyPSi} = F_{RSi} + F_{TSi}$ <p><b>Pozn.:</b> Nebyl použit žádný navyšující koeficient bezpečnosti. Zvýšení bezpečnosti bylo dosaženo tím, že se nezohlednily směry sil vypočítaných v části rotace a byl proveden prostý součet velikosti translačních sil a rotačních sil.</p>	$F_{VySi}$

Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 18 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 7.7.

Tab. 7.7: Zatížení šroubů vnitřní spojky sloupu od síly $F_{yP}$		
Zadané parametry		
$F_{yP}$	396,366	N
$n$	4	-
$d_{2i}$ (jako vektor)	5,350; 5,350; 5,350; 5,350	mm
$d_{3i}$ (jako vektor)	4,773; 4,773; 4,773; 4,773	mm
$d_{1i}$ (jako vektor)	6; 6; 6; 6	mm
$G_i$ (jako vektor)	80000; 80000; 80000; 80000	mm
$x_i$ (jako vektor)	-10; 10; 41; 41	mm
$y_i$ (jako vektor)	0; 0; -10; 10	mm
Vypočítané parametry		
$A_i$ (jako vektor)	20,121; 20,121; 20,121; 20,121	mm <sup>2</sup>
$y_0$	0	mm
$x_0$	20,5	mm
$r_i$ (jako vektor)	30,5; 10,5; 22,809; 22,809	mm
$F_{TSi}$ (jako vektor)	99,8415; 99,8415; 99,8415; 99,8415;	N
$F_{RSi}$ (jako vektor)	119,992; 41,309; 89,734; 89,734	N
$F_{VyPSi}$ (jako vektor)	219,834; 141,150; 189,576; 189,576	N

**b) Zatížení od síly  $F_{xP}$**

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
<p>Střední průměr závitu i-tého šroubu <math>d_{2i}</math>; Průměr jádra i-tého šroubu <math>d_{3i}</math></p> <p>Počet šroubů <math>n</math> Modul pružnosti ve smyku i-tého šroubu <math>G_i</math> Výpočtový průřez šroubu <math>A_i</math> Vzdálenost i-tého šroubu od působíště síly</p>	<p><b><u>Výpočtový průřez šroubu:</u></b></p> $A_i = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_{2i} + d_{3i}}{2} \right)^2$ <p><b><u>Poloha těžiště obrazce rozmístěných šroubů od počátku souřadnicového systému:</u></b></p> $x_0 = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i}$ $y_0 = 0$	<p><math>A_i</math></p> <p><math>x_0, y_0</math></p>
<p><math>F_{xP}, n, G_i, A_i</math></p>	<p><b><u>Zatížení šroubů od translace:</u></b></p> $F_{TSi} = F_{xP} \cdot \frac{G_i \cdot A_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i}$	<p><math>F_{TSi}</math></p>
<p><math>F_{xP}, n, r_i, G_i, A_i</math></p>	<p><b><u>Zatížení šroubů od rotace:</u></b></p> $F_{RSi} = 0$	<p><math>F_{RSi}</math></p>
<p><math>F_{RSi}, F_{TSi}</math></p>	<p><b><u>Výsledná síla působící na jednotlivý šroub v obrazci:</u></b></p> $F_{VxPSi} = F_{RSi} + F_{TSi}$ <p><b>Pozn.:</b> Nebyl použit žádný navyšující koeficient bezpečnosti. Zvýšení bezpečnosti bylo dosaženo tím, že se nezohlednily směry sil vypočítaných v části rotace a byl proveden prostý součet velikosti translačních sil a rotačních sil.</p>	<p><math>F_{VxPSi}</math></p>

Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 19 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 7.8.

Tab. 7.8: Zatížení šroubů vnitřní spojky sloupu od síly $F_{xP}$		
Zadané parametry		
$F_{xP}$	39,746	N
$n$	4	-
$d_{2i}$ (jako vektor)	5,350; 5,350; 5,350; 5,350	mm
$d_{3i}$ (jako vektor)	4,773; 4,773; 4,773; 4,773	mm
$d_{1i}$ (jako vektor)	6; 6; 6; 6	mm
$G_i$ (jako vektor)	80000; 80000; 80000; 80000	mm
$y_i$ (jako vektor)	0; 0; -10; 10	mm
$r_i$ (jako vektor)	0; 0; 0; 0	mm
$x_i$ (jako vektor)	-10; 10; 41; 41	mm
Vypočítané parametry		
$A_i$ (jako vektor)	20,1209; 20,1209; 20,1209; 20,1209	mm <sup>2</sup>
$y_0$	0	mm
$x_0$	20,5	mm
$F_{TSi}$ (jako vektor)	9,937; 9,937; 9,937; 9,937	N
$F_{RSi}$ (jako vektor)	0; 0; 0; 0	N
$F_{VxPSi}$ (jako vektor)	9,937; 9,937; 9,937; 9,937	N

### c) Zatížení od síly $F_{zP}$

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
<p>Střední průměr závitu i-tého šroubu <math>d_{2i}</math>; Průměr jádra i-tého šroubu <math>d_{3i}</math></p> <p>počet šroubů <math>n</math> Modul pružnosti ve smyku materiálu i-tého šroubu <math>G_i</math> Výpočtový průřez šroubu <math>A_i</math> Vzdálenost i-tého šroubu od působíště síly</p>	<p><b><u>Výpočtový průřez šroubu</u></b></p> $A_i = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_{2i} + d_{3i}}{2} \right)^2$ <p><b><u>Poloha těžiště obrazce rozmístěných šroubů od počátku souřadnicového systému:</u></b></p> $x_0 = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i}$ $y_0 = 0$ <p><b>Pozn.:</b> Považována zároveň i za střed otáčení.</p>	<p><math>A_i</math></p> <p><math>x_0, y_0</math></p> <p>CG <math>\equiv</math> O</p>

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
<p>Vzdálenost nejvzdálenějšího tahově namáhaného šroubu od O <math>l_{max}, F_{zP}</math></p> <p><math>M_{os}</math> <math>l_{max}, l_i</math></p>	<p><b>Pozn.:</b> Nejzatíženější šroub je nejvzdálenější od středu otáčení O. Dva šrouby dle obrázku jsou namáhány tahem. Pro ně platí následující vztahy.</p> <p><b><u>Ohybový moment pro výpočet šroubů:</u></b></p> $M_{os} = F_{zP} \cdot l_{max}$ <p><b><u>Zatížení nejvzdálenějšího šroubu:</u></b></p> $F_{Mmax} = \frac{M_{os} \cdot l_{max}}{\sum_{i=1}^n l_i^2}$	<p><math>M_{os}</math></p> <p><math>F_{Mmax}</math></p>

Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 20 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 7.9.

Tab. 7.9: Zatížení šroubů vnitřní spojky sloupu od síly $F_{zP}$		
Zadané parametry		
$F_{zP}$	647,750	N
$d_{2i}$ (jako vektor)	5,350; 5,350; 5,350; 5,350	mm
$d_{3i}$ (jako vektor)	4,773; 4,773; 4,773; 4,773	mm
$d_{1i}$ (jako vektor)	6; 6; 6; 6	mm
$G_i$ (jako vektor)	80000; 80000; 80000; 80000	mm
$y_i$ (jako vektor)	0; 0; -10; 10	mm
$x_i$ (jako vektor)	-10; 10; 41; 41	mm
$l_i$	30,5; 10,5; 20,5; 20,5	mm
Vypočítané parametry		
$A_i$ (jako vektor)	20,1209; 20,1209; 20,1209; 20,1209	mm <sup>2</sup>
Číslo nejnamáhanějšího šroubu	1	-
$l_{max}$	30,5	m
$y_0$	0	mm
$x_0$	20,5	mm
$M_{os}$	19 756	Nmm
$F_{Mmax1}$	1433,8	N

**d) Kontrola nejnamáhavějšího šroubu na kombinované namáhání**

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
	<p><b>Pozn.:</b> Nejnamáhavější šroub s indexem 1 ve schématu</p> <p><b><u>Výsledné smykové zatížení nejnamáhavějšího šroubu:</u></b></p> $F_{VS1} = F_{VyPS1} + F_{VxPS1}$ <p><b><u>Výsledné tahové zatížení nejnamáhavějšího šroubu:</u></b></p> $F_{VT1} = F_{Mmax1}$ <p><b><u>Výpočtový průřez šroubu</u></b></p> $A_1 = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_{21} + d_{31}}{2} \right)$ <p><b><u>Plocha pro otláčení:</u></b></p> $S_1 = d_1 \cdot t$ <p>Pozn.: <math>d_1</math> je jmenovitý průměr šroubu</p> <p><b><u>Tlak ve spoji:</u></b></p> $p_1 = \frac{F_{VS1}}{S_1}$ <p><b><u>Součinitel rezervy pro otláčení:</u></b></p> $\eta_{otl} = \frac{p_{Dov}}{p_1}$ <p><b><u>Normálové napětí nejnamáhavějšího šroubu:</u></b></p> $\sigma_1 = \frac{F_{VT1}}{A_1}$ <p><b><u>Smykové napětí nejnamáhavějšího šroubu:</u></b></p> $\tau_1 = \frac{F_{VS1}}{A_1}$	<p><math>F_{VS1}</math></p> <p><math>F_{VT1}</math></p> <p><math>A_1</math></p> <p><math>S_1</math></p> <p><math>p_1</math></p> <p><math>\eta_{otl}</math></p> <p><math>\sigma_1</math></p> <p><math>\tau_1</math></p>
<p><math>F_{VyPS1}</math> <math>F_{VxPS1}</math></p> <p><math>F_{Mmax1}</math></p> <p>Střední průměr závitu šroubu 1 <math>d_{21}</math>; Průměr jádra šroubu 1 <math>d_{31}</math></p> <p><math>t</math>; <math>d_1</math></p> <p><math>F_{VS1}</math>; <math>S_1</math></p> <p><math>p_1</math> <math>p_{Dov}</math></p> <p><math>F_{VT1}</math>; <math>A_1</math></p> <p><math>F_{VS1}</math>; <math>A_1</math></p>		

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
$\sigma_1 ; \tau_1$	<p><b><u>Výpočet redukovaného napětí:</u></b></p> $\sigma_{Red1} = \sqrt{\sigma_1^2 + 4 \cdot \tau_1^2}$	$\sigma_{Red1}$
$R_m ; \sigma_{Red1}$	<p><b><u>Součinitel rezervy pro napětí:</u></b></p> $\eta_{red1} = \frac{R_m}{\sigma_{Red1}}$	$\eta_{red1}$
$F_{VS1} ; F_{TabS}$	<p><b><u>Součinitel rezervy pro přenos smykové síly dle podmínky:</u></b></p> $\eta_{stS} = \frac{F_{TabS}}{F_{VS1}}$	$\eta_{stS}$
$F_{VT1} ; F_{TabT}$	<p><b><u>Součinitel rezervy pro přenos tahové síly dle podmínky:</u></b></p> $\eta_{stT} = \frac{F_{TabT}}{F_{VT1}}$ <p><b>Pozn.:</b> Tabulkové síly přenášené jedním šroubem označeny jako <math>F_{TabT}</math>. Jediná nalezená hodnota byla pro pevnost šroubu 600 MPa. Šrouby použité pro konstrukci mají pevnost v tahu 800 MPa.</p>	$\eta_{stT}$

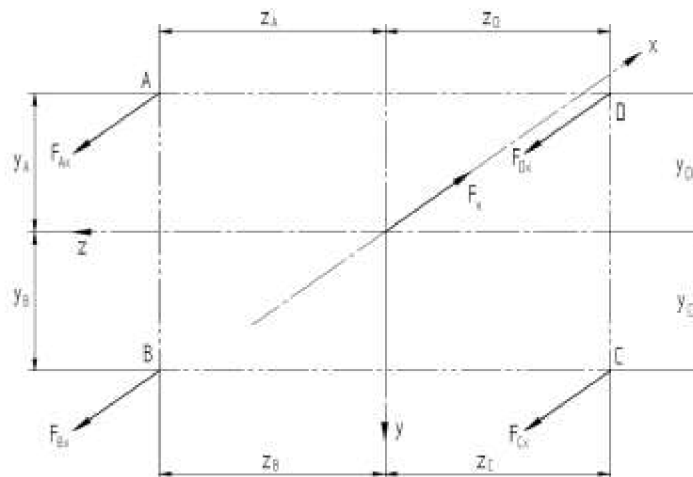
Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 21 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 7.10.



Tab. 7.10: Kontrola nejnamáhavějšího šroubu		
Zadané parametry		
$F_{VyPS1}$	219,834	N
$F_{VxPS1}$	9,937	N
$F_{Mmax1}$	1433,8	N
$F_{TabT}$	10 000	N
$F_{TabS}$	12 200	N
$\rho_{DOVotl}$	35	MPa
$R_m$	800	MPa
$t$	4	mm
$d_2$	5,350	mm
$d_3$	4,773	mm
$d_1$	6	mm
Vypočítané parametry		
Nejnamáhanější šroub	1	-
$F_{VS1}$	229,771	N
$F_{VT1}$	1 433,8	N
$A_1$	20,121	mm <sup>2</sup>
$S_1$	24	mm <sup>2</sup>
$p_1$	9,574	MPa
$\sigma_1$	71,259	MPa
$\tau_1$	11,420	MPa
$\sigma_{Red1}$	74,830	MPa
$\eta_{red1}$	10,691	-
$\eta_{otl1}$	3,656	-
$\eta_{stS}$	53,096	-
$\eta_{stT}$	6,975	-

### 7.3.4 Zatížení přenášené základním rámem

Skutečné zatížení rámu pochází od spojení tenzometrických tyčí. Pro výpočet zatížení v uložení základního rámu byla uvažována pouze síla od proudu vzduchu působící na chladič. Dále byl zaveden ještě jeden předpoklad. Zatížení od tíhové síly je přeneseno přímo rámem na základní konstrukci tím, že je základní rám položen v horních uloženíh na rám základní sekce. Znázornění je na obrázku 7.8.



Obr. 7.8: Uvažované zatížení základního rámu

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
	<p><b><u>Zavedené vnější síly – známé parametry:</u></b></p> $F_X$ <p><b><u>Zavedené reakční síly – neznámé parametry:</u></b></p> $F_{Ax}, F_{Bx}, F_{Cx}, F_{Dx}$ <p><b><u>Podmínka rovnosti vzdáleností:</u></b></p> $y_A = y_D = y_{AD}$ $z_A = z_D = z_{AD}$ $y_B = y_C = y_{BC}$ $z_B = z_C = z_{BC}$ <p><b><u>Zvolené parametry konstrukce:</u></b></p> $y_{AD} = 335\text{mm}$ $z_{AD} = 390\text{mm}$ $y_{BC} = 410\text{mm}$ $z_{BC} = 300\text{mm}$ <p><b><u>Celkový počet použitelných podmínek statické rovnováhy s ohledem na podmínky:</u></b></p> $v = v_F + v_M = 1 + 2 = 3$ <p><b><u>Celkový počet neznámých nezávislých parametrů:</u></b></p> $\mu = \mu_F + \mu_M + \mu_r = 4 + 0 + 0 = 4$ <p><b><u>Výpočet nutné podmínky statické určitosti úlohy:</u></b></p> $(v = \mu) \wedge ((\mu_M + \mu_r) < v_M) \Rightarrow$ $(3 = 4) \wedge ((0 + 0) < 3)$ <p><b>Podmínka není splněna</b>  <b>Úloha je 1 x staticky neurčitá</b></p>	<p><math>v = 3</math></p> <p><math>\mu = 4</math></p> <p>Podmínka není splněna (statická neurčitost)</p>
$v_F = 1$ $v_M = 2$  $\mu_F = 4$ $\mu_M = 0$ $\mu_r = 0$  $v = 3$ $v_M = 2$ $\mu = 4$ $\mu_M = 0$ $\mu_r = 0$		

Rozbor statické určitosti provedený níže ukázal, že jde i při zavedení výše uvedených předpokladů opět o staticky neurčitou úlohu, a proto bylo nutné provést další zjednodušení, které bylo provedeno již v kapitole 9.2.1.

Zjednodušený model je uveden na obrázku 7.9. Zjednodušení je popsáno následujícími rovnicemi.

$$F_{ADx} = F_{Ax} + F_{Dx}$$

$$F_{ADx} \cdot z_{AD} - F_{Dx} \cdot (2 \cdot z_{AD}) = 0$$

Matematickou úpravou druhé rovnice se získá následující tvar.

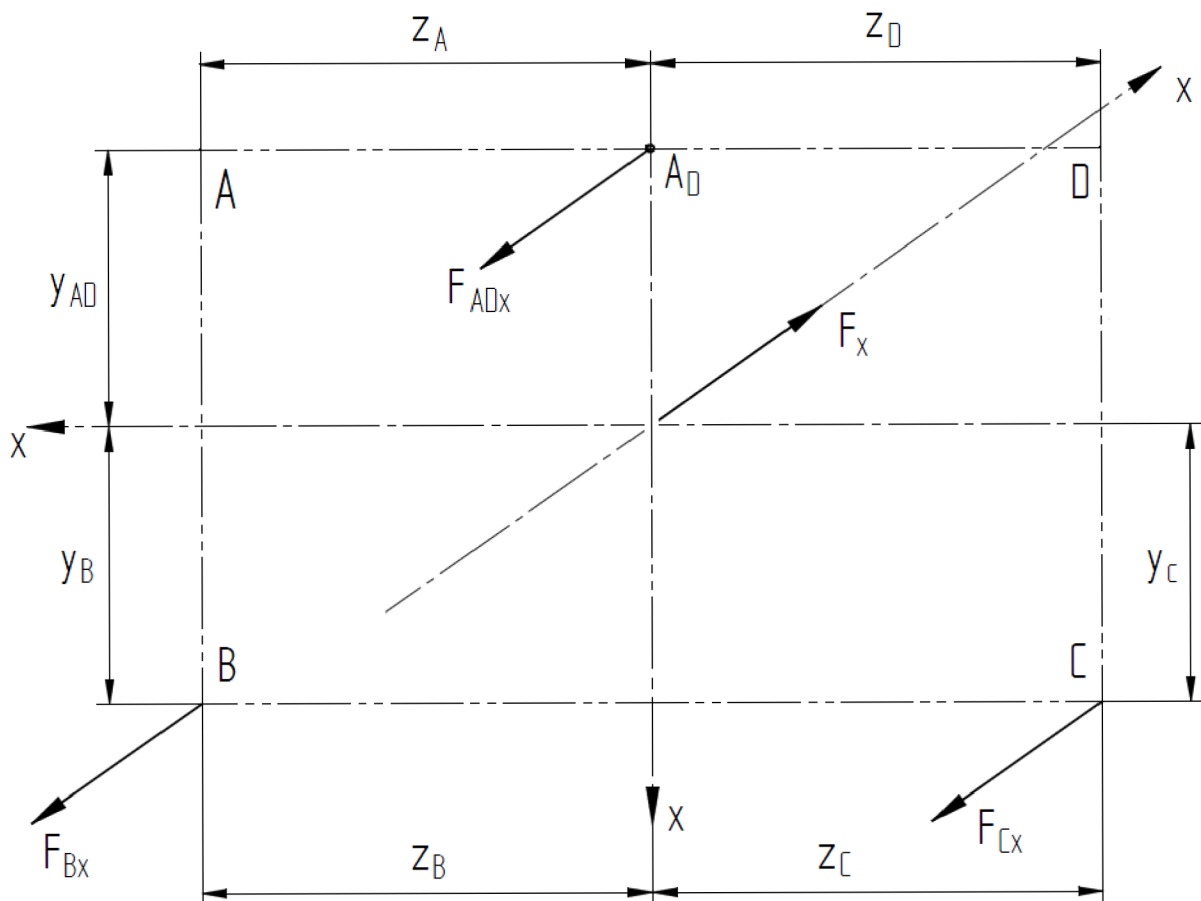
$$F_{Dx} = \frac{F_{ADx}}{2}$$

Vztah pro  $F_{Ax}$

$$F_{ADx} = F_{Ax} + \frac{F_{ADx}}{2}$$

Matematickou úpravou se získá vztah:

$$F_{Ax} = \frac{F_{ADx}}{2}$$



**Obr. 7.9: Zatížení základního rámu zjednodušení**





Vztahy v rámečcích byly použity ve skriptu pro program Matlab. Skript je uveden v příloze 22. Hodnoty zadaných parametrů a vypočítané síly jsou uvedeny v tabulce 7.11.

