



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

LETECKÝ ÚSTAV

INSTITUTE OF AEROSPACE ENGINEERING

NÁVRH TENZOMETRICKÝCH MĚŘIDEL SÍLY V BEZPEČNOSTNÍM PÁSU

DESIGN OF STRAIN GAUGE DEVICES FOR SAFETY BELTS LOAD MEASURING

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Martin Lontras

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Michal Mališ, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav: Letecký ústav
Student: **Martin Lontras**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Michal Mališ, Ph.D.**
Akademický rok: 2015/16

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 bakalářské práce:

Návrh tenzometrických měřidel síly v bezpečnostním pásu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce bude součástí aktuálně řešeného projektu: Zvyšování pasivní bezpečnosti letounů společnosti TL-ultralight. V rámci projektu je plánováno s dynamickými rázovými zkouškami. Jedním z kritérií vyhodnocení účinků rázů na pilota je tahová síla v bezpečnostních pásích. Náplní práce je navrhnout, vyrobit a vyzkoušet prototyp jednoúčelového měřidla pro zjištění sil v pásích.

Cíle bakalářské práce:

- Rozbor úlohy, rešerše průmyslových řešení
- Návrh vlastních tenzometrických měřidel
- Výroba a vyzkoušení prototypu

Seznam literatury:

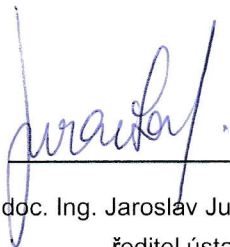
Hurley T. R., Vanderburg J. M. (2002): Small Airplane Crashworthiness Design Guide, AGATE-WP3.4-034043-036, April 2002.

Vlk M., a kol. (2003): Experimentální mechanika, Skripta VUT.

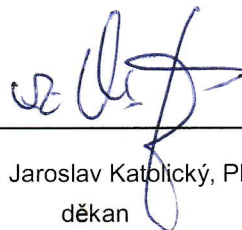
Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 30. 11. 2015





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



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

ABSTRAKT

Cílem této práce je navrhnout, vyrobit a experimentálně ověřit zařízení pro měření síly, v bezpečnostním pásu pomocí tenzometrů. Nejprve jsou rozebrány možnosti měření síly pomocí měřidla, které se umístí mezi dvě části pásu nebo do kotevního bodu. Tyto návrhy nebyly z různých důvodů přijaty. Proto je dále popsán průvlak, který pás mírně vychýlí a část zatížení tím převede na tenzometrický měřicí prvek. Jako výchozí koncept je zvolen hliníkový U-profil, ve kterém je umístěn měřicí mechanismus. Jsou provedeny výpočty základní geometrie a pevnostní kontroly. Následně je popsána výroba prototypu a kalibrace na trhacím stroji. V závěru je realizováno měření síly v pásu, který je zatěžován rázem, vzniklým při shazování závaží z určité výšky, což má simulovat chování pásu a měřidla při nárazové zkoušce.

ABSTRACT

The aim of this thesis is to design, produce and experimentally verified measuring device for measuring force in seatbelt, by using strain gages. First are discussed possibilities of measuring force by using device placed in between two parts of seat belt or in anchor point. These suggestions were not accepted for various reasons. Therefore is further described girder, which belt slightly deflected so that part of the load is transferred to the strain gauge measuring element. As default concept is choosen aluminum U-profile, in which is placed measuring mechanism. There are performed calculations of basic geometry and stress control. Then is described manufacturing and calibration on universal testing machine. In conclusion is realized measuring of the force in seat belt, which is loaded by shock force, occasioned by dropping weights from a certain height, which simulates the behavior of the belt and gauge during a crash test.

KLÍČOVÁ SLOVA

Tenzometr, siloměr, bezpečnostní pás, zádržný systém, pasivní bezpečnost, letectví, ultralight, nárazová zkouška.

KEYWORDS

Strain gage, load cell, safety belt, seat belt, restraint system, passive safety, aviation, ultralight, crash test.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

LONTRAS, M. *Návrh tenzometrických měřidel síly v bezpečnostním pásu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 62 s. Vedoucí bakalářské práce
Ing. Michal Mališ, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, pod dohledem vedoucího Ing. Michala Mališe, Ph.D., a s použitím uvedených zdrojů.

V Brně, dne 27.5. 2016

.....