Tab. 7.11: Zadané a vypočítané parametry v bodech uložení vnějšího základního rámu		
Zadané parametry		
$F_X$	5182	N
$y_A$	335	mm
$y_D$	335	mm
$y_{AD}$	335	mm
$y_B$	410	mm
$y_C$	410	mm
$y_{BC}$	410	mm
$z_A$	390	mm
$z_D$	390	mm
$z_{AD}$	390	mm
$z_B$	300	mm
$z_C$	300	mm
$z_{BC}$	300	mm
Vypočítané parametry		
$F_{ADx}$	2 851,8	N
$F_{Ax}$	1 425,9	N
$F_{Bx}$	1 165,1	N
$F_{Cx}$	1 165,1	N
$F_{Dx}$	1 425,9	N

### 7.3.5 Zatížení vyráběných spojek na základním rámu

#### Působící zatížení

Tab. 7.12: Zatížení dvou horních spojek rámu na jedné straně		
$F_{Ax}$	1 425,9	N

Tab. 7.13: Zatížení dvou dolních spojek na jedné straně		
$F_{Cx}$	1165,1	N

Jsou použity dvě stejné spojky na jedné straně, proto bylo zatížení  $F_{Ax}$  rozděleno na poloviny. Zatížení  $F_{Ax1/2}$  pak působí přímo na jednu horní spojku rámu na jedné straně. Podobný případ je i u dolních spojek.

Tab. 7.14: Zatížení jedné horní spojky		
$F_{Ax1/2} = \frac{F_{Ax}}{2}$	712,95	N

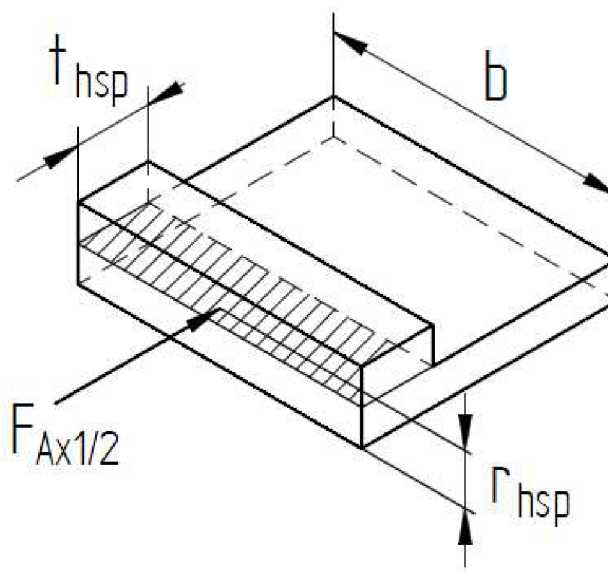
Tab. 7.15: Zatížení jedné dolní spojky			
$F_{Cx1/2} = \frac{F_{Cx}}{2}$		582,55	N
Převedení do souřadnicového systému dolní spojky			
Smysl	Vztah	Dosazení	Výsledné zatížení
-y <sub>dsp</sub>	$F_{ydsp} = F_{Cx1/2}$	$F_{ydsp} = 582,55$	$F_{ydsp} = 582,55$ N

### 7.3.6 Konstrukční návrh vyráběných spojek na základním rámu

#### Konstrukční návrh horních spojek

#### Návrh kritického průřezu horní spojky

Kritický průřez horní redukční části byl navržen na základě ohybového namáhání.



Obr. 7.10: Kritický průřez horní spojky

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
$F_{Ax1/2}; r_{hsp}$	<p><b><u>Ohybový moment:</u></b></p> $M_{oexhsp} = \frac{F_{Ax1/2}}{2} \cdot r_{hsp}$ <p><b><u>Průřezový modul v ohybu v obdélníkovém průřezu:</u></b></p> $W_o = \frac{1}{6} \cdot b \cdot t_{hsp}^3$ <p><b><u>Základní rovnice pro výpočet velikosti průřezu:</u></b></p> $\sigma = \frac{M_{oexhsp}}{W_o} \leq \sigma_{dovhsp} \Rightarrow W_o \geq \frac{M_{oexhsp}}{\sigma_{dovhsp}} \Rightarrow$ $\Rightarrow \frac{1}{6} \cdot b_{hsp} \cdot t_{hsp}^3 \geq \frac{M_{oexhsp}}{\sigma_{dovhsp}}$ <p>Matematickou úpravou se získá vztah pro určení velikosti tloušťky <math>t</math> pro zadanou šířku <math>b</math>, navíc byl zaveden bezpečnostní koeficient <math>k_{b1hsp}</math>:</p> $t_{hp\ min} \geq \sqrt[3]{k_{b1hsp} \cdot \frac{6 \cdot M_{oexhsp}}{b_{hsp} \cdot \sigma_{dovhsp}}$	$M_{oexhsp}$
$\sigma_{dovhsp}$ $M_{oexhsp}$ $b_{hsp}$ $k_{b1hsp}$	$t_{hp\ min}$	$t_{hsp\ min}$ zaokrouhleno na nejbližší vyšší celé číslo $t_{hsp}$

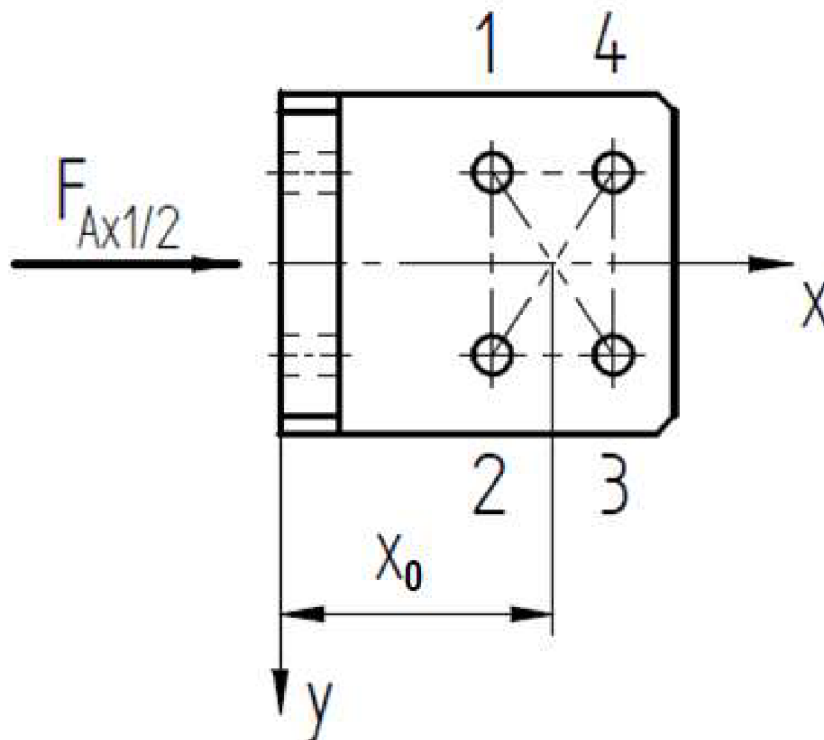
Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 23 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 7.16.

Zadané parametry		
$F_{Ax1/2}$	712,95	N
$r_{hsp}$	6	mm
$\sigma_{dovhsp}$	50	MPa
$b_{hsp}$	55	mm
$k_{b1hsp}$	1,5	-
Vypočítané parametry		
$M_{oexhsp}$	4 277,7	Nmm
$t_{hsp}$	3	mm



### Volba počtu a velikosti šroubů

Bylo zvoleno 6 šroubů M6 a materiál (8.8).



Obr. 7.11: Nákres pro výpočet šroubových spojů horní spojky s rámem měřicí sekce

### Kontrola šroubových spojů mezi horní spojkou rámu a základním (vnějším) rámem měřicího zařízení

Dle tabulkových hodnot jeden šroub o pevnosti 600 MPa přenesení zatížení v tahu 10 000 N. Maximální působící zatížení je 712,95 N. Spoj tvoří dva šrouby s pevností v tahu 800 MPa. Z tohoto pohledu byl výpočet a kontrola šroubových spojů pro sevření horních upínacích částí chladiče zanedbán.

### Kontrola šroubových spojů mezi horní spojkou rámu a základním rámem měřicí sekce

a) Zatížení od síly  $F_{Ax1/2}$

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
<p>Střední průměr závitu i-tého šroubu <math>d_{2i}</math> Průměr jádra i-tého šroubu <math>d_{3i}</math></p>	<p><b><u>Výpočtový průřez šroubu:</u></b></p> $A_i = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_{2i} + d_{3i}}{2} \right)^2$	$A_i$
<p>Počet šroubů <math>n</math> Modul pružnosti ve smyku i-tého šroubu <math>G_i</math> Výpočtový průřez šroubu <math>A_i</math> Vzdálenost i-tého šroubu od působíště síly</p>	<p><b><u>Poloha těžiště obrazce rozmístěných šroubů od počátku souřadnicového systému:</u></b></p> $x_0 = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i}$ $y_0 = 0$	$x_0, y_0$
<p><math>F_{Ax1/2}, n,</math> <math>G_i, A_i</math></p>	<p><b><u>Zatížení šroubů od translace:</u></b></p> $F_{TSi} = F_{Ax1/2} \cdot \frac{G_i \cdot A_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i}$	$F_{TSi}$
<p><math>F_{xP}, n, r_i</math> <math>G_i, A_i</math></p>	<p><b><u>Zatížení šroubů od rotace:</u></b></p> $F_{RSi} = 0$	$F_{RSi}$
<p><math>F_{RSi}, F_{TSi}</math></p>	<p><b><u>Výsledná síla působící na jednotlivý šroub v obrazci:</u></b></p> $F_{VxPSi} = F_{RSi} + F_{TSi}$ <p><b>Pozn.:</b> Nebyl použit žádný navyšující koeficient bezpečnosti. Zvýšení bezpečnosti bylo dosaženo tím, že se nezohlednily směry sil vypočítaných v části rotace a byl proveden prostý součet velikosti translačních sil a rotačních sil.</p>	$F_{VxPSi}$

Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 24 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 7.17.

Tab. 7.17: Zatížení šroubů horní spojky rámu na smyk od síly $F_{Ax1/2}$		
Zadané parametry		
$F_{Ax1/2}$	712,95	N
$n$	4	-
$d_{2i}$ (jako vektor)	5,350; 5,350; 5,350; 5,350	mm
$d_{3i}$ (jako vektor)	4,773; 4,773; 4,773; 4,773	mm
$G_i$ (jako vektor)	80000; 80000; 80000; 80000	mm
$y_i$ (jako vektor)	-15; 15; 15; -15	mm
$x_i$ (jako vektor)	35; 35; 55; 55	mm
Vypočítané parametry		
$A_i$ (jako vektor)	20,121; 20,121; 20,121; 20,121	mm <sup>2</sup>
$y_0$	0	mm
$x_0$	45	mm
$F_{TSi}$ (jako vektor)	178,238; 178,238; 178,238; 178,238;	N
$F_{RSi}$ (jako vektor)	0; 0; 0; 0;	N
$F_{VxPSi}$ (jako vektor)	178,238; 178,238; 178,238; 178,238;	N

## b) Zatížení šroubů od ohybu

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
$F_{Ax1/2}$  Střední průměr závitu i-tého šroubu $d_{2i}$ ; Průměr jádra i-tého šroubu $d_{3i}$  počet šroubů $n$ Modul pružnosti ve smyku materiálu i-tého šroubu $G_i$ Výpočtový průřez šroubu $A_i$ Vzdálenost i-tého šroubu od působíště síly	<p><b><u>Zatížení od ohybu:</u></b></p> $F_{z0} = F_{Ax1/2}$ <p><b><u>Výpočtový průřez šroubu:</u></b></p> $A_i = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_{2i} + d_{3i}}{2} \right)^2$ <p><b><u>Poloha těžiště obrazce rozmístěných šroubů od počátku souřadnicového systému:</u></b></p> $x_0 = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i}$ $y_0 = 0$ <p><b>Pozn.:</b> Považována zároveň i za střed otáčení..</p>	$F_{z0}$  $A_i$  $x_0, y_0$  $CG \equiv O$

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
<p>Vzdálenost nejvzdálenějšího tahově namáhaného šroubu od O</p> <p><math>l_{mos}, F_{z0}</math></p> <p><math>M_{os}</math></p> <p><math>l_{max}, l_i</math></p>	<p><b>Pozn.:</b> Nejzatíženější šroub je nejvzdálenější od středu otáčení O. Dva šrouby jsou namáhány tahem. Pro ně platí následující vztahy.</p> <p><b><u>Ohybový moment pro výpočet šroubů:</u></b></p> $M_{os} = F_{z0} \cdot l_{mos}$ <p><b><u>Zatížení nejvzdálenějšího šroubu:</u></b></p> $F_{Mmax1} = \frac{M_{os} \cdot l_{max}}{2 \cdot \sum_{i=1}^n l_i^2}$ <p><b>Pozn.:</b> Ve skutečnosti jsou v místě největšího namáhání dva šrouby vedle sebe. Bylo zvažováno, zda použít výpočet pro dvouřadé šroubové spoje. Nakonec bylo rozhodnuto dvojřad zanedbat pro zvýšení bezpečnosti reálné konstrukce.</p>	<p><math>M_{os}</math></p> <p><math>F_{Mmax1}</math></p>

Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 25 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 7.18.

Tab. 7.18: Zatížení šroubů horní spojky rámu od síly $F_{Ax1/2}$		
Zadané parametry		
$F_{Ax1/2}$	712,95	N
$l_{mos}$	15	mm
$d_{2i}$ (jako vektor)	5,350; 5,350; 5,350; 5,350	mm
$d_{3i}$ (jako vektor)	4,773; 4,773; 4,773; 4,773	mm
$G_i$ (jako vektor)	80000; 80000; 80000; 80000	mm
$y_i$ (jako vektor)	-15; 15; 15; -15	mm
$x_i$ (jako vektor)	35; 35; 55; 55	mm
$l_i$	-10; -10; 10; 10	mm
Vypočítané parametry		
$F_{z0}$	712,950	N
$A_i$ (jako vektor)	20,1209; 20,1209; 20,1209	mm <sup>2</sup>
$l_{max}$	10	m
Číslo nejnamáhavějšího šroubu	4	-
$y_0$	0	mm
$x_0$	45	mm
$M_{os}$	10 694	Nmm
$F_{Mmax4}$	1069,4	N

c) Kontrola nejnamáhanějšího šroubu na kombinované namáhání

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
	<p><b>Pozn.:</b> Nejnamáhanější šroub s indexem 4 ve schématu</p> <p><b><u>Výsledné smykové zatížení nejnamáhanějšího šroubu:</u></b></p>	
$F_{VxPS4}$	$F_{VS4} = F_{VxPS4}$	$F_{VS4}$
	<p><b><u>Výsledné tahové zatížení nejnamáhanějšího šroubu:</u></b></p>	
$F_{Mmax4}$	$F_{VT4} = F_{Mmax4}$	$F_{VT4}$
	<p><b><u>Výpočtový průřez šroubu:</u></b></p>	
Střední průměr závitu šroubu 1 $d_{21}$ ; Průměr jádra šroubu 1 $d_{31}$	$A_4 = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_{21} + d_{31}}{2} \right)^2$	$A_4$
	<p><b><u>Plocha pro otláčení:</u></b></p>	
$t_{hsp}$ ; $d_1$	$S_4 = d_1 \cdot t_{hsp}$	$S_4$
	<p><b>Pozn.:</b> <math>d_1</math> je jmenovitý průměr šroubu</p> <p><b><u>Tlak ve spoji:</u></b></p>	
$F_{VS4}$ ; $S_4$	$p_4 = \frac{F_{VS4}}{S_4}$	$p_4$
	<p><b><u>Součinitel rezervy pro otláčení:</u></b></p>	
$p_4$ $p_{Dov}$	$\eta_{otl4} = \frac{p_{Dov}}{p_4}$	$\eta_{otl4}$
	<p><b><u>Normálové napětí nejnamáhanějšího šroubu:</u></b></p>	
$F_{VT4}$ ; $A_4$	$\sigma_4 = \frac{F_{VT4}}{A_4}$	$\sigma_4$

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
$F_{VS4}; A_4$	<p><b><u>Smykové napětí nejnamáhavějšího šroubu:</u></b></p> $\tau_4 = \frac{F_{VS4}}{A_4}$	$\tau_4$
$\sigma_4; \tau_4$	<p><b><u>Výpočet redukovaného napětí:</u></b></p> $\sigma_{Red4} = \sqrt{\sigma_4^2 + 4 \cdot \tau_4^2}$	$\sigma_{Red4}$
$R_m; \sigma_{Red4}$	<p><b><u>Součinitel rezervy pro napětí:</u></b></p> $\eta_{red4} = \frac{R_m}{\sigma_{Red4}}$	$\eta_{red4}$
$F_{VS4}; F_{TabS}$	<p><b><u>Součinitel rezervy pro přenos smykové síly dle podmínky:</u></b></p> $\eta_{stS4} = \frac{F_{TabS}}{F_{VS4}}$	$\eta_{stS4}$
$F_{VT4}; F_{TabT}$	<p><b><u>Součinitel rezervy pro přenos tahové síly dle podmínky:</u></b></p> $\eta_{stT4} = \frac{F_{TabT}}{F_{VT4}}$	$\eta_{stT4}$
	<p><b>Pozn.:</b> Tabulkové síly přenášené jedním šroubem označeny jako <math>F_{TabT}</math>. Jediná nalezená hodnota byla pro pevnost šroubu 600 MPa. Šrouby použité pro konstrukci mají pevnost v tahu 800 MPa.</p>	

Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 26 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 7.19.

Tab. 7.19: Kontrola nejnamáhanějšího šroubu horní spojky rámu		
Zadané parametry		
$F_{VxPS4}$	178,238	N
$F_{Mmax4}$	1069,4	N
$F_{TabT}$	10 000	N
$F_{TabS}$	12 200	N
$\rho_{DOVotl}$	35	MPa
$R_m$	800	MPa
$t_{hsp}$	3	mm
$d_2$	5,350	mm
$d_3$	4,773	mm
$d_1$	6	mm
Vypočítané parametry		
Číslo nejnamáhanějšího šroubu	4	-
$F_{VS4}$	178,238	N
$F_{VT4}$	1069,4	N
$A_4$	20,121	mm <sup>2</sup>
$S_4$	18	mm <sup>2</sup>
$p_4$	9,902	MPa
$\sigma_4$	53,149	MPa
$\tau_4$	8,858	MPa
$\sigma_{Red4}$	56,024	MPa
$\eta_{red4}$	14,280	-
$\eta_{otl4}$	3,535	-
$\eta_{stS4}$	68,448	-
$\eta_{stT4}$	9,351	-

#### d) Kontrola přenosu zatížení pomocí smykových sil na horní spojce rámu

Horní spojka bude přenášet zatížení ze základního rámu měřicího zařízení na základní rám měřicí sekce pouze pomocí třecích sil. Tomuto spoji bylo nutné věnovat zvláštní pozornost a dostatečně jej předimenzovat.

Šroub M6 z materiálu 8.8 přenesse dle Strojnických tabulek osovou sílu 6300 N. V Souboru podkladů pro pevnostní výpočty leteckých konstrukcí je v tabulce 4.2 pro pevnost šroubu  $R_m$  600 MPa dovolená osová síla v tahu 10 000 N. Pro výpočet třecí síly byla uvažována hodnota 6300 N.

Součinitel tření kombinace hliník – ocel za klidu nebyl nalezen. Za pohybu má součinitel tření kombinace hliník – ocel hodnotu 0,65. Pro zajištění vyšší bezpečnosti byla uvažována hodnota součinitele tření 0,15 (kombinace ocel – ocel za klidu).

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
osová síla ve šroubu $F_{osS}$ součinitel tření za klidu $f_0$  $F_{TS}$ $n$  $F_{CTS}$  $F_{Ax1/2}$	<b>Výpočet třecí síly vytvořené jedním šroubem:</b> $F_{TS} = F_{osS} \cdot f_0$  <b>Výpočet celkové třecí síly ve spoji:</b> $F_{CTS} = F_{TS} \cdot n$  <b>Výpočet součinitele bezpečnosti:</b> $\eta_{FT} = \frac{F_{CTS}}{F_{Ax1/2}}$	$F_{TS}$   $F_{CTS}$   $\eta_{FT}$

Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 27 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 7.20.

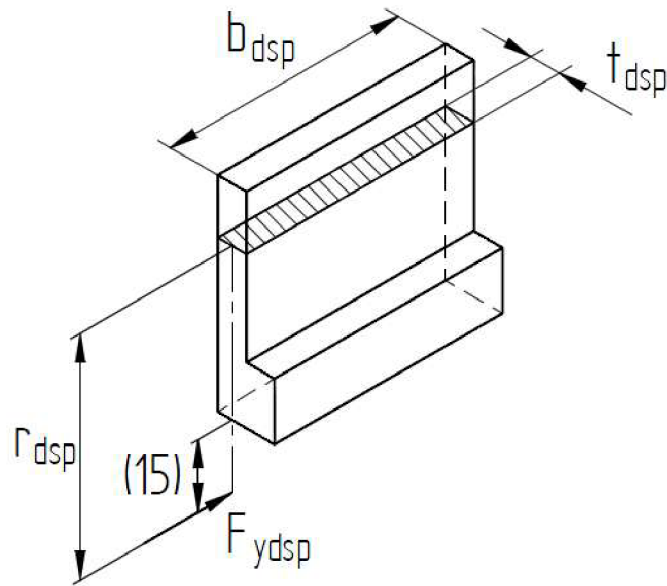
Zadané parametry		
$F_{Ax1/2}$	712,95	N
$F_{osS}$	6300	N
$f_0$	0,15	-
$n$	4	-
Vypočítané parametry		
$F_{TS}$	945	N
$F_{CTS}$	3780	N
$\eta_{FT}$	5,302	-

## Konstrukční návrh dolních spojek

### Návrh kritického průřezu dolní spojky

Kritický průřez dolní redukční části byl navržen na základě ohybového namáhání.





Obr. 7.12: Kritický průřez dolní spojky

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
$F_{ydsp}; r_{dsp}$	<p><b><u>Ohybový moment:</u></b></p> $M_{oexdsp} = \frac{F_{ydsp}}{2} \cdot r_{dsp}$ <p><b><u>Průřezový modul v ohybu v obdélníkovém průřezu:</u></b></p> $W_o = \frac{1}{6} \cdot b \cdot t_{dsp}^3$ <p><b><u>Základní rovnice pro výpočet velikosti průřezu:</u></b></p> $\sigma = \frac{M_{oexdsp}}{W_o} \leq \sigma_{dovdsp} \Rightarrow W_o \geq \frac{M_{oexdsp}}{\sigma_{dovdsp}} \Rightarrow$ $\Rightarrow \frac{1}{6} \cdot b_{dsp} \cdot t_{dsp}^3 \geq \frac{M_{oexdsp}}{\sigma_{dovdsp}}$ <p>Matematickou úpravou se získá vztah pro určení velikosti tloušťky <math>t</math> pro zadanou šířku <math>b</math>, navíc byl zaveden bezpečnostní koeficient <math>k_{b1dsp}</math>:</p> $t_{dsp\ min} \geq \sqrt[3]{k_{b1dsp} \cdot \frac{6 \cdot M_{oexdsp}}{b_{dsp} \cdot \sigma_{dovdsp}}$	$M_{oexdsp}$
$\sigma_{dovdsp}$ $M_{oexdsp}$ $b_{dsp}$ $k_{b1dsp}$		$t_{dsp\ min}$ zaokrouhleno na nejbližší vyšší celé číslo $t_{dsp}$

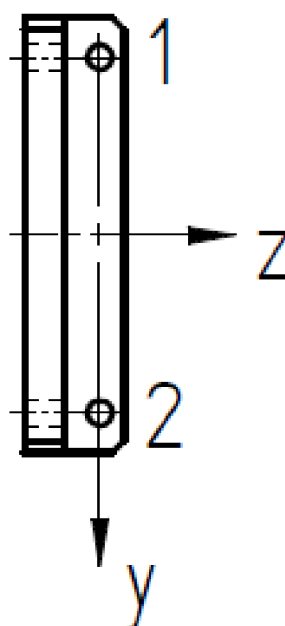
Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 28 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 7.21.

Tab. 7.21: Dimenzování kritického průřezu dolní spojky		
Zadané parametry		
$F_{ydsp}$	582,550	N
$r_{dsp}$	117	mm
$\sigma_{dovdsp}$	50	MPa
$b_{dsp}$	97	mm
$k_{b1dsp}$	1,5	-
Vypočítané parametry		
$M_{oexdsp}$	68 158	Nmm
$t_{dsp}$	6	mm

### Volba počtu a velikosti šroubů

Bylo zvoleno 6 šroubů M6 a materiál (8.8).

### Kontrola šroubových spojů mezi dolní spojkou a vnějším základním rámem měřicího zařízení



Obr. 7.13: Návrh pro výpočet šroubových spojů dolní spojka – vnější rám

a) **Zatížení od síly  $F_{ydsp}$**

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
Střední průměr závitu i-tého šroubu $d_{2i}$ ; Průměr jádra i-tého šroubu $d_{3i}$	<p><b><u>Výpočtový průřez šroubu</u></b></p> $A_i = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_{2i} + d_{3i}}{2} \right)^2$	$A_i$
Počet šroubů $n$ Modul pružnosti ve smyku i-tého šroubu $G_i$ Výpočtový průřez šroubu $A_i$ Vzdálenost i-tého šroubu od působíště síly	<p><b><u>Poloha těžiště obrazce rozmístěných šroubů od počátku souřadnicového systému:</u></b></p> $y_0 = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i \cdot y_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i}$ $z_0 = 0$	$x_0, z_0$
$F_{ydsp}, n, G_i, A_i$	<p><b><u>Zatížení šroubů od translace:</u></b></p> $F_{Tsi} = F_{ydsp} \cdot \frac{G_i \cdot A_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i}$	$F_{Tsi}$
	<p><b><u>Zatížení šroubů od rotace:</u></b></p> $F_{Rsi} = 0$	$F_{Rsi}$
$F_{Rsi}, F_{Tsi}$	<p><b><u>Výsledná síla působící na jednotlivý šroub v obrazci:</u></b></p> $F_{VyPsi} = F_{Rsi} + F_{Tsi}$ <p><b>Pozn.:</b> Nebyl použit žádný navyšující koeficient bezpečnosti. Zvýšení bezpečnosti bylo dosaženo tím, že se nezohlednily směry sil vypočítaných v části rotace a byl proveden prostý součet velikosti translačních sil a rotačních sil.</p>	$F_{VyPsi}$

Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 29 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 7.22.

Tab. 7.22: Zatížení šroubů základní rám měřicího zařízení – dolní spojka na smyk dolní spojky od síly $F_{ydsp}$		
Zadané parametry		
$F_{ydsp}$	582,550	N
$n$	2	-
$d_{2i}$ (jako vektor)	5,350; 5,350	mm
$d_{3i}$ (jako vektor)	4,773; 4,773	mm
$G_i$ (jako vektor)	80000; 80000	mm
$y_i$ (jako vektor)	-45; 45	mm
$z_i$ (jako vektor)	0; 0	mm
Vypočítané parametry		
$A_i$ (jako vektor)	20,121; 20,121	mm <sup>2</sup>
$y_0$	0	mm
$z_0$	0	mm
$F_{TSi}$ (jako vektor)	291,275; 291,275	N
$F_{RSi}$ (jako vektor)	0; 0	N
$F_{VyPSi}$ (jako vektor)	291,275; 291,275	N

### b) Kontrola nejnamáhanějšího šroubu

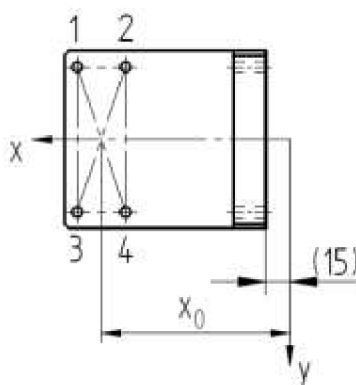
Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
$F_{VyPS1}$	<p><b>Pozn.:</b> Oba šrouby jsou namáhány stejně, kontrola bude provedena pro šroub 1.</p> <p><b><u>Výsledné smykové zatížení nejnamáhanějšího šroubu:</u></b></p> $F_{VS1} = F_{VyPS1}$	$F_{VS1}$
$F_{Mmax1}$	<p><b><u>Výsledné tahové zatížení nejnamáhanějšího šroubu:</u></b></p> $F_{VT4} = 0$	$F_{VT4}$
Střední průměr závitu šroubu 1 $d_{21}$ Průměr jádra šroubu 1 $d_{31}$	<p><b><u>Výpočtový průřez šroubu:</u></b></p> $A_1 = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_{21} + d_{31}}{2} \right)^2$	$A_1$
$t_{cdsp}; d_1$	<p><b><u>Plocha pro otláčení:</u></b></p> $S_1 = d_1 \cdot t_{cdsp}$ <p><b>Pozn.:</b> <math>d_1</math> je jmenovitý průměr šroubu</p>	$S_1$

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
$F_{VS1} ; S_1$	<p><b><u>Tlak ve spoji:</u></b></p> $p_1 = \frac{F_{VS1}}{S_1}$	$p_1$
$p_1$ $p_{Dov}$	<p><b><u>Součinitel rezervy pro otláčení:</u></b></p> $\eta_{otl1} = \frac{p_{Dov}}{p_1}$	$\eta_{otl1}$
$F_{VT1} ; A_1$	<p><b><u>Normálové napětí nejnamáhavějšího šroubu:</u></b></p> $\sigma_1 = \frac{F_{VT1}}{A_1}$	$\sigma_1$
$F_{VS1} ; A_1$	<p><b><u>Smykové napětí nejnamáhavějšího šroubu:</u></b></p> $\tau_1 = \frac{F_{VS1}}{A_1}$	$\tau_1$
$\sigma_1 ; \tau_1$	<p><b><u>Výpočet redukovaného napětí:</u></b></p> $\sigma_{Red1} = \sqrt{\sigma_1^2 + 4 \cdot \tau_1^2}$	$\sigma_{Red1}$
$R_m ; \sigma_{Red1}$	<p><b><u>Součinitel rezervy pro napětí:</u></b></p> $\eta_{red1} = \frac{R_m}{\sigma_{Red1}}$	$\eta_{red1}$
$F_{VS1} ; F_{TabS}$	<p><b><u>Součinitel rezervy pro přenos smykové síly dle podmínky:</u></b></p> $\eta_{stS1} = \frac{F_{TabS}}{F_{VS1}}$	$\eta_{stS1}$
$F_{VT1} ; F_{TabT}$	<p><b><u>Součinitel rezervy pro přenos tahové síly dle podmínky:</u></b></p> $\eta_{stT1} = \frac{F_{TabT}}{F_{VT1}}$	$\eta_{stT1}$
	<p><b>Pozn.:</b> Tabulkové síly přenášené jedním šroubem označeny jako <math>F_{TabT}</math>. Jediná nalezená hodnota byla pro pevnost šroubu 600 MPa. Šrouby použité pro konstrukci mají pevnost v tahu 800 MPa.</p>	

Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 30 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 7.23.

Tab. 7.23: Kontrola nejnamáhanějšího šroubu		
Zadané parametry		
$F_{VyPS1}$	291,275	N
$F_{Mmax1}$	0	N
$F_{TabT}$	10 000	N
$F_{Tabs}$	12 200	N
$p_{DOVotl}$	35	MPa
$R_m$	800	MPa
$t_{cdsp}$	12	mm
$d_2$	5,350	mm
$d_3$	4,773	mm
$d_1$	6	mm
Vypočítané parametry		
Číslo kontrolovaného šroubu	1	-
$F_{VS1}$	291,275	N
$F_{VT1}$	0	N
$A_1$	20,121	mm <sup>2</sup>
$S_1$	120	mm <sup>2</sup>
$p_1$	2,427	MPa
$\sigma_1$	0	MPa
$\tau_1$	14,476	MPa
$\sigma_{Red1}$	28,952	MPa
$\eta_{red1}$	27,632	-
$\eta_{otl1}$	14,419	-
$\eta_{stS1}$	41,885	-
$\eta_{stT1}$	-	-

### Kontrola šroubových spojů mezi dolní spojkou a základním rámem měřicí sekce



Obr. 7.14: Náčrtek pro výpočet šroubových spojů dolní spojka – rám měřicí sekce

a) **Zatížení od síly  $F_{ydsp}$**

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
<p>Střední průměr závitu i-tého šroubu <math>d_{2i}</math>; Průměr jádra i-tého šroubu <math>d_{3i}</math></p>	<p><b><u>Výpočtový průřez šroubu</u></b></p> $A_i = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_{2i} + d_{3i}}{2} \right)^2$	<p><math>A_i</math></p>
<p>Počet šroubů <math>n</math> Modul pružnosti ve smyku i-tého šroubu <math>G_i</math> Výpočtový průřez šroubu <math>A_i</math> Vzdálenost i-tého šroubu od působíště síly</p>	<p><b><u>Poloha těžiště obrazce rozmístěných šroubů od počátku souřadnicového systému:</u></b></p> $x_0 = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i}$ $y_0 = 0$	<p><math>x_0, y_0</math></p>
<p><math>F_{ydsp}, n, G_i, A_i</math></p>	<p><b><u>Zatížení šroubů od translace:</u></b></p> $F_{TSi} = F_{ydsp} \cdot \frac{G_i \cdot A_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i}$	<p><math>F_{TSi}</math></p>
<p><math>F_{ydsp}, n, r_i, G_i, A_i</math></p>	<p><b><u>Zatížení šroubů od rotace:</u></b></p> $F_{RSi} = F_{ydsp} \cdot x_0 \cdot \frac{G_i \cdot A_i \cdot r_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i \cdot r_i^2}$	<p><math>F_{RSi}</math></p>
<p><math>F_{RSi}, F_{TSi}</math></p>	<p><b><u>Výsledná síla působící na jednotlivý šroub v obrazci:</u></b></p> $F_{VxPSi} = F_{RSi} + F_{TSi}$ <p><b>Pozn.:</b> Nebyl použit žádný navyšující koeficient bezpečnosti. Zvýšení bezpečnosti bylo dosaženo tím, že se nezohlednily směry sil vypočítaných v části rotace a byl proveden prostý součet velikosti translačních sil a rotačních sil.</p>	<p><math>F_{VxPSi}</math></p>

Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 31 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 7.24.

Tab. 7.24: Zatížení šroubů na smyk dolní spojky od síly $F_{ydsp}$		
Zadané parametry		
$F_{ydsp}$	582,550	N
$n$	4	-
$d_{2i}$ (jako vektor)	5,350; 5,350; 5,350; 5,350	mm
$d_{3i}$ (jako vektor)	4,773; 4,773; 4,773; 4,773	mm
$G_i$ (jako vektor)	80000; 80000; 80000; 80000	mm
$y_i$ (jako vektor)	-45; -45; 45; 45	mm
$x_i$ (jako vektor)	132; 102; 132; 102	mm
Vypočítané parametry		
$A_i$ (jako vektor)	20,121; 20,121; 20,121; 20,121	mm <sup>2</sup>
$y_0$	0	mm
$x_0$	117	mm
$r_i$ (jako vektor)	45,177; 45,177; 45,177; 45,177	mm
$F_{TSi}$ (jako vektor)	145,638; 145,638; 145,638; 145,638;	N
$F_{RSi}$ (jako vektor)	377,170; 377,170; 377,170; 377,170;	N
$F_{VyPSi}$ (jako vektor)	522,808; 522,808; 522,808; 522,808;	N

### b) Zatížení šroubů od ohybu

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
$F_{ydsp}$	<b><u>Zatížení od ohybu:</u></b> $F_{z0} = F_{ydsp}$	$F_{z0}$
Střední průměr závitu i-tého šroubu $d_{2i}$ ; Průměr jádra i-tého šroubu $d_{3i}$	<b><u>Výpočtový průřez šroubu:</u></b> $A_i = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_{2i} + d_{3i}}{2} \right)^2$	$A_i$
počet šroubů $n$ Modul pružnosti ve smyku materiálu i-tého šroubu $G_i$ Výpočtový průřez šroubu $A_i$ Vzdálenost i-tého šroubu od působíště síly	<b><u>Poloha těžiště obrazce rozmístěných šroubů od počátku souřadnicového systému:</u></b> $x_0 = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i}$ $y_0 = 0$	$x_0, y_0$
	<b>Pozn.:</b> Považována zároveň i za střed otáčení.	



Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
<p>Vzdálenost nejvzdálenějšího tahově namáhaného šroubu od O</p> <p><math>l_{mos}</math>, <math>F_{z0}</math></p> <p><math>M_{os}</math> <math>l_{max}</math>, <math>l_i</math></p>	<p><b>Pozn.:</b> Nejzatíženější šroub je nejvzdálenější od středu otáčení O. Horní dva šrouby dle obrázku 7.6. Jsou namáhány tahem. Pro ně platí následující vztahy.</p> <p><b><u>Ohybový moment pro výpočet šroubů:</u></b></p> $M_{os} = F_{z0} \cdot l_{mos}$ <p><b><u>Zatížení nejvzdálenějšího šroubu:</u></b></p> $F_{Mmax1} = \frac{M_{os} \cdot l_{max}}{2 \cdot \sum_{i=1}^n l_i^2}$ <p><b>Pozn.:</b> Ve skutečnosti jsou v místě největšího namáhání dva šrouby vedle sebe. Bylo zvažováno, zda použít výpočet pro dvouřadé šroubové spoje. Nakonec bylo rozhodnuto dvojřad zanedbat pro zvýšení bezpečnosti reálné konstrukce.</p>	<p><math>M_{os}</math></p> <p><math>F_{Mmax1}</math></p>

Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 32 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 7.25.

Tab. 7.25: Zatížení čtveřice šroubů dolní spojky od síly $F_{ydsp}$		
Zadané parametry		
$F_{ydsp}$	582,550	N
$l_{mos}$	19	mm
$d_{2i}$ (jako vektor)	5,350; 5,350; 5,350; 5,350	mm
$d_{3i}$ (jako vektor)	4,773; 4,773; 4,773; 4,773	mm
$G_i$ (jako vektor)	80000; 80000; 80000; 80000	mm
$y_i$ (jako vektor)	-45; -45; 45; 45	mm
$x_i$ (jako vektor)	132; 102; 132; 102	mm
$l_i$	-45; -45; 45; 45	mm
Vypočítané parametry		
$F_{z0}$	582,550	N
$A_i$ (jako vektor)	20,121; 20,121; 20,121; 20,121	mm <sup>2</sup>
$l_{max}$	45	m
Číslo nejnamáhavějšího šroubu	4	-
$y_0$	0	mm
$x_0$	117	mm
$M_{os}$	11 068	Nmm
$F_{Mmax4}$	245,966	N

c) Kontrola nejnamáhanějšího šroubu na kombinované namáhání

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
	<p><b>Pozn.:</b> Nejnamáhanější šroub s indexem 4 ve schématu.</p> <p><b><u>Výsledné smykové zatížení nejnamáhanějšího šroubu:</u></b></p> $F_{VS4} = F_{VxPS4}$	
$F_{VxPS4}$		$F_{VS4}$
	<p><b><u>Výsledné tahové zatížení nejnamáhanějšího šroubu:</u></b></p> $F_{VT4} = F_{Mmax4}$	
$F_{Mmax4}$		$F_{VT4}$
Střední průměr závitu šroubu 1 $d_{21}$ ; průměr jádra šroubu 1 $d_{31}$	<p><b><u>Výpočtový průřez šroubu:</u></b></p> $A_4 = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_{21} + d_{31}}{2} \right)^2$	$A_4$
	<p><b><u>Plocha pro otláčení:</u></b></p> $S_4 = d_1 \cdot t_{dsp}$	$S_4$
$t_{dsp}$ ; $d_1$		
	<p><b>Pozn.:</b> <math>d_1</math> je jmenovitý průměr šroubu</p> <p><b><u>Tlak ve spoji:</u></b></p> $p_4 = \frac{F_{VS4}}{S_4}$	$p_4$
$F_{VS4}$ ; $S_4$		
	<p><b><u>Součinitel rezervy pro otláčení:</u></b></p> $\eta_{otl4} = \frac{p_{Dov}}{p_4}$	$\eta_{otl4}$
$p_4$ $p_{Dov}$		
	<p><b><u>Normálové napětí nejnamáhanějšího šroubu:</u></b></p> $\sigma_4 = \frac{F_{VT4}}{A_4}$	$\sigma_4$
$F_{VT4}$ ; $A_4$		

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
$F_{VS4} ; A_4$	<p><b><u>Smykové napětí nejnamáhavějšího šroubu:</u></b></p> $\tau_4 = \frac{F_{VS4}}{A_4}$	$\tau_4$
$\sigma_4 ; \tau_4$	<p><b><u>Výpočet redukovaného napětí:</u></b></p> $\sigma_{Red4} = \sqrt{\sigma_4^2 + 4 \cdot \tau_4^2}$	$\sigma_{Red4}$
$R_m ; \sigma_{Red4}$	<p><b><u>Součinitel rezervy pro napětí:</u></b></p> $\eta_{red4} = \frac{R_m}{\sigma_{Red4}}$	$\eta_{red4}$
$F_{VS4} ; F_{TabS}$	<p><b><u>Součinitel rezervy pro přenos smykové síly dle podmínky:</u></b></p> $\eta_{stS4} = \frac{F_{TabS}}{F_{VS4}}$	$\eta_{stS4}$
$F_{VT4} ; F_{TabT}$	<p><b><u>Součinitel rezervy pro přenos tahové síly dle podmínky:</u></b></p> $\eta_{stT4} = \frac{F_{TabT}}{F_{VT4}}$ <p><b>Pozn.:</b> Tabulkové síly přenášené jedním šroubem označeny jako <math>F_{TabT}</math>. Jediná nalezená hodnota byla pro pevnost šroubu 600 MPa. Šrouby použité pro konstrukci mají pevnost v tahu 800 MPa.</p>	$\eta_{stT4}$

Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 33 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 7.26.

Tab. 7.26: Kontrola nejnamáhanějšího šroubu		
Zadané parametry		
$F_{VyPS4}$	522,808	N
$F_{Mmax4}$	245,966	N
$F_{TabT}$	10 000	N
$F_{TabS}$	12 200	N
$p_{DOVotl}$	35	MPa
$R_m$	800	MPa
$t_{dsp}$	6	mm
$d_2$	5,350	mm
$d_3$	4,773	mm
$d_1$	6	mm
Vypočítané parametry		
Číslo nejnamáhanějšího šroubu	4	-
$F_{VS4}$	522,808	N
$F_{VT4}$	245,966	N
$A_4$	20,121	mm <sup>2</sup>
$S_4$	36	mm <sup>2</sup>
$p_4$	14,522	MPa
$\sigma_4$	12,224	MPa
$\tau_4$	25,983	MPa
$\sigma_{Red4}$	53,385	MPa
$\eta_{red4}$	14,986	-
$\eta_{otl4}$	2,410	-
$\eta_{stS4}$	23,336	-
$\eta_{stT4}$	40,656	-

#### d) Kontrola přenosu zatížení pomocí smykových sil

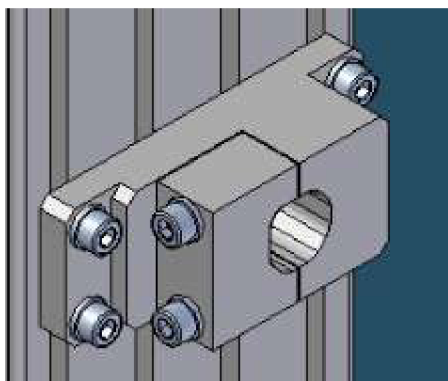
Podobná kontrola byla provedena u horních spojek základního rámu měřicí sekce se základním rámem měřicí sekce. Horní spojky jsou vybaveny čtyřmi šrouby pro přenos zatížení na základní rám měřicí sekce. Přenos zatížení na základní rám měřicí sekce je proveden stejným způsobem jako u dolních spojek. Tento typ spojení přenese axiální zatěžující sílu 3780 N. Přenášené zatížení je 582,550 N. Spoj je na základě této úvahy dostatečně dimenzován a nebyly proto provedeny další kontrolní výpočty.

## 8 Redukční členy

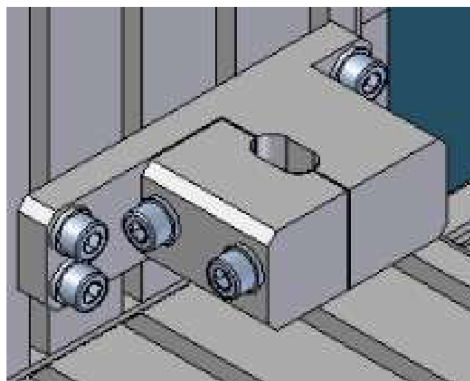
Aby bylo možné spojit v jeden celek chladič s rámem chladiče, bylo nutné vytvořit prvky, které by umožnily vzájemné spojení uvedených dílů. Tyto členy se budou lišit dle typu chladiče a budou muset být pravděpodobně pro každé testování vyrobeny nové, případně upraveny.

### 8.1 Konceptní návrh redukčních členů chladič – vnitřní rám

Nejdůležitějším požadavkem bylo zajištění maximální tuhosti. Základem by byly tyče, v nichž by byla vytvořena lůžka ve tvaru částí chladiče sloužící pro jeho upnutí. Do tyčí by dále byly vyvrtány průchozí díry pro šrouby, pomocí kterých by celá redukční část byla uchycena k rámu chladiče. Navíc by celá redukční část měla respektovat předpoklad zavedený v kapitole 7, kde zatížení z chladiče bylo přenášeno na rám v jedné rovině. Obrázek konceptního řešení redukčních částí chladič - rám chladiče je uveden na obrázcích 8.1 a 8.2.



Obr. 8.1: Redukční člen pro horní boční úchyty chladiče



Obr. 8.2: Redukční členy pro spodní úchyty chladiče

### 8.2 Konstrukční návrh redukčních částí chladiče – vnitřní rám

V kapitole 7 bylo vypočítáno návrhové zatížení, které působí v jednotlivých prvcích uložení chladiče. Toto zatížení bylo použito i v dalších výpočtech pro základní dimenzování redukčních částí mezi chladičem a rámem chladiče. Materiál byl zvolen Alfun – EN AW 2024.

#### 8.2.1 Působící zatížení

Velikosti zatížení působícího na horní a spodní redukční člen byly vypočítány v kapitole 7.

Tab. 8.1: Zatížení horního redukčního členu		
$F_{Ax}$	1907,5	N
$F_{Ay}$	158,985	N

Tab. 8.2: Zatížení spodního redukčního členu		
$F_{Bx}$	683,453	N

Zde jsou převedeny do souřadnicového systému jednotlivých redukčních členů.

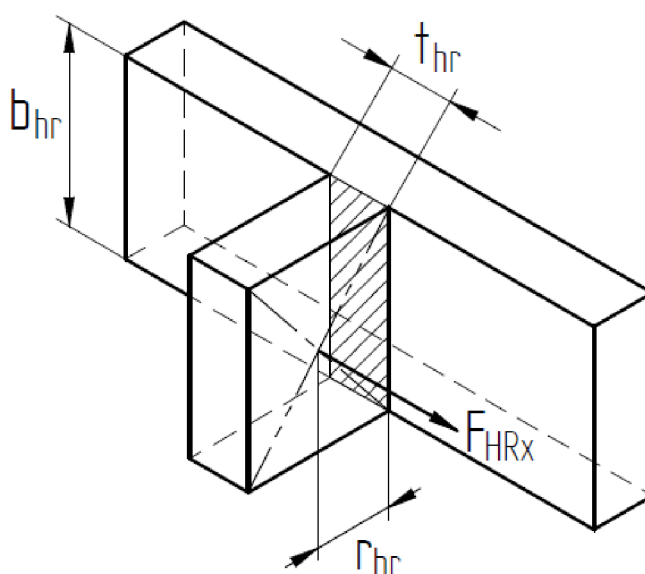
Tab. 8.3: Transformace zatížení do souřadnicového systému horního redukčního členu			
Smysl	Vztah	Dosazení	Výsledné zatížení
$x_{hr}$	$F_{HRx} = F_{Ax}$	$F_{HRx} = 1907$	$F_{HRx} = 1907,5 \text{ N}$
$y_{hr}$	$F_{HRy} = F_{Ay}$	$F_{HRy} = 158,985$	$F_{HRy} = 158,985 \text{ N}$

Tab. 8.4: Transformace zatížení do souřadnicového systému dolního redukčního členu			
Smysl	Vztah	Dosazení	Výsledné zatížení
$x_{dr}$	$F_{DRx} = F_{Bx}$	$F_{DRx} = 683,453$	$F_{DRx} = 683,453 \text{ N}$

## 8.2.2 Horní redukční část chladiče – vnitřní rám

### Návrh kritického průřezu horní redukční části

Kritický průřez horní redukční části byl navržen na základě ohybového namáhání.



Obr. 8.3: Kritický průřez horního redukčního členu

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
$F_{HRx}$ $r_{hr}$	<p><b><u>Ohybový moment:</u></b></p> $M_{oexhr} = F_{HRx} \cdot r_{hr}$ <p><b><u>Průřezový modul v ohybu v obdélníkovém průřezu:</u></b></p> $W_o = \frac{1}{6} \cdot b_{hr} \cdot t_{hr}^3$ <p><b><u>Základní rovnice pro výpočet velikosti průřezu:</u></b></p> $\sigma = \frac{M_{oexhr}}{W_o} \leq \sigma_{dovhr} \Rightarrow W_o \geq \frac{M_{oexhr}}{\sigma_{dovhr}} \Rightarrow$ $\Rightarrow \frac{1}{6} \cdot b_{hr} \cdot t_{hr}^3 \geq \frac{M_{oexhr}}{\sigma_{dovhr}}$ <p>Matematickou úpravou se získá vztah pro určení velikosti tloušťky <math>t</math> pro zadanou šířku <math>b</math>, navíc byl zaveden bezpečnostní koeficient <math>k_{b1}</math>:</p> $t_{hr\ min} \geq \sqrt[3]{k_{b1hr} \cdot \frac{6 \cdot M_{oexhr}}{b_{hr} \cdot \sigma_{dovhr}}}$	$M_{oexhr}$
$\sigma_{dovhr}$ $M_{oexhr}$ $b_{hr}$ $k_{b1hr}$		$t_{hr\ min}$ zaokrouhleno na nejbližší vyšší celé číslo $t_{hr}$

Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 34 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 8.5.

Tab. 8.5: Dimenzování kritického průřezu horní redukční části		
Zadané parametry		
$F_{HRx}$	1907,5	N
$r_{hr}$	10	mm
$\sigma_{dovhr}$	50	MPa
$b_{hr}$	42	mm
$k_{b1hr}$	1,5	-
Vypočítané parametry		
$M_{oexhr}$	19 075	Nmm
$t_{hr}$	5	mm

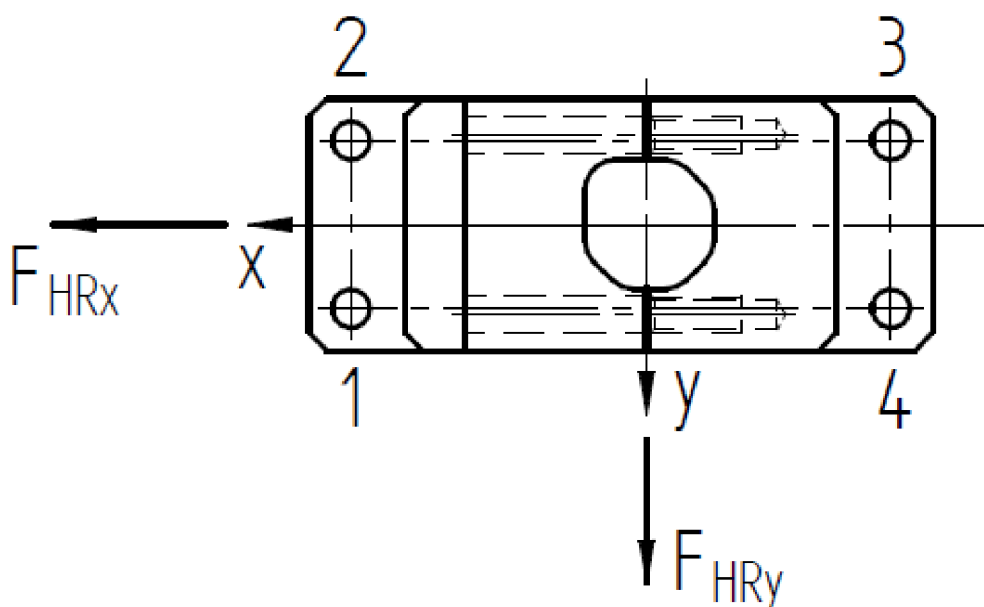
## Kontrola šroubových spojů pro sevření upínací části chladiče

Dle tabulkových hodnot jeden šroub M6 o pevnosti 600 MPa přenesse zatížení v tahu 10 000 N. Maximální působící zatížení je 1907,5 N. Spoj tvoří dva šrouby s pevností v tahu 800 MPa. Z tohoto pohledu byl výpočet a kontrola šroubových spojů pro sevření horních upínacích částí chladiče zanedbán.

## Kontrola šroubových spojů mezi horní redukční částí a sloupem vnitřního rámu

### Volba počtu a velikosti šroubů

Byly zvoleny čtyři šrouby M6 a materiál 8.8.



Obr. 8.3: Rozložení šroubových spojů na horní redukční části



## Zatížení od síly $F_{HRY}$

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
Střední průměr závitu i-tého šroubu $d_{2i}$ ; Průměr jádra i-tého šroubu $d_{3i}$	<p><b><u>Výpočtový průřez šroubu:</u></b></p> $A_i = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_{2i} + d_{3i}}{2} \right)^2$	$A_i$
Počet šroubů $n$ Modul pružnosti ve smyku i-tého šroubu $G_i$ Výpočtový průřez šroubu $A_i$ Vzdálenost i-tého šroubu od působíště síly	<p><b><u>Poloha těžiště obrazce rozmístěných šroubů od počátku souřadnicového systému:</u></b></p> $x_0 = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i}$ $y_0 = 0$	$x_0, y_0$
$F_{HRY}, n, G_i, A_i$	<p><b><u>Zatížení šroubů od translace:</u></b></p> $F_{TSi} = F_{HRY} \cdot \frac{G_i \cdot A_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i}$	$F_{TSi}$
$F_{HRY}, n, r_i, G_i, A_i$	<p><b><u>Zatížení šroubů od rotace:</u></b></p> $F_{RSi} = F_{HRY} \cdot x_0 \cdot \frac{G_i \cdot A_i \cdot r_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i \cdot r_i^2}$	$F_{RSi}$
$F_{RSi}, F_{TSi}$	<p><b><u>Výsledná síla působící na jednotlivý šroub v obrazci:</u></b></p> $F_{VyPSi} = F_{RSi} + F_{TSi}$ <p><b>Pozn.:</b> Nebyl použit žádný navyšující koeficient bezpečnosti. Zvýšení bezpečnosti bylo dosaženo tím, že se nezohlednily směry sil vypočítaných v části rotace a byl proveden prostý součet velikosti translačních sil a rotačních sil.</p>	$F_{VySi}$

Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 35 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 8.6.

Tab. 8.6: Zatížení šroubů od síly $F_{HRy}$		
Zadané parametry		
$F_{HRy}$	158,985	N
$n$	4	-
$d_{2i}$ (jako vektor)	5,350; 5,350; 5,350; 5,350	mm
$d_{3i}$ (jako vektor)	4,773; 4,773; 4,773; 4,773	mm
$G_i$ (jako vektor)	80000; 80000; 80000; 80000	mm
$y_i$ (jako vektor)	-14; 14; 14; -14	mm
$x_i$ (jako vektor)	49; 49; -40,5; -40,5	mm
Vypočítané parametry		
$A_i$ (jako vektor)	20,121; 20,121; 20,121; 20,121	mm <sup>2</sup>
$y_0$	0	mm
$x_0$	4,250	mm
$r_i$ (jako vektor)	46,889; 46,889; 46,889; 46,889	mm
$F_{TSi}$ (jako vektor)	39,746; 39,746; 39,746; 39,746	N
$F_{RSi}$ (jako vektor)	3,603; 3,603; 3,603; 3,603	N
$F_{VyPsi}$ (jako vektor)	43,349; 43,349; 43,349; 43,349	N

### Zatížení od síly $F_{HRx}$

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
<p>Střední průměr závitu i-tého šroubu <math>d_{2i}</math>; Průměr jádra i-tého šroubu <math>d_{3i}</math></p>	<p><b><u>Výpočtový průřez šroubu:</u></b></p> $A_i = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_{2i} + d_{3i}}{2} \right)^2$	$A_i$
<p>Počet šroubů <math>n</math> Modul pružnosti ve smyku i-tého šroubu <math>G_i</math> Výpočtový průřez šroubu <math>A_i</math> Vzdálenost i-tého šroubu od působíště síly</p>	<p><b><u>Poloha těžiště obrazce rozmístěných šroubů od počátku souřadnicového systému:</u></b></p> $x_0 = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i}$ $y_0 = 0$	$x_0, y_0$
<p><math>F_{HRx}, n, G_i, A_i</math></p>	<p><b><u>Zatížení šroubů od translace:</u></b></p> $F_{TSi} = F_{HRx} \cdot \frac{G_i \cdot A_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i}$	$F_{TSi}$

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
$F_{RSi}, F_{TSi}$	<p><b><u>Zatížení šroubů od rotace:</u></b></p> $F_{RSi} = 0$	$F_{RSi}$
	<p><b><u>Výsledná síla působící na jednotlivý šroub v obrázci:</u></b></p> $F_{VxPSi} = F_{RSi} + F_{TSi}$ <p><b>Pozn.:</b> Nebyl použit žádný navýšující koeficient bezpečnosti. Zvýšení bezpečnosti bylo dosaženo tím, že se nezohlednily směry sil vypočítaných v části rotace a byl proveden prostý součet velikosti translačních sil a rotačních sil.</p>	$F_{VxPSi}$

Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 36 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 8.7.

Tab. 8.7: Zatížení šroubů od síly $F_{HRx}$			
Zadané parametry			
$F_{HRx}$	1907,5		N
$n$	4		-
$d_{2i}$ (jako vektor)	5,350; 5,350; 5,350; 5,350		mm
$d_{3i}$ (jako vektor)	4,773; 4,773; 4,773; 4,773		mm
$G_i$ (jako vektor)	80000; 80000; 80000; 80000		mm
$y_i$ (jako vektor)	-14; 14; 14; -14		mm
$x_i$ (jako vektor)	49; 49; -40,5; -40,5		mm
Vypočítané parametry			
$A_i$ (jako vektor)	20,121; 20,121; 20,121; 20,121		mm <sup>2</sup>
$y_0$	0		mm
$x_0$	4,250		mm
$F_{TSi}$ (jako vektor)	476,875; 476,875; 476,875; 476,875;		N
$F_{RSi}$ (jako vektor)	0; 0; 0; 0;		N
$F_{VxPSi}$ (jako vektor)	476,875; 476,875; 476,875; 476,875;		N

## Zatížení šroubů od ohybu

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
<p style="text-align: center;"><math>F_{HRx}</math> <math>F_{HRy}</math></p> <p>Střední průměr závitu i-tého šroubu <math>d_{2i}</math>; Průměr jádra i-tého šroubu <math>d_{3i}</math></p> <p>počet šroubů <math>n</math> Modul pružnosti ve smyku materiálu i-tého šroubu <math>G_i</math> Výpočtový průřez šroubu <math>A_i</math> Vzdálenost i-tého šroubu od působíště síly</p> <p>Vzdálenost nejvzdálenějšího tahově namáhaného šroubu od O <math>l_{mos}, F_{z0}</math></p> <p style="text-align: center;"><math>M_{os}</math> <math>l_{max}, l_i</math></p>	<p><b><u>Pro zvýšení bezpečnosti bylo zatížení <math>F_{HRx}</math> a <math>F_{HRy}</math> sečteno nikoliv vektorově do výsledného zatížení ve směru x:</u></b></p> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 10px auto;"><math display="block">F_{z0} = F_{HRx} + F_{HRy}</math></div> <p><b><u>Výpočtový průřez šroubu:</u></b></p> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 10px auto;"><math display="block">A_i = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_{2i} + d_{3i}}{2} \right)^2</math></div> <p><b><u>Poloha těžiště obrazce rozmístěných šroubů od počátku souřadnicového systému:</u></b></p> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 10px auto;"><math display="block">x_0 = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i}</math></div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 10px auto;"><math display="block">y_0 = 0</math></div> <p><b>Pozn.:</b> Považována zároveň i za střed otáčení.</p> <p><b>Pozn.:</b> Nejzatíženější šroub je nejvzdálenější od středu otáčení O. Dva šrouby jsou namáhány tahem. Pro ně platí následující vztahy.</p> <p><b><u>Ohybový moment pro výpočet šroubů:</u></b></p> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 10px auto;"><math display="block">M_{os} = F_{z0} \cdot l_{mos}</math></div> <p><b><u>Zatížení nejvzdálenějšího šroubu:</u></b></p> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 10px auto;"><math display="block">F_{Mmax} = \frac{M_{os} \cdot l_{max}}{\sum_{i=1}^n l_i^2}</math></div> <p><b>Pozn.:</b> Ve skutečnosti jsou v místě největšího namáhání dva šrouby vedle sebe. Bylo zvažováno, zda použít výpočet pro dvouřadé šroubové spoje. Nakonec bylo rozhodnuto dvojřad zanedbat pro zvýšení bezpečnosti reálné konstrukce.</p>	<p style="text-align: center;"><math>F_{z0}</math></p> <p style="text-align: center;"><math>A_i</math></p> <p style="text-align: center;"><math>x_0, y_0</math></p> <p style="text-align: center;"><math>CG \equiv O</math></p> <p style="text-align: center;"><math>M_{os}</math></p> <p style="text-align: center;"><math>F_{Mmax1}</math></p>

Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 37 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 8.8.

Tab. 8.8: Zatížení šroubů horní redukční části od ohybu		
Zadané parametry		
$F_{HRx}$	1 907,5	N
$F_{HRY}$	158,985	N
$d_{2i}$ (jako vektor)	5,350; 5,350; 5,350; 5,350	mm
$d_{3i}$ (jako vektor)	4,773; 4,773; 4,773; 4,773	mm
$G_i$ (jako vektor)	80000; 80000; 80000; 80000	mm
$y_i$ (jako vektor)	-14; 14; 14; -14	mm
$x_i$ (jako vektor)	49; 49; -40,5; -40,5	mm
$l_i$	44,75; 44,75; -44,75; -44,75	mm
Vypočítané parametry		
$F_{z0}$	2 066,5	N
$A_i$ (jako vektor)	20,121; 20,121; 20,121; 20,121	mm <sup>2</sup>
$l_{max}$	44,750	m
Číslo nejnamáhavějšího šroubu	4	-
$y_0$	0	mm
$x_0$	4,250	mm
$M_{os}$	30 997	Nmm
$F_{Mmax4}$	1 385,4	N

### Kontrola nejnamáhavějšího šroubu na kombinované namáhání

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
$F_{VyPS4}$ $F_{VxPS4}$	<p><b>Pozn.:</b> Nejnamáhavější šroub s indexem 4 ve schématu</p> <p><b><u>Výsledné smykové zatížení nejnamáhavějšího šroubu:</u></b></p> $F_{VS4} = F_{VyPS4} + F_{VxPS4}$	$F_{VS4}$
$F_{Mmax4}$	<p><b><u>Výsledné tahové zatížení nejnamáhavějšího šroubu:</u></b></p> $F_{VT4} = F_{Mmax4}$	$F_{VT4}$
Střední průměr závitu šroubu 4 $d_{24}$ ; Průměr jádra šroubu 4 $d_{34}$	<p><b><u>Výpočtový průřez šroubu:</u></b></p> $A_4 = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_{24} + d_{34}}{2} \right)$	$A_4$

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
$t_{hr} ; d_1$	<p><b><u>Plocha pro otláčení:</u></b></p> $S_4 = d_4 \cdot t_{hr}$ <p>Pozn.: <math>d_1</math> je jmenovitý průměr šroubu</p>	$S_4$
$F_{VS4} ; S_4$	<p><b><u>Tlak ve spoji:</u></b></p> $p_4 = \frac{F_{VS4}}{S_4}$	$p_4$
$p_4$ $p_{Dov}$	<p><b><u>Součinitel rezervy pro otláčení:</u></b></p> $\eta_{otl4} = \frac{p_{Dov}}{p_4}$	$\eta_{otl4}$
$F_{VT4} ; A_4$	<p><b><u>Normálové napětí nejnamáhanějšího šroubu:</u></b></p> $\sigma_4 = \frac{F_{VT4}}{A_4}$	$\sigma_4$
$F_{VS4} ; A_4$	<p><b><u>Smykové napětí nejnamáhanějšího šroubu:</u></b></p> $\tau_4 = \frac{F_{VS4}}{A_4}$	$\tau_4$
$\sigma_4 ; \tau_4$	<p><b><u>Výpočet redukovaného napětí:</u></b></p> $\sigma_{Red4} = \sqrt{\sigma_4^2 + 4 \cdot \tau_4^2}$	$\sigma_{Red4}$
$R_m ; \sigma_{Red4}$	<p><b><u>Součinitel rezervy pro napětí:</u></b></p> $\eta_{red4} = \frac{R_m}{\sigma_{Red4}}$	$\eta_{red4}$
$F_{VS4} ; F_{TabS}$	<p><b><u>Součinitel rezervy pro přenos smykové síly dle podmínky:</u></b></p> $\eta_{stS4} = \frac{F_{TabS}}{F_{VS4}}$	$\eta_{stS4}$
$F_{VT4} ; F_{TabT}$	<p><b><u>Součinitel rezervy pro přenos tahové síly dle podmínky:</u></b></p> $\eta_{stT4} = \frac{F_{TabT}}{F_{VT4}}$ <p>Pozn.: Tabulkové síly přenášené jedním šroubem označeny jako <math>F_{TabT}</math>. Jediná nalezená hodnota byla pro pevnost šroubu 600 MPa. Šrouby použité pro konstrukci mají pevnost v tahu 800 MPa.</p>	$\eta_{stT4}$

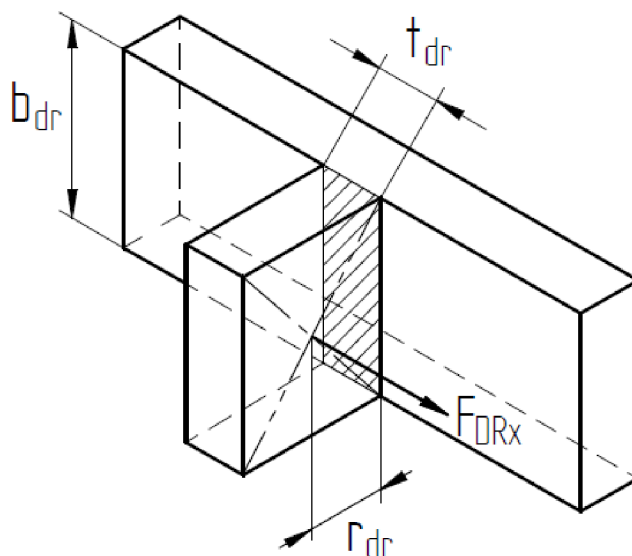
Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 38 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 8.9.

Tab. 8.9: Kontrola nejnamáhanějšího šroubu horní redukční části		
Zadané parametry		
$F_{VyPS4}$	43,349	N
$F_{VxPS4}$	476,875	N
$F_{Mmax4}$	1 385,4	N
$F_{TabT}$	10 000	N
$F_{TabS}$	12 200	N
$p_{DOVotl}$	35	MPa
$R_m$	800	MPa
$t_{hr}$	5	mm
$d_2$	5,350	mm
$d_3$	4,773	mm
$d_1$	6	mm
Vypočítané parametry		
$F_{VS4}$	520,224	N
$F_{VT4}$	1 385,4	N
$A_4$	20,121	mm <sup>2</sup>
$S_4$	30	mm <sup>2</sup>
$p_4$	17,341	MPa
$\sigma_4$	68,853	MPa
$\tau_4$	25,855	MPa
$\sigma_{Red4}$	86,109	MPa
$\eta_{red4}$	9,291	-
$\eta_{otl4}$	2,018	-
$\eta_{stS4}$	23,451	-
$\eta_{stT4}$	7,218	-

### 8.2.3 Dolní redukční část chladič – vnitřní rám

#### Návrh kritického průřezu dolní redukční části

Kritický průřez dolní redukční části byl navržen na základě ohybového namáhání.



Obr. 8.4: Kritický průřez spodního redukčního členu

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
$F_{DRx}$ $r_{dr}$	<p><b><u>Ohybový moment:</u></b></p> $M_{oexdr} = F_{DRx} \cdot r_{dr}$ <p><b><u>Průřezový modul v ohybu v obdélníkovém průřezu:</u></b></p> $W_o = \frac{1}{6} \cdot b_{dr} \cdot t_{dr}^3$ <p><b><u>Základní rovnice pro výpočet velikosti průřezu:</u></b></p> $\sigma = \frac{M_{oexdr}}{W_o} \leq \sigma_{dovdr} \Rightarrow W_o \geq \frac{M_{oexdr}}{\sigma_{dovdr}} \Rightarrow$ $\Rightarrow \frac{1}{6} \cdot b_{dr} \cdot t_{dr}^3 \geq \frac{M_{oexdr}}{\sigma_{dovdr}}$ <p>Matematickou úpravou se získá vztah pro určení velikosti tloušťky <math>t</math> pro zadanou šířku <math>b</math>, navíc byl zaveden bezpečnostní koeficient <math>k_{b1}</math>:</p> $t_{dr\ min} \geq \sqrt[3]{k_{b1dr} \cdot \frac{6 \cdot M_{oexdr}}{b_{dr} \cdot \sigma_{dovdr}}}$	$M_{oexdr}$
$\sigma_{dovdr}$ $M_{oexdr}$ $b_{dr}$ $k_{b1dr}$		$t_{dr\ min}$ zaokrouhleno na nejbližší vyšší celé číslo $t_{dr}$

Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 39 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 8.10.



Tab. 8.10: Dimenzování kritického průřezu spodní redukční části		
Zadané parametry		
$F_{DRx}$	683,453	N
$r_{dr}$	20,5	mm
$\sigma_{dovdr}$	50	MPa
$b_{dr}$	28	mm
$k_{b1dr}$	1,5	-
Vypočítané parametry		
$M_{oexdr}$	14 011	Nmm
$t_{dr}$	5	mm

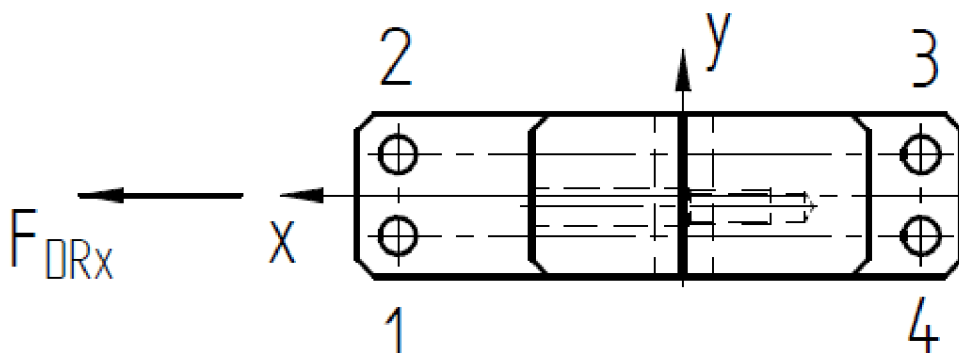
### Kontrola šroubových spojů pro sevření upínací části chladiče

Dle tabulkových hodnot jeden šroub o pevnosti 600 MPa přeneše zatížení v tahu 10 000 N. Maximální působící zatížení je 683,453 N. Spoj tvoří dva šrouby s pevností v tahu 800 MPa. Z tohoto pohledu byl výpočet a kontrola šroubových spojů pro sevření dolních upínacích částí chladiče zanedbán.

### Kontrola šroubových spojů mezi dolní redukční částí a sloupem vnitřního rámu chladiče

#### Volba počtu a velikosti šroubů

Byly zvoleny čtyři šrouby M6 a materiál 8.8.



Obr. 8.5: Rozložení šroubových spojů na dolní redukční části

a) **Zatížení od síly  $F_{DRx}$**

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
Střední průměr závitu i-tého šroubu $d_{2i}$ ; Průměr jádra i-tého šroubu $d_{3i}$	<p><b><u>Výpočtový průřez šroubu</u></b></p> $A_i = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_{2i} + d_{3i}}{2} \right)^2$	$A_i$
Počet šroubů $n$ Modul pružnosti ve smyku i-tého šroubu $G_i$ Výpočtový průřez šroubu $A_i$ Vzdálenost i-tého šroubu od působíště síly	<p><b><u>Poloha těžiště obrazce rozmístěných šroubů od počátku souřadnicového systému:</u></b></p> $x_0 = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i \cdot y_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i}$ $y_0 = 0$	$x_0, y_0$
$F_{DRx}, n, G_i, A_i$	<p><b><u>Zatížení šroubů od translace:</u></b></p> $F_{TSi} = F_{DRx} \cdot \frac{G_i \cdot A_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i}$	$F_{TSi}$
$F_{DRx}, n, r_i, G_i, A_i$	<p><b><u>Zatížení šroubů od rotace:</u></b></p> $F_{RSi} = 0$	$F_{RSi}$
$F_{RSi}, F_{TSi}$	<p><b><u>Výsledná síla působící na jednotlivý šroub v obrazci:</u></b></p> $F_{VyPsi} = F_{RSi} + F_{TSi}$ <p><b>Pozn.:</b> Nebyl použit žádný navyšující koeficient bezpečnosti. Zvýšení bezpečnosti bylo dosaženo tím, že se nezohlednily směry sil vypočítaných v části rotace a byl proveden prostý součet velikosti translačních sil a rotačních sil.</p>	$F_{VyPsi}$

Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 40 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 8.11.

Tab. 8.11: Zatížení šroubů dolní redukční části od síly $F_{DRx}$		
Zadané parametry		
$F_{DRx}$	683,453	N
$n$	4	-
$d_{2i}$ (jako vektor)	5,350; 5,350; 5,350; 5,350	mm
$d_{3i}$ (jako vektor)	4,773; 4,773; 4,773; 4,773	mm
$G_i$ (jako vektor)	80000; 80000; 80000; 80000	mm
$y_i$ (jako vektor)	-7; 7; -7; 7	mm
$x_i$ (jako vektor)	48,75; 48,75; -40,75; -40,75	mm
Vypočítané parametry		
$A_i$ (jako vektor)	20,121; 20,121; 20,121; 20,121	mm <sup>2</sup>
$y_0$	0	mm
$x_0$	4	mm
$r_i$ (jako vektor)	0; 0; 0; 0	mm
$F_{TSi}$ (jako vektor)	170,863; 170,863; 170,863; 170,863;	N
$F_{RSi}$ (jako vektor)	0; 0; 0; 0	N
$F_{VxPSi}$ (jako vektor)	170,863; 170,863; 170,863; 170,863;	N

## b) Zatížení šroubů od ohybu

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
$F_{DRx}$  Střední průměr závitu i-tého šroubu $d_{2i}$ ; Průměr jádra i-tého šroubu $d_{3i}$  počet šroubů $n$ Modul pružnosti ve smyku materiálu i-tého šroubu $G_i$ Výpočtový průřez šroubu $A_i$ Vzdálenost i-tého šroubu od působíště síly	<p><b><u>Pro zvýšení bezpečnosti bylo zatížení <math>F_{HRx}</math> a <math>F_{HRy}</math> sečteno nikoliv vektorově do výsledného zatížení ve směru x:</u></b></p> $F_{z0} = F_{DRx}$ <p><b><u>Výpočtový průřez šroubu:</u></b></p> $A_i = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_{2i} + d_{3i}}{2} \right)^2$ <p><b><u>Poloha těžiště obrazce rozmístěných šroubů od počátku souřadnicového systému:</u></b></p> $x_0 = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^n G_i \cdot A_i}$ $y_0 = 0$ <p><b>Pozn.:</b> Považována zároveň i za střed otáčení.</p>	$F_{z0}$  $A_i$  $x_0, y_0$  $CG \equiv O$

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
<p>Vzdálenost nejvzdálenějšího tahově namáhaného šroubu od O</p> $l_{mos}, F_{z0}$	<p><b>Pozn.:</b> Nejzatíženější šroub je nejvzdálenější od středu otáčení O. Dva šrouby jsou namáhány tahem. Pro ně platí následující vztahy.</p> <p><b><u>Ohybový moment pro výpočet šroubů:</u></b></p> $M_{os} = F_{z0} \cdot l_{mos}$ <p><b><u>Zatížení nejvzdálenějšího šroubu:</u></b></p> $F_{Mmaxi} = \frac{M_{os} \cdot l_{max}}{\sum_{i=1}^n l_i^2}$	<p><math>M_{os}</math></p> <p><math>F_{Mmax}</math></p>
<p><math>M_{os}, n</math> <math>l_{max}, l_i</math></p>	<p><b>Pozn.:</b> Ve skutečnosti jsou v místě největšího namáhání dva šrouby vedle sebe. Bylo zvažováno, zda použít výpočet pro dvouřadé šroubové spoje. Nakonec bylo rozhodnuto dvojřad zanedbat pro zvýšení bezpečnosti reálné konstrukce.</p>	

Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 41 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 8.12.

Tab. 8.12: Zatížení šroubů dolní redukční části od ohybu		
Zadané parametry		
$F_{DRx}$	683,453	N
$n$	4	-
$l_{mos}$	30	mm
$d_{2i}$ (jako vektor)	5,350; 5,350; 5,350; 5,350	mm
$d_{3i}$ (jako vektor)	4,773; 4,773; 4,773; 4,773	mm
$G_i$ (jako vektor)	80000; 80000; 80000; 80000	mm
$y_i$ (jako vektor)	-7; 7; -7; 7	mm
$x_i$ (jako vektor)	48,75; 48,75; -40,75; -40,75	mm
$l_i$ (jako vektor)	44,75; 44,75; -44,75; -44,75;	mm
Vypočítané parametry		
$F_{z0}$	683,453	N
$A_i$ (jako vektor)	20,121; 20,121; 20,121; 20,121	mm <sup>2</sup>
$l_{max}$	44,75	m
Nejzatíženější šroub	2	-
$y_0$	0	mm
$x_0$	4	mm
$M_{os}$	20 504	Nmm
$F_{Mmax2}$	458,181	N

c) Kontrola nejnamáhanějšího šroubu na kombinované namáhání

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
	<p><b>Pozn.:</b> Nejnamáhanější šroub s indexem 2 ve schématu</p> <p><b><u>Výsledné smykové zatížení nejnamáhanějšího šroubu:</u></b></p> $F_{VS2} = F_{VxPS1}$	$F_{VS2}$
	<p><b><u>Výsledné tahové zatížení nejnamáhanějšího šroubu:</u></b></p> $F_{VT2} = F_{Mmax2}$	$F_{VT2}$
<p>Střední průměr závitu šroubu 1 <math>d_{21}</math> Průměr jádra šroubu 1 <math>d_{31}</math></p>	<p><b><u>Výpočtový průřez šroubu:</u></b></p> $A_2 = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_{21} + d_{31}}{2} \right)$	$A_1$
$t_{dp} ; d_1$	<p><b><u>Plocha pro otláčení:</u></b></p> $S_2 = d_1 \cdot t_{dp}$	$S_2$
	<p><b>Pozn.:</b> <math>d_1</math> je jmenovitý průměr šroubu</p>	
$F_{VS2} ; S_2$	<p><b><u>Tlak ve spoji:</u></b></p> $p_2 = \frac{F_{VS2}}{S_2}$	$p_2$
$p_2$ $p_{Dov}$	<p><b><u>Součinitel rezervy pro otláčení:</u></b></p> $\eta_{otl} = \frac{p_{Dov}}{p_2}$	$\eta_{otl}$
$F_{VT2} ; A_2$	<p><b><u>Normálové napětí nejnamáhanějšího šroubu:</u></b></p> $\sigma_2 = \frac{F_{VT2}}{A_2}$	$\sigma_2$

Vstupní parametry	Výpočty	Výsledky
$F_{VS2} ; A_2$	<p><b><u>Smykové napětí nejnamáhanějšího šroubu:</u></b></p> $\tau_2 = \frac{F_{VS2}}{A_2}$	$\tau_2$
$\sigma_2 ; \tau_2$	<p><b><u>Výpočet redukovaného napětí:</u></b></p> $\sigma_{Red2} = \sqrt{\sigma_2^2 + 4 \cdot \tau_2^2}$	$\sigma_{Red2}$
$R_m ; \sigma_{Red2}$	<p><b><u>Součinitel rezervy pro napětí:</u></b></p> $\eta_{red2} = \frac{R_m}{\sigma_{Red2}}$	$\eta_{red2}$
$F_{VS2} ; F_{TabS}$	<p><b><u>Součinitel rezervy pro přenos smykové síly dle podmínky:</u></b></p> $\eta_{stS2} = \frac{F_{TabS}}{F_{VS2}}$	$\eta_{stS2}$
$F_{VT2} ; F_{TabT}$	<p><b><u>Součinitel rezervy pro přenos tahové síly dle podmínky:</u></b></p> $\eta_{stT2} = \frac{F_{TabT}}{F_{VT2}}$ <p><b>Pozn.:</b> Tabulkové síly přenášené jedním šroubem označeny jako <math>F_{TabT}</math>. Jediná nalezená hodnota byla pro pevnost šroubu 600 MPa. Šrouby použité pro konstrukci mají pevnost v tahu 800 MPa.</p>	$\eta_{stT2}$

Samotný výpočet byl zadán skriptem do programu Matlab. Skript je uveden v příloze 42 a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 8.13.

Tab. 8.13: Kontrola nejnamáhanějšího šroubu dolní redukční části		
Zadané parametry		
$F_{VxPS2}$	170,863	N
$F_{Mmax2}$	458,181	N
$F_{TabT}$	10 000	N
$F_{TabS}$	12 200	N
$p_{DOVotl}$	35	MPa
$R_m$	800	MPa
$t_{dr}$	5	mm
$d_2$	5,350	mm
$d_3$	4,773	mm
$d_1$	6	mm
Vypočítané parametry		
$F_{VS2}$	170,863	N
$F_{VT2}$	458,181	N
$A_2$	20,121	mm <sup>2</sup>
$S_2$	30	mm <sup>2</sup>
$p_2$	5,695	MPa
$\sigma_2$	22,771	MPa
$\tau_2$	8,492	MPa
$\sigma_{Red2}$	28,407	MPa
$\eta_{otl2}$	6,145	-
$\eta_{red2}$	28,162	-
$\eta_{stS2}$	71,402	-
$\eta_{stT2}$	21,825	-

## 9 Kalibrace měřicího zařízení

Jak již bylo uvedeno dříve, kalibrace měřicího zařízení patří mezi nejdůležitější fáze při realizaci celého měřicího zařízení. Teoretické výpočty a modely nejsou schopny plně postihnout všechny vlivy, které se budou projevovat při skutečném měření na reálném zařízení. Až kalibrace ukáže, jaké vlastnosti navržené zařízení skutečně má. Kalibraci je nutné věnovat velkou pozornost a provést ji pečlivě. Provedená kalibrace totiž významně ovlivní měřicí schopnost celého zařízení. Kalibraci nemá smysl provádět na samotných tenzometrických tyčích. Zjistí se sice vlastnosti tenzometrických tyčí, ale po jejich instalaci do měřicího zařízení se výsledné vlastnosti budou lišit. V době tvorby této práce nebyl znám žádný způsob, jak předpovědět vlastnosti celého měřicího zařízení než provedením vlastní kalibrace.

Základem dobrých vlastností měřicího zařízení je spolu s vhodně zvolenou koncepcí také kvalitní a přesná výroba. Neméně důležité je zajistit přesné ustavení a smontování jednotlivých dílů měřicího zařízení v jeden celek. Je také nutné dbát na správné ustavení chladiče vůči proudu vzduchu a s tím i na správné ustavení tenzometrických tyčí.

Primární cíle kalibrace jsou následující. V první řadě je třeba určit, zda zařízení skutečně vydrží požadované zatížení. Zjistí se převodní koeficienty, které lze graficky vyjádřit jako strmosti křivek vytvořených z naměřených bodů pro každou jednotlivou měřenou složku zatížení. Proložené křivky by měly být ideálně přímky. Dále se určí faktická citlivost celého měřicího zařízení tím, že se bude hledat minimální přírůstek známého zatížení, který vyvolá odezvu. U klasických aerodynamických vah je možné měřit i deformace, které způsobí působící zatížení. U navrženého měřicího zařízení to s jistými překážkami teoreticky jde také. Dalším důležitým bodem při kalibraci je zkoumání vlivu interakcí jednotlivých částí měřicího zařízení. Jako patrně nejdůležitější bod celé kalibrace je testování opakovatelnosti měření. Důležité je zkoušet odezvu na nejen postupně vzrůstající zatížení, ale i zatížení, která se budou postupně snižovat. Zjištěné velikosti totiž nemusejí vzájemně odpovídat. Je vhodné i vyzkoušet chování při skokové změně zatížení. Hysterezní vlastnosti soustavy, tenzometrická tyč – tenzometr, mohou narůst do významných hodnot. Při návrhu tenzometrické tyče byla použita ocel, která by měla zajistit dobré hysterezní vlastnosti.

Je třeba také nezapomenout na možný vliv teploty, který se může významně projevit při komplexních měřeních chladičů. U těchto experimentů se bude zkoumat i teplo odváděné chladičem z chladicí kapaliny. Tenzometry je možné zapojit tak, aby byl kompenzován vliv působící teploty. Je však jisté, že se i přes všechnu snahu budou vyskytovat určité odchylky způsobené působící teplotou. Kalibrací se ověří jejich velikost, a jak se doufá, i zanedbatelný vliv. Jedním z vlivu teploty, který se pravděpodobně projeví, bude změna velikosti samotného chladiče vlivem tepelné roztažnosti. Teplo se v omezené míře dostane na tenzometrickou tyč kontaktem v uložení rámu chladiče s tenzometrickou tyčí. Významnější přenosy pak mohou nastat prouděním a sáláním. Velikost a vliv na měření je těžké v této fázi odhadnout. V každém případě bude vhodné vzít tento vliv na konstrukci měřicího zařízení v úvahu a provést kalibraci i za různých teplot, případně zkusit ohřát některou vybranou část měřicího zařízení, provést kalibraci a porovnat naměřené výsledky s těmi, u kterých teplota konstrukce byla ohřátá rovnoměrně.

Nejdůležitější snímané hodnoty jsou ty, které vyvolá účinek proudu vzduchu. Vlastní provedení kalibrace je možné provést pomocí speciálního zařízení, které zajistí převod zatížení ve směru proudu do směru tíhového zrychlení, které je pro



vyvolání zatížení vhodnější. Převod může být realizován kladkami s ocelovými lanky, nebo pomocí pák. Netřeba asi už zdůrazňovat potřebu pečlivé výroby a ustavení celého mechanismu. Chladič by byl nahrazen deskou, na které by byly úchyty, o známé poloze, kam by se připojilo externí závaží o definované hmotnosti. Provizorní alternativou by bylo postavit celou měřicí sekci na stranu vstupu vzduchu. Použití náhrady chladiče vhodnou deskou by platilo i zde. Převodový mechanismus by nebyl v tomto případě nutný. Při měření na stojato, případně s ocelovými lanky a kladkami, bude vyžadovat trpělivou obsluhu, protože pokud nebude zavedeno vhodné opatření, bude docházet ke kývání závaží a bude nutné počkat na ustálení jeho polohy. Další problém u těchto způsobů by mohl nastat při testování skokové změny zatížení z nízké hodnoty na vysokou.

Při aplikaci známých velikostí zatížení do předem známých bodů půjde matematicky určit, jaké velikosti složek by měly být na výstupu. Naměřeny budou velikosti výstupních signálů z tenzometrů pro jednotlivé složky. Matematickou úpravou soustavy rovnic půjde vypočítat velikosti jednotlivých koeficientů.

Výsledky z kalibrace se aplikují do soustavy rovnic, které transformují výstupní napětí z tenzometrů do požadovaných hodnot. Navržené zařízení může snímat až šest složek zatížení. Tomu odpovídá následující transformační soustava rovnic. Jde o základní tvar rovnic, jejich členy se mohou měnit podle výsledků kalibrace zjištěných interakcí.

$$\begin{aligned}
 F_{Vx} &= P_{F1} \cdot V_{FVx} + P_{F2} \cdot V_{FVy} + P_{F3} \cdot V_{FVz} + P_{F4} \cdot V_{MVx} + P_{F5} \cdot V_{MVy} + P_{F6} \cdot V_{MVz} \\
 F_{Vy} &= P_{F7} \cdot V_{FVx} + P_{F8} \cdot V_{FVy} + P_{F9} \cdot V_{FVz} + P_{F10} \cdot V_{MVx} + P_{F11} \cdot V_{MVy} + P_{F12} \cdot V_{MVz} \\
 F_{Vz} &= P_{F13} \cdot V_{FVx} + P_{F14} \cdot V_{FVy} + P_{F15} \cdot V_{FVz} + P_{F16} \cdot V_{MVx} + P_{F17} \cdot V_{MVy} + P_{F18} \cdot V_{MVz} \\
 M_{Vx} &= P_{M1} \cdot V_{FVx} + P_{M2} \cdot V_{FVy} + P_{M3} \cdot V_{FVz} + P_{M4} \cdot V_{MVx} + P_{M5} \cdot V_{MVy} + P_{M6} \cdot V_{MVz} \\
 M_{Vy} &= P_{M7} \cdot V_{FVx} + P_{M8} \cdot V_{FVy} + P_{M9} \cdot V_{FVz} + P_{M10} \cdot V_{MVx} + P_{M11} \cdot V_{MVy} + P_{M12} \cdot V_{MVz} \\
 M_{Vz} &= P_{M13} \cdot V_{FVx} + P_{M14} \cdot V_{FVy} + P_{M15} \cdot V_{FVz} + P_{M16} \cdot V_{MVx} + P_{M17} \cdot V_{MVy} + P_{M18} \cdot V_{MVz}
 \end{aligned}$$

Význam symbolů:

- $F_{Vi}$  – silová výstupní hodnota měřicího zařízení  
(i – obecný index zastupující označení osy)
- $M_{Vi}$  – momentová výstupní hodnota měřicího zařízení  
(i – obecný index zastupující označení osy)
- $P_{F1}$  – strmost kalibrační křivky pro výslednou sílu  $F_{Vx}$
- $P_{F8}$  – strmost kalibrační křivky pro výslednou sílu  $F_{Vy}$
- $P_{F15}$  – strmost kalibrační křivky pro výslednou sílu  $F_{Vz}$
- $P_{M1}$  – strmost kalibrační křivky pro výsledný moment  $M_{Vx}$
- $P_{M8}$  – strmost kalibrační křivky pro výsledný moment  $M_{Vy}$
- $P_{M15}$  – strmost kalibrační křivky pro výsledný moment  $M_{Vz}$
- $P_{Fi}$  – ostatní kalibrační koeficienty vyjadřující interakce  
(i – index zastupující pořadové číslo koeficientu)
- $P_{Mi}$  – ostatní kalibrační koeficienty vyjadřující interakce  
(i – obecný index zastupující pořadové číslo koeficientu)
- $V_{ijk}$  – výstupní signál (napětí) z tenzometrů na jednotlivých měřených složkách při působení vnějšího známého zatížení  
(i, j, k – indexy zastupující písmenné označení uvedené výše)

Soustavu je možné upravit do maticové formy zápisu v následující podobě:

$$\{M\} = [P] \cdot \{V\}$$

Význam symbolů:

- $M$  – vektor  $F_{Vi}$  a  $M_{Vi}$   
 $P$  – matice všech koeficientů  $P_{Fi}$  a  $P_{Mi}$   
 $V$  – vektor výstupních signálů z tenzometrů  $V_{ijk}$

Výše uvedená soustava rovnic pro kalibraci byla uvedena v literatuře [10]. Bylo ale nalezeno i jiné provedení kalibrace, uvedené v literatuře [16]. Interakce zde byly rozděleny na lineární a nelineární. Soustava rovnic byla složitější, aby pojala právě i tyto nelineární interakce. Za lineární interakce byly považovány ty, které vzniknou při zatížení jedinou složkou zatížení. Tyto interakce mají vznikat například výrobními nepřesnostmi, chybným ustavením tenzometrů a rozdíly GF parametru jednotlivých tenzometrů. Nelineární interakce jsou funkcí minimálně dvou různých složek zatížení. Jejich vznik má způsobit hlavně vlastní deformace konstrukce. Pro lepší představu byly v literatuře [16] popsány na příkladu vzájemného působení jednoho dílu na druhý, jejichž vzájemné působení přenáší třetí díl.

Pro matematický popis byl použit polynom druhého stupně, který byl autorem literatury [16] uznán jako dostačující. Rovnice vypadala následovně:

$$G_i = \sum_{j=1}^n (C_{i,j} \cdot F_j + C_{i,jj} \cdot F_j^2) + \sum_{j=1}^{n-1} C_{i,jj+1} \cdot F_j \cdot F_{j+1}$$

Význam symbolů:

- $G_i$  – výstupní hodnota složky zatížení z měřicího zařízení  
 $i$  – obecný index zastupující označení složky zatížení  
 $n$  – počet snímaných složek zatížení  
 (celkem je  $n = 6$ )  
 $C_{i,j}$  – lineární kalibrační koeficient  
 $F_j$  – výstupní signál (napětí) z tenzometrů na jednotlivých měřených složkách při působení vnějšího známého zatížení  
 $C_{i,jj}$  – nelineární kalibrační koeficient pro čtverec jedné složky zatížení  
 $C_{i,jj+1}$  – nelineární kalibrační koeficient pro kombinaci dvou složek zatížení  
 $F_{j+1}$  – další následující výstupní signál (napětí) z tenzometrů na jednotlivých měřených složkách při působení vnějšího známého zatížení

## 10 Finanční rozvaha

Tab. 10.1: Ceník								
Název položky	ks	Číslo výkresu	Cena materiálu na počet kusů	Cena tepelného zpracování na počet kusů	Cena povrchových úprav na počet kusů	Odpracované hodiny na počet kusů	Pořizovací cena položky bez DPH	
Vnější rám (dodaný)	1	3-MZ-00-01	0	0	0	0	9 191	Kč
Vnitřní rám (dodaný)	1	3-MZ-00-02	0	0	0	0	8 578	Kč
Spojka rámu	4	3-MZ-00-03	132	0	200	9	5732	Kč
Spojka dolní	4	3-MZ-00-04	484	0	300	10	6784	Kč
Spojka vnitřní	8	4-MZ-00-05	80	0	300	10	6380	Kč
Oko dolní 15	1	3-MZ-00-06	55	0	50	4	2505	Kč
Oko dolní 18	1	3-MZ-00-07	55	0	50	4	2505	Kč
Boční úchyt P	1	3-MZ-00-08	55	0	50	4	2505	Kč
Boční úchyt L	1	3-MZ-00-09	55	0	50	4	2505	Kč
Sestava měřicí tyče	3	3-MZ-01-00	0	0	0	2	1200	Kč
Deska měřicí tyče	3	3-MZ-01-01	700	2000	0	10	8700	Kč
Měřicí tyč	3	3-MZ-01-02	600	0	0	15	9600	Kč
Dotyk tyče	12	4-MZ-01-03	1000	0	0	6	4600	Kč
Sestava opěrná kostka	3	3-MZ-02-00	0	0	0	2	1200	Kč
Opěra měřicí tyče I	3	3-MZ-02-01	400	1000	0	12	8600	Kč
Opěra měřicí tyče II	3	3-MZ-02-02	400	1000	0	12	8600	Kč
Šroub M10 x 1	6	4-MZ-02-03	30	0	600	8	5430	Kč
Opěrný dotek	6	4-MZ-02-04	16	500	0	12	7716	Kč
Matice M 10 x 1	6	4-MZ-02-05	4	0	200	4	2604	Kč
Tenzometry	12	-	0	0	0	0	3800	Kč
Matice do Al profilu M6	132	-	15	0	0	0	1980	Kč
Ostatní spojovací materiál	140	-	0	0	0	0	500	Kč

Tab. 10.2: Součty cen				
Cena materiálu	Cena tepelného zpracování	Cena povrchových úprav	Cena práce	Celková cena
<b>28 115</b>	<b>4 500</b>	<b>1 800</b>	<b>76 800</b>	<b>111 215</b>
Kč	Kč	Kč	Kč	Kč

Tab. 10.3: Výpočtové ceny		
Položka	Cena	Jednotka
Cena materiálu Alfun EN AW 2024	110	Kč/kg
Cena materiálu 19 436	200	Kč/kg
Cena materiálu Armco 17-4PH (odhad)	500	Kč/kg
Náklady na hodinovou práci nástrojárny	600	Kč/hod



## 12 Závěr

Měřicí zařízení v této podobě nebylo dle dostupných zdrojů nikde realizováno. Navrhovaný způsob měření sil a momentů je tedy originálním řešením, jehož primárním cílem je zjistit, jaké možnosti se v takovémto konstrukčním řešení skrývají a zda přinesou očekávané vlastnosti, které budou lepší než v případě běžnějších konstrukcí. Měřicí zařízení bylo navrženo i s ohledem na možnost, že se po realizaci a otestování bude pokračovat v jeho vývoji. Je také navrženo, aby bylo možné snadno experimentovat s tvary a rozměry tenzometrických tyčí a případně měnit rozmístění tenzometrů na tělese tyče.

Před zahájením vývoje bylo požadováno, aby zařízení bylo v maximální možné míře univerzální. Tedy nejenom, aby dovolilo měřit síly působící na chladiče, ale i na jiná tělesa, například části modelů letadel, křídel apod. Tato univerzálnost by znamenala významný nárůst pořizovacích nákladů. Úplná univerzálnost se proto do návrhu nezahrnula, ale byla zachována pro měření různých typů chladičů s odlišnými rozměry a způsoby jejich upnutí.

## 13 Seznamy

### 13.1 Seznam použité literatury

- [1] CHYTIL, Jan. *Metody měření poměrného přetvoření na konstrukci*. Brno, 2012. 51 s., 24 s. příloh. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Ústav stavebního zkušebnictví, Vedoucí práce: Ing. Petr Daněk, Ph.D
- [2] ČTVERÁK J., MERTL V. a PÍŠTĚK A.. Soubor podkladů pro pevnostní výpočty leteckých konstrukcí. Brno: Letecký ústav fakulty strojní VUT Brno, 1997
- [3] FLORIAN Zdeněk, ONDRÁČEK Emanuel a PŘIKRYL Karel. *Mechanika těles statika*. 2. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, březen 2004. ISBN 978-80-214-3440-0
- [4] JANNÍČEK Přemysl a FLORIAN Zdeněk. *Mechanika těles úlohy z pružnosti a pevnosti I*. 2. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, srpen 2010. ISBN 978-80-214-4122-4
- [5] JANNÍČEK Přemysl, ONDRÁČEK Emanuel, VRBKA Jan a BURŠA Jiří. *Mechanika těles pružnost a pevnost I*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, březen 2007. ISBN 80-214-2592-X
- [6] KLEGER, O. *Zkušební stav pro zkoušení chladičů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 68 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.
- [7] LAJZA, Ondřej. *Aircraft engine cooling system testing*. PowerPoint Presentation CEDESA WORKSHOP. Brno: IAE-BUT, 21 February 2014.
- [8] MALOVANÝ, D. *Úprava držáku celohliníkového chladiče*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 85 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, Ph.D.
- [9] PAVELEK Milan a kolektiv. *Termomechanika*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, červen 2003. ISBN 80-214-2409-5
- [10] RAE William H. and POPE Alan. *Low-Speed Wind Tunnel Testing*. 2 nd edition. New York: John Wiley & Sons, 1984
- [11] ŘASA Jaroslav a ŠVERCL Josef. *Strojnické tabulky 1: pro školu a praxi Jednotky, matematika, mechanika, technické kreslení, strojní součásti*. 1. Vyd. Praha: Scientia, spol. s.r.o., pedagogické nakladatelství, 2004. ISBN 80-7183-312-6
- [12] ŘASA Jaroslav a ŠVERCL Josef. *Strojnické tabulky 2: pro školu a praxi Materiály, polotovary, technologie, upínání, měření*. 1. Vyd. Praha: Nakladatelství Scientia, spol. s.r.o., 2007. ISBN 978-80-86960-20-3

- [13] VANĚK David. *Konstrukce uchycení chladiče do měřicí sekce*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 45 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Lajza.
- [14] SHIGLEY Joseph E, MISHKE Charles R a BUDYNAS Richard G. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0
- [15] AK STEEL, *Product data sheet 17-4 PH Stainless steel: UNS S17400* [online]. © 2007 AK Steel Corporation. [cit. 2013 - 5 - 13].  
Dostupné z: < [http://www.aksteel.com/pdf/markets\\_products/stainless/precipitation/17-4\\_ph\\_data\\_sheet.pdf](http://www.aksteel.com/pdf/markets_products/stainless/precipitation/17-4_ph_data_sheet.pdf) >
- [16] BHARGAVA, Ajay, V.. *Design and calibration of strain gage balance*. Arlington: The University of Texas at Arlington, College of Engineering, 1987. 136 p. Supervising Professor Donald D. Seath [online]. [cit. 2013 - 11 - 15].  
Dostupné z: < [arc.uta.edu/publications/td.../Ajay%20Bhargava.pdf](http://arc.uta.edu/publications/td.../Ajay%20Bhargava.pdf) >
- [17] BIURO INŻYNIERSKIE MACIEJ ZAJĄCZKOWSKI [online]. [cit. 2014 - 5 - 5].  
Dostupné z: < <http://www.hbm.com.pl/pdf/cenniktensometry2011.pdf> >
- [18] *Electrical Resistance Strain Gage Circuits* [online]. [cit. 2013 - 10 - 19].  
Dostupné z: < <http://soliton.ae.gatech.edu/people/jcraig/classes/ae3145/Lab2/strain-gages.pdf> >
- [19] GTM. *Snímače vícekomponentního zatížení* [online]. © GTM GmbH 2014 [cit. 2014 - 4 - 17].  
Dostupné z: < <http://www.gtm-gmbh.com/cz/produkty/snimace-vicekomponentniho-zatizeni.html> >
- [20] HBM. *Tenzometry HBM* [online]. [cit. 2013 - 1 - 12].  
Dostupné z: < <http://www.hbm.cz/Aplikace/tenzometry.pdf> >
- [21] HBM. *K-OL Optical Strain Gauge Based on Fiber Bragg Gratings* [online]. [cit. 2013 - 1 - 12].  
Dostupné z: < <http://www.hbm.com/en/menu/products/strain-gages-accessories/optical-strain-gauges/k-ol/> >
- [22] ISSN 1068-798X, Russian Engineering Research, 2008, Vol. 28, No. 4, pp. 307–310. © Allerton Press, Inc., 2008. Original Russian Text © A.P. Petrov, 2008, published in Vestnik Mashinostroeniya, 2008, No. 4, pp. 28–31. [online]. [cit. 2013 - 10 - 29].  
Dostupné z: < [http://download.springer.com/static/pdf/743/art%253A10.3103%252FS1068798X08040060.pdf?auth66=1401125891\\_ca2fb828abe8c92230d589a919a63fe9&ext=.pdf](http://download.springer.com/static/pdf/743/art%253A10.3103%252FS1068798X08040060.pdf?auth66=1401125891_ca2fb828abe8c92230d589a919a63fe9&ext=.pdf) >
- [23] ITEM. *MB Building Kit System Catalogue, 2013*

- [24] HUNT Andy, CROSS Anthony, et al.. *Guide to the measurement of Force. London: The Institute of Measurement and Control, reviewed and re-issued 2013, ISBN 0 904457* [online]. [cit. 2014 - 2 - 18].  
Dostupné z: < <http://www.npl.co.uk/upload/pdf/forceguide.pdf> >
- [25] NATIONAL INSTRUMENTS. *Strain Gauge Measurement – A Tutorial*. [online]. [cit. 2013 - 11 - 18].  
Dostupné z: < <http://www.ni.com/white-paper/3642/en/pdf> >
- [26] OMEGA ENGINEERING, INC. *Omegaeng.cz: Váš zdroj informací o měření a regulaci* [online]. © Copyright 1995 - 2012. [cit. 2014 - 4 - 15].  
Dostupné z: < <http://www.omegaeng.cz/prodinfo/loadcells.html>>
- [27] PIETERSE, Frederic, Francois. *Design and development of a three component strain gauge wind tunnel balance*. Johannesburg: Rand Afrikaans University, November 2002. 235 p. Supervisor Prof C Redelinghuys [online]. [cit. 2013 - 11 - 15].  
Dostupné z: < [https://ujdigispace.uj.ac.za/bitstream/handle/10210/7055/F.F.%20PIETERSE\\_2002\\_MA.pdf?sequence=1](https://ujdigispace.uj.ac.za/bitstream/handle/10210/7055/F.F.%20PIETERSE_2002_MA.pdf?sequence=1) >
- [28] *Practical Strain gage measurements* [online]. [cit. 2013 - 12 - 28].  
Dostupné z: < [http://www.omega.com/techref/pdf/StrainGage\\_Measurement.pdf](http://www.omega.com/techref/pdf/StrainGage_Measurement.pdf)>
- [29] SEBERA, Martin. *Vícerozměrné statistické metody: Lineární regrese*[online]. [cit. 2013 - 10 - 22].  
Dostupné z: < [http://www.fsps.muni.cz/~sebera/vicerozmerna\\_statistika/linregrese.html](http://www.fsps.muni.cz/~sebera/vicerozmerna_statistika/linregrese.html) >
- [30] TODD Michael, D.. *Fiber Optic Bragg Grating-Based Sensing* [online]. San Diego: University of California San Diego, Structural Department. [cit. 2014 - 5 - 17].  
Dostupné z: < [http://www.sem.org/pdf/fiber\\_bragg\\_grating\\_sensing.pdf](http://www.sem.org/pdf/fiber_bragg_grating_sensing.pdf) >
- [31] SKF GROUP. *Deep groove ball bearings, single row, stainless steel* [online]. [cit. 2014 - 1 - 11].  
Dostupné z: < <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-stainless-steel/index.html?prodid=1010450000> >
- [32] VLK, Miloš, HOUFEK, Lubomír, HLAVOŇ, Pavel, KREJČÍ, Petr, KOTEK, Vladimír a KLEMENT, Jiří. *Experimentální mechanika. Brno, 2003* [online]. [cit. 2013 - 10 - 12].  
Dostupné z: < [http://www.umt-old.fme.vutbr.cz/studium/opory/Experimentalni\\_mechanika.pdf](http://www.umt-old.fme.vutbr.cz/studium/opory/Experimentalni_mechanika.pdf) >



[33] VTS ZLÍN. *Tenzometry* [online]. © Copyright 2010 vtsz.cz. [cit. 2014 - 5 - 5].  
Dostupné z: < [http://www.umt-old.fme.vutbr.cz/studium /  
opory/Experimentalni\\_mechanika.pdf](http://www.umt-old.fme.vutbr.cz/studium/opory/Experimentalni_mechanika.pdf) >

## 13.2 Seznam zdrojů ilustrací

- [I1] Zdroj ilustrace: [7]
- [I2] Zdroj ilustrace: [7]
- [I3] Dostupné z: < <http://www.ekonomika.lt/Uploads/image/bugatti/13.jpg> >  
[online]. [cit. 2013 - 10 - 10]
- [I4] Zdroj ilustrace: [8]
- [I5] Zdroj ilustrace: [8]
- [I6] Zdroj ilustrace: [8], upraveno autorem
- [I7] Zdroj ilustrace: [8], upraveno autorem
- [I8] Zdroj ilustrace: [6]
- [I9] Zdroj ilustrace: [22]
- [I10] Zdroj ilustrace: [13]
- [I11] Zdroj ilustrace: [13]
- [I12] Dostupné z: < <http://www.omegaeng.cz/ppt/pptsc.asp?ref=LC101> >  
[online]. [cit. 2014 - 10 - 9]
- [I13] Dostupné z: < [http://www.omegaeng.cz/ppt/pptsc\\_lg.asp?ref=LC501&Nav=>](http://www.omegaeng.cz/ppt/pptsc_lg.asp?ref=LC501&Nav=>)  
[online]. [cit. 2014 - 5 - 2]
- [I14] Dostupné z: < [http://www.gtm-mbh.com/fileadmin/media/dokumente/produkte/prospekte/cz/Brozura\\_Serie\\_MPF.pdf](http://www.gtm-mbh.com/fileadmin/media/dokumente/produkte/prospekte/cz/Brozura_Serie_MPF.pdf) >  
[online]. [cit. 2014 - 5 - 5]
- [I15] Zdroj ilustrace: [10]
- [I16] Zdroj ilustrace: [10], upraveno autorem
- [I17] Zdroj ilustrace: [1], upraveno autorem
- [I18] Zdroj ilustrace: [21]
- [I19] Zdroj ilustrace: [30], upraveno autorem
- [I20] Dostupné z: < [http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Dr%C3%A1tkov%C3%BD\\_tenzometr.JPG](http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Dr%C3%A1tkov%C3%BD_tenzometr.JPG) >  
[online]. [cit. 2014 - 5 - 10]
- [I21] Zdroj ilustrace: [20]
- [I22] Zdroj ilustrace: [33]
- [I23] Zdroj ilustrace: [18]
- [I24] Zdroj ilustrace [18]
- [I25] Zdroj ilustrace [18]
- [I26] Zdroj ilustrace: [18]
- [I27] Zdroj ilustrace: [18]
- [I28] Zdroj ilustrace: [18]

[129] Zdroj ilustrace: [32]

U ilustrací bez odkazu: vlastní tvorba / sbírka autora

### 13.3 Seznam použitých zkratk a symbolů

*Diplomová práce obsahuje velké množství zkratk a symbolů se základním významem, které se liší pouze indexem označující místo aplikace. Jejich seznam by byl matoucí. Významy jsou detailně uvedeny v jednotlivých kapitolách. Význam většiny z nich je popsán textem, nebo ilustracemi.*

Velká tiskací písmena	– označení prvků zařízení, označení významných míst
$F_{(index)}$	– obecně velikost síly (index značí směr a působiště)
$M_{(index)}$	– obecně velikost momentů sil (index značí osu rotace)
$R_{(index)}$	– reakční účinek, reakční síla (v případě $F_R$ jde též o reakční sílu)
$X_{(index)}$ , $Y_{(index)}$ , $Z_{(index)}$	– osy, souřadnice (index podává doplňující informace)
$r_{(index)}$	– rameno (index podává doplňující informace)
$t_{(index)}$	– tloušťka (index podává doplňující informace)
$b_{(index)}$	– šířka (index podává doplňující informace)

*Dále jsou uvedené pouze významné zkratky a symboly:*

AISI	– American Iron and Steel Institute
CAD	– Computer Aided Design
CTA	– Constant Temperature Anemometry
HRC	– tvrdost podle Rockvella na stupnici C
MKP	– metody konečných prvků
TDI	– Turbocharged Direct Injection

$Q_v$	– objemový průtok vzduchu
$Q_m$	– hmotnostní tok vzduchu
$\rho$	– hustota proudu vzduchu při dané teplotě proudu vzduchu
$v_i$	– i-tá rychlost proudu vzduchu (v Matlabu zadány rychlosti do vektoru)
$c_{Di}$	– součinitel odporu chladiče při rychlost $v_i$
$d_p$	– tlaková ztráta
$S_{(index)}$	– činná plocha chladiče

$R^2$	– koeficient determinace
$y$	– závisle proměnná
$x$	– nezávisle proměnná
CI	– interval spolehlivosti
PI	– predikční interval

- $n$  – počet těles v soustavě včetně základního tělesa (rámu)  
 $i$  – počet stupňů volnosti soustavy / tělesa  
 $n$  – počet těles v soustavě, kde číslo jedna označuje rám  
 $i_t$  – počet stupňů volnosti tělesa  
 (v rovině má těleso tři stupně volnosti:  $i_t = 3$ )  
 (v prostoru má těleso šest stupňů volnosti  $i_t = 6$ )  
 $\sum \xi_i$  – součet pohybových složek odebraných vazbami v soustavě  
 $\eta$  – počet odebraných stupňů volnosti ve formě omezení deformace  
 $s$  – stupeň statické neurčitosti  
 $\nu$  – počet nezávislých podmínek statické rovnováhy  
 (počet nezávislých rovnic popisujících silové a momentové rovnovážné stavy, které lze sestavit)  
 $\nu_F$  – počet nezávislých silových podmínek statické rovnováhy  
 (počet nezávislých rovnic popisujících silové rovnovážné stavy, které lze sestavit)  
 $\nu_M$  – počet nezávislých momentových podmínek statické rovnováhy  
 (počet nezávislých rovnic popisujících momentové rovnovážné stavy, které lze sestavit)  
 $\mu_F$  – počet neznámých nezávislých silových parametrů  
 (počet neznámých sil)  
 $\mu_M$  – počet neznámých nezávislých momentových parametrů  
 (počet neznámých momentů a silových dvojic)  
 $\mu_r$  – počet neznámých nezávislých polohových parametrů  
 (pro představu, co mohou být tyto parametry, je uveden příklad označený jako Pozn. 1)  
 $\mu$  – počet neznámých nezávislých parametrů (složen z  $\mu_F, \mu_M, \mu_r$ )
- $m_{celk}$  – celková hmotnost celé soustavy uložené v měřicích zařízeních  
 $m_{chl}$  – maximální hmotnost chladiče, včetně provozních kapalin  
 (zahrnuje i hmotnost všech chladičů v paketu)  
 (není uvažována hmotnost hadic pro přivedení kapalin, a spojovacích prvků)  
 $m_{kr}$  – součet hmotnosti obou segmentů přímo spojených s chladičem před a za ním  
 $m_{sp}$  – součet hmotnosti všech spojovací částí krytů a přípojek pro přívod a odvod chladicí kapaliny.  
 $G_{celk}$  – velikost tíhové síly  
 $g_0$  – tíhové zrychlení
- $M_{yt(x)}$  – vnější moment  $M_y$  jako funkce po délce střednice tyče  
 $M_{zt(x)}$  – vnější moment  $M_z$  jako funkce po délce střednice tyče  
 $M_{vpy(x)}$  – vnitřní moment jako funkce po délce střednice tyče  
 $M_{vpz(x)}$  – vnitřní moment jako funkce po délce střednice tyče  
 $T_y(x)$  – vnitřní posouvající síla ve směru  $y$   
 $T_z(x)$  – vnitřní posouvající síla ve směru  $z$

- $R_e$  – mez pevnosti v kluzu  
 $R_m$  – mez pevnosti v tahu  
 $\sigma_{Red}$  – redukované napětí  
 $\sigma_{yex(x)}$  – extrémní normálové napětí od ohybu kolem osy y (závislé na souřadnici x tyče)  
 $\sigma_{zex(x)}$  – extrémní normálové napětí od ohybu kolem osy z (závislé na souřadnici x tyče)  
 $G$  – modul pružnosti ve smyku  
 $E$  – modul pružnosti v tahu  
 $k$  – koeficient bezpečnosti, volený  $k = 1,5$
- $w_{Moy}$  – složka posuvu způsobená ohybovým momentem kolem osy z  
 $w_{Ty}$  – složka posuvu způsobená posouvající silou ve směru  $F_y$   
 $w_{Moz}$  – složka posuvu způsobená ohybovým momentem kolem osy y  
 $w_{Tz}$  – složka posuvu způsobená posouvající silou ve směru  $F_z$
- $w_{Fy(x)}$  – natočení střednice jako funkce nezávislé proměnné x - souřadnice od síly  $F_y$   
 $w_{Fz(x)}$  – natočení střednice jako funkce nezávislé proměnné x- souřadnice od síly  $F_z$
- $w_{Fy(x)}''$  – druhá derivace posuvu ve směru působení síly  $F_y$  (nezávisle proměnná je x- souřadnice)  
 $w_{Fz(x)}''$  – druhá derivace posuvu ve směru působení síly  $F_z$  (nezávisle proměnná je x-souřadnice)
- $\varepsilon_{Fy(x)}$  – funkce poměrného přetvoření po délce střednice na povrchu tenzometrické tyče při působení  $F_y$   
 $\varepsilon_{Fz(x)}$  – funkce poměrného přetvoření po délce střednice na povrchu tenzometrické tyče při působení  $F_z$
- $y_p$  – nezávisle proměnný parametr pro vykreslení požadovaných průběhu napětí po průřezu (odpovídají vzdálenosti na ose z)  
 $z_p$  – nezávisle proměnný parametr pro vykreslení požadovaných průběhů napětí po průřezu (odpovídají vzdálenosti na ose z)
- $\psi_y$  - parametr pro kontrolu prutových předpokladů
- $C_{1Fz}$  - integrační konstanta  
 $C_{1Fy}$  - integrační konstanta  
 $C_{2Fz}$  - integrační konstanta  
 $C_{2Fy}$  - integrační konstanta
- $L_0$  – vzdálenost působíště síly k místu vetknutí na tenzometrické tyči  
 $a_0$  – strana čtvercového průřezu tenzometrické tyče  
 $J_y$  – kvadratický moment průřezu k ose y  
 $J_z$  – kvadratický moment průřezu k ose z  
 $W_{0y}$  – modul průřezu v ohybu k ose y

- $W_{0z}$  – modul průřezu v ohybu k ose z  
 $A_V$  – plocha vetknutí tenzometrické tyče  
 $S_V$  – šířka vetknutí je totožná s rozměry průřezu tenzometrické tyče  $a_0$   
 $L_V$  – délka vetknutí (volena)  
 $\Delta_{trv}$  – přibližná velikost deformace valivého tělíska a oběžné dráhy v ložisku  
 $r_{těl}$  – poloměr valivého tělíska

- R - elektrický odpor  
 $\rho$  - měrný elektrický odpor  
 L - délka vodiče  
 A - průřezová plocha vodiče  
 $dR$  - infinitezimální přírůstek elektrického odporu  
 d - infinitezimální změna veličin v závorce  
 $\rho$  - měrný elektrický odpor  
 L - délka vodiče  
 A - průřezová plocha vodiče  
 $dR$  - infinitezimální přírůstek elektrického odporu  
 R - elektrický odpor  
 u - výstupní napětí pro měření  
 U - napájecí napětí  
 $R_i$  - odpor v obvodu, kde i zastupuje index odporu  
 $d\rho$  - infinitezimální změna měrného elektrického odporu  
 $\rho$  - měrný elektrický odpor  
 $\mu$  - Poissonova konstanta  
 $\epsilon$  - poměrné přetvoření  
 K - K- faktor  
 GF - Gage Factor

- $F_{VSi}$  – výsledné smykové zatížení nejnamáhanějšího šroubu s indexem i  
 $F_{VTi}$  – výsledné tahové zatížení nejnamáhanějšího šroubu s indexem i  
 $F_{TSi}$  – zatížení i-tého šroubu od translace  
 $F_{RSi}$  – zatížení i-tého šroubu od rotace  
 $F_{z0}$  – velikost síly, která vyvolává ohybové namáhání šroubového spoje  
 $M_{0s}$  – ohybový moment pro výpočet šroubů  
 $F_{Mmax}$  – zatížení nejvzdálenějšího šroubu při ohybovém namáhání  
 $F_{TS}$  – třecí síla vytvořená jedním šroubem

- $\sigma_i$  – normálové napětí šroubu s indexem i  
 $\tau_i$  – tečné napětí šroubu s indexem i

- $x_0$  – souřadnice polohy těžiště šroubového obrazce na ose x  
 $y_0$  – souřadnice polohy těžiště šroubového obrazce na ose y  
 $z_0$  – souřadnice polohy těžiště šroubového obrazce na ose z  
 $l_i$  – rameno i-tého šroubu namáhaného  $F_{z0}$   
 $l_{mos}$  – rameno nejvzdálenějšího šroubu namáhaného  $F_{z0}$   
 $d_{(číslo)i}$  – významné průměry i- tého šroubu  
 $A_i$  – plocha průřezu i - tého šroubu  
 S – plocha (na otlačení)

$n$  – počet šroubů  
 $f_0$  – součinitel tření za klidu

$\eta$  – součinitel rezervy



## 13.4 Seznam ilustrací

- Obr. 1.1:** *Vzhled postaveného aerodynamického tunelu – počítačový model [11]*
- Obr. 1.2:** *Základní vzhled měřicí sekce – počítačový model [12]*
- Obr. 1.3:** *Traverzér s měřicí sondou*
- Obr. 1.4:** *Reálný vzhled měřicí sekce*
- Obr. 1.5:** *Reálný vzhled měřicí sekce*
- 
- Obr. 2.1:** *Chladiče Bugatti Veyron [13]*
- Obr. 2.2:** *Celohliníkový chladič s nosným rámem [14]*
- Obr. 2.3:** *Příklad nosného rámu hliníkového chladiče [15]*
- Obr. 2.4:** *Příklad zajištění chladiče do rámu vlevo dole [16]*
- Obr. 2.5:** *Příklad zajištění chladiče do rámu vlevo nahoře [17]*
- Obr. 2.6:** *Trojpaket chladičů pro motor 1,6 TDI/77 kW (Škoda Yeti) [18]*
- Obr. 2.7:** *Reálný vzhled modelovaného chladiče*
- Obr. 2.8:** *Model chladiče v Catii V5R21 – pohled 1*
- Obr. 2.9:** *Model chladiče v Catii V5R21 – pohled 2*
- Obr. 2.10:** *Horní výstupek pro uložení chladiče na jedné straně*
- Obr. 2.11:** *Dolní výstupek pro uložení chladiče na jedné straně*
- 
- Obr. 3.1:** *Znázornění průběhu součinitele odporu chladiče ( $\zeta$ ) na rychlosti proudu vzduchu ( $v$ ) [19]*
- 
- Obr. 4.1:** *Základní pohled na celou měřicí sekci [110]*
- Obr. 4.2:** *Detail krytu u chladiče [111]*
- 
- Obr. 5.1:** *Koncepce 1 uložení chladiče a měření sil*
- Obr. 5.2:** *Koncepce 2 uložení chladiče a měření sil*
- Obr. 5.3:** *Vnější zatížení obdélníku a rozložení sil pro zajištění jeho stability v prostoru*
- Obr. 5.4:** *Příklad rozložení sil v jednotlivých bodech uložení*
- Obr. 5.5:** *Příklad rozložení sil v jednotlivých bodech uložení*
- Obr. 5.6:** *Příklad rozložení sil v jednotlivých bodech uložení*
- Obr. 5.7:** *Příklad reálné vazby odebírající 1° volnosti*
- Obr. 5.8:** *Třecí síly v uložení*
- Obr. 5.9:** *Konstrukční řešení vazby s valením – pohled 1 – zatíženo*
- Obr. 5.10:** *Konstrukční řešení vazby s valením – pohled 2 – odlehčeno*
- Obr. 5.11:** *Konstrukční řešení konstrukčně jednoduché vazby*
- 
- Obr. 6.1:** *Snímače síly – vážní snímače [112, 113]*
- Obr. 6.2:** *Snímač vícekomponentního zatížení [114]*
- Obr. 6.3:** *Nosníkové váhy [115]*
- Obr. 6.4:** *Hydraulický snímač [116]*
- Obr. 6.5:** *Tyčkový tenzometr s trny [117]*
- Obr. 6.6:** *Optický tenzometr [118]*
- Obr. 6.7:** *Schéma Braggovy mřížky [119]*
- Obr. 6.8:** *Rozdělení odporových tenzometrů*
- Obr. 6.9:** *Drátkový tenzometr [120]*
- Obr. 6.10:** *Foliové tenzometry [121]*
- Obr. 6.11:** *Monokrystalický tenzometr s podložkou [122]*
- Obr. 6.12:** *Wheatstoneův můstek I [123, 124]*
- Obr. 6.13:** *Wheatstoneův můstek II [125, 126, 127, 128]*
- Obr. 6.14:** *Blokové schéma digitálního zesilovače signálu tenzometrického můstku [129]*
- Obr. 6.15:** *Zkoumané vzorky*
- Obr. 6.16:** *Průběh experimentu*

- Obr. 6.17:** Vzorek 1: Bez otvoru  
**Obr. 6.18:** Vzorek 2: Kruh  
**Obr. 6.19:** Vzorek 3: Zámek  
**Obr. 6.20:** Vzorek 4: Ovál  
**Obr. 6.21:** Vzorek 5: Brýle  
**Obr. 6.22:** Vzorek 6: Obdélník  
**Obr. 6.23:** Vzorek 7: Kost  
**Obr. 6.24:** Rozmístění tenzometrů A – pohled  
**Obr. 6.25:** Rozmístění tenzometrů A – pohled 2  
**Obr. 6.26:** Rozmístění tenzometrů B – pohled 1  
**Obr. 6.27:** Rozmístění tenzometrů B – pohled 2  
**Obr. 6.28:** Zvolený souřadnicový systém tenzometrické tyče  
**Obr. 6.29:** Uvolnění tenzometrické tyče  
**Obr. 6.30:** Souřadnicový systém pro VVU s reakčními složkami zatížení  
**Obr. 6.31:** Průběhy výsledných vnitřních účinků  
**Obr. 6.32:** Průběhy tečných napětí v průřezu  
**Obr. 6.33:** Průběhy deformací a délkového přetvoření  
**Obr. 6.34:** Poloha extrémně namáhaných bodů v průřezu  
**Obr. 6.35:** Parametry pro kontrolu vetknutí  
**Obr. 6.36:** Šroubový spoj opěra měřicí tyče – vnitřní rám  
**Obr. 6.37:** Šroubový spoj desky měřicí tyče s vnějším základním rámem měřicí sekce
- Obr. 7.1:** Základní model  
**Obr. 7.2:** Zjednodušený model  
**Obr. 7.3:** Základní model sloupů  
**Obr. 7.4:** Zjednodušení sloupů  
**Obr. 7.5:** Druhé zjednodušení sloupů  
**Obr. 7.6:** Vnitřní spojka sloupů rámu chladiče - pohled z čela  
**Obr. 7.7:** Náskres pro výpočet šroubových spojů  
**Obr. 7.8:** Uvažované zatížení základního rámu  
**Obr. 7.9:** Zatížení základního rámu zjednodušení  
**Obr. 7.10:** Kritický průřez horní spojky  
**Obr. 7.11:** Náskres pro výpočet šroubových spojů horní spojky s rámem měřicí sekce  
**Obr. 7.12:** Kritický průřez dolní spojky  
**Obr. 7.13:** Náskres pro výpočet šroubových spojů dolní spojka – vnější rám  
**Obr. 7.14:** Náskres pro výpočet šroubových spojů dolní spojka – rám měřicí sekce
- Obr. 8.1:** Redukční člen pro horní boční úchyty chladiče  
**Obr. 8.2:** Redukční členy pro spodní úchyty chladiče  
**Obr. 8.3:** Kritický průřez horního redukčního členu  
**Obr. 8.3:** Rozložení šroubových spojů na horní redukční části  
**Obr. 8.4:** Kritický průřez spodního redukčního členu  
**Obr. 8.5:** Rozložení šroubových spojů na dolní redukční části
- Obr. 11.1:** Čelní panel  
**Obr. 11.2:** Program

## 13.5 Seznam grafů

*Graf 1: Grafický výstup závislosti součinitele odporu na rychlosti proudu vzduchu z naměřených hodnot*

*Graf 2: Grafický výstup statistické analýza provedené v programu Minitab*

*Graf 3: Odchytky naměřených bodů v závislosti na hodnotách vytvořené regresní funkce v programu Minitab*

*Graf 4: Odchytky naměřených bodů od vytvořené regresní závislosti nelineární regresí v programu Minitab*

*Graf 5: Závislost součinitele odporu na rychlosti proudu vzduchu*

*Graf 6: Odporová síla v závislosti na rychlosti proudu vzduchu*

*Graf 7: Tlaková ztráta v závislosti na rychlosti proudu vzduchu*

## 13.6 Seznam tabulek

- Tab. 1.1: Parametry tunelu  
Tab. 1.2: Měřicí sekce
- Tab. 2.1: Parametry chladiče 6R0 121 253A (činná plocha - změřena)
- Tab. 3.1: Parametry testovaného chladiče 1K0 121 251BB (činná plocha)  
Tab. 3.2: Vypočítané parametry  
Tab. 3.3: Parametry proudu u chladiče a účinky na chladič
- Tab. 5.1: Zadané a vypočítané parametry v bodech uložení
- Tab. 6.1: Deformace jednotlivých tyčí  
Tab. 6.2: Vypočítané významné parametry tenzometrické tyče  
Tab. 6.3: Vypočítané významné parametry ve vetknutí  
Tab. 6.4: Zatížení opěr na jedné straně rámu  
Tab. 6.5: Nejvýznamnější zatížení jedné opěry  
Tab. 6.6: Zatížení šroubů na smyk opěry od síly  $F_{zbd}$   
Tab. 6.7: Kontrola nejnamáhanějšího šroubu  
Tab. 6.8: Kontrola přenosu zatížení třecí silou na opěře  
Tab. 6.9: Zatížení boční desky na jedné straně rámu  
Tab. 6.10: Převedení do souřadnicového systému boční desky měřicí tyče  
Tab. 6.11: Zatížení šroubů desky měřicí tyče na smyk  $F_{ydm}$   
Tab. 6.12: Zatížení šroubů desky měřicí tyče na smyk od síly  $F_{xdm}$   
Tab. 6.13: Zatížení šroubů desky měřicí tyče od ohybu  
Tab. 6.14: Kontrola nejnamáhanějšího šroubu
- Tab. 7.1: Zadané a vypočítané parametry v bodech uložení chladiče  
Tab. 7.2: Zadané a vypočítané reakce v uložení sloupů  
Tab. 7.3: Parametry pro rozložení zatížení mezi vnitřní spojky na horní straně a spodní straně uložení sloupů  
Tab. 7.4: Zatížení spojky B1  
Tab. 7.5: Transformace zatížení do souřadnicového systému spojky  
Tab. 7.6: Dimenzování průřezu vnitřní spojky sloupu rámu chladiče  
Tab. 7.7: Zatížení šroubů vnitřní spojky sloupu od síly  $F_{yP}$   
Tab. 7.8: Zatížení šroubů vnitřní spojky sloupu od síly  $F_{xP}$   
Tab. 7.9: Zatížení šroubů vnitřní spojky sloupu od síly  $F_{zP}$   
Tab. 7.10: Kontrola nejnamáhanějšího šroubu  
Tab. 7.11: Zadané a vypočítané parametry v bodech uložení vnějšího základního rámu  
Tab. 7.12: Zatížení dvou horních spojek rámu na jedné straně  
Tab. 7.13: Zatížení dvou dolních spojek na jedné straně  
Tab. 7.14: Zatížení jedné horní spojky  
Tab. 7.15: Zatížení jedné dolní spojky

- Tab. 7.16: Dimenzování kritického průřezu horní spojky
- Tab. 7.17: Zatížení šroubů horní spojky rámu na smyk od síly  $F_{Ax1/2}$
- Tab. 7.18: Zatížení šroubů horní spojky rámu od síly  $F_{Ax1/2}$
- Tab. 7.19: Kontrola nejnamáhanějšího šroubu horní spojky rámu
- Tab. 7.20: Kontrola přenosu zatížení třecí silou na horní spojce rámu
- Tab. 7.21: Dimenzování kritického průřezu dolní spojky
- Tab. 7.22: Zatížení šroubů základní rám měřicího zařízení – dolní spojka na smyk dolní spojky od síly  $F_{ydsp}$
- Tab. 7.23: Kontrola nejnamáhanějšího šroubu
- Tab. 7.24: Zatížení šroubů na smyk dolní spojky od síly  $F_{ydsp}$
- Tab. 7.25: Zatížení čtveřice šroubů dolní spojky od síly  $F_{ydsp}$
- Tab. 7.26: Kontrola nejnamáhanějšího šroubu
- 
- Tab. 8.1: Zatížení horního redukčního členu
- Tab. 8.2: Zatížení spodního redukčního členu
- Tab. 8.3: Transformace zatížení do souřadnicového systému horního redukčního členu
- Tab. 8.4: Transformace zatížení do souřadnicového systému dolního redukčního členu
- Tab. 8.5: Dimenzování kritického průřezu horní redukční části-
- Tab. 8.6: Zatížení šroubů od síly  $F_{Hry}$
- Tab. 8.7: Zatížení šroubů od síly  $F_{HRx}$
- Tab. 8.8: Zatížení šroubů horní redukční části od ohybu
- Tab. 8.9: Kontrola nejnamáhanějšího šroubu horní redukční části
- Tab. 8.10: Dimenzování kritického průřezu spodní redukční části
- Tab. 8.11: Zatížení šroubů dolní redukční části od síly  $F_{DRx}$
- Tab. 8.12: Zatížení šroubů dolní redukční části od ohybu
- Tab. 8.13: Kontrola nejnamáhanějšího šroubu dolní redukční části
- 
- Tab. 10.1: Ceník
- Tab. 10.2: Součty cen
- Tab. 10.3: Výpočtové ceny

## 13.7 Seznam příloh

### 13.7.1 Tištěné přílohy

#### A) Volné listy:

- Příloha 1: Převzaté parametry z měření UADI
- Příloha 2: Analýza měření UADI
- Příloha 3: Skript pro výpočty 1 (Skript1.m)
- Příloha 4: Aerodynamická charakteristika chladiče - extrapolace
- Příloha 5: Skript pro výpočty 2 (Skript2.m)
- Příloha 6: Skript pro výpočty 3 (Skript3.m)
- Příloha 7: Skript pro výpočty 4 (Skript4.m)
- Příloha 8: Skript pro výpočty 5 (Skript5.m)
- Příloha 9: Skript pro výpočty 6 (Skript6.m)
- Příloha 10: Skript pro výpočty 7 (Skript7.m)
- Příloha 11: Skript pro výpočty 8 (Skript8.m)
- Příloha 12: Skript pro výpočty 9 (Skript9.m)
- Příloha 13: Skript pro výpočty 10 (Skript10.m)
- Příloha 14: Skript pro výpočty 11 (Skript11.m)
- Příloha 15: Skript pro výpočty 12 (Skript12.m)
- Příloha 16: Skript pro výpočty 13 (Skript13.m)
- Příloha 17: Skript pro výpočty 14 (Skript14.m)
- Příloha 18: Skript pro výpočty 15 (Skript15.m)
- Příloha 19: Skript pro výpočty 16 (Skript16.m)
- Příloha 20: Skript pro výpočty 17 (Skript17.m)
- Příloha 21: Skript pro výpočty 18 (Skript18.m)
- Příloha 22: Skript pro výpočty 19 (Skript19.m)
- Příloha 23: Skript pro výpočty 20 (Skript20.m)
- Příloha 24: Skript pro výpočty 21 (Skript21.m)
- Příloha 25: Skript pro výpočty 22 (Skript22.m)
- Příloha 26: Skript pro výpočty 23 (Skript23.m)
- Příloha 27: Skript pro výpočty 24 (Skript24.m)
- Příloha 28: Skript pro výpočty 25 (Skript25.m)
- Příloha 29: Skript pro výpočty 26 (Skript26.m)
- Příloha 30: Skript pro výpočty 27 (Skript27.m)
- Příloha 31: Skript pro výpočty 28 (Skript28.m)
- Příloha 32: Skript pro výpočty 29 (Skript29.m)
- Příloha 33: Skript pro výpočty 30 (Skript30.m)
- Příloha 34: Skript pro výpočty 31 (Skript31.m)
- Příloha 35: Skript pro výpočty 32 (Skript32.m)
- Příloha 36: Skript pro výpočty 33 (Skript33.m)
- Příloha 37: Skript pro výpočty 34 (Skript34.m)
- Příloha 38: Skript pro výpočty 35 (Skript35.m)
- Příloha 39: Skript pro výpočty 36 (Skript36.m)
- Příloha 40: Skript pro výpočty 37 (Skript37.m)
- Příloha 41: Skript pro výpočty 38 (Skript38.m)
- Příloha 42: Skript pro výpočty 39 (Skript39.m)

## B) Výkresová dokumentace

Měřicí rám	2-MZ-00-00	Výkres sestavy
Měřicí rám	4-MZ-00-00 - L1/2	Seznam položek
Měřicí rám	4-MZ-00-00 - L2/2	Seznam položek
Vnější rám – dodaný	3-MZ-00-01	Výkres součásti
Vnitřní rám – dodaný	3-MZ-00-02	Výkres součásti
Spojka rámu	3-MZ-00-03	Výkres součásti
Spojka dolní	3-MZ-00-04	Výkres součásti
Spojka vnitřní	4-MZ-00-05	Výkres součásti
Oko dolní 18	3-MZ-00-06	Výkres součásti
Oko dolní 15	3-MZ-00-07	Výkres součásti
Boční úchyt P	3-MZ-00-08	Výkres součásti
Boční úchyt L	3-MZ-00-09	Výkres součásti
Sestava měřicí tyče	3-MZ-01-00	Výkres sestavy
Sestava měřicí tyče	4-MZ-01-00 – L1	Seznam položek
Deska měřicí tyče	3-MZ-01-01	Výkres součásti
Měřicí tyč	3-MZ-01-02	Výkres součásti
Dotyk tyče	4-MZ-01-03	Výkres součásti
Opěrná kostka	3-MZ-02-00	Výkres sestavy
Opěrná kostka	4-MZ-02-00 – L1	Seznam položek
Opěra měřicí tyče I	3-MZ-02-01	Výkres součásti
Opěra měřicí tyče II	3-MZ-02-02	Výkres součásti
Šroub M10 x 1	4-MZ-02-03	Výkres součásti
Opěrný dotek	4-MZ-02-04	Výkres součásti
Matice M 10 x 1	4-MZ-02-05	Výkres součásti

### 13.7.2 Elektronické přílohy

#### Obsah CD-ROM:

- a) **Výkresová dokumentace**
  - totožná s kapitolou 13.7.1, částí B)
- b) **Přílohy.pdf**
- c) **Sily\_analyza.xlsx**
- d) **Analyza\_UADI.MPJ**
- e) **Gagepanel.lvproj**
- f) **Gagepanel.vi**

**g) Skripty:**

Skript1.m  
Skript3.m  
Skript5.m  
Skript7.m  
Skript9.m  
Skript11.m  
Skript13.m  
Skript15.m  
Skript17.m  
Skript19.m  
Skript21.m  
Skript23.m  
Skript25.m  
Skript27.m  
Skript29.m  
Skript31.m  
Skript33.m  
Skript35.m  
Skript37.m  
Skript39.m

Skript2.m  
Skript4.m  
Skript6.m  
Skript8.m  
Skript10.m  
Skript12.m  
Skript14.m  
Skript16.m  
Skript18.m  
Skript20.m  
Skript22.m  
Skript24.m  
Skript26.m  
Skript28.m  
Skript30.m  
Skript32.m  
Skript34.m  
Skript36.m  
Skript38.m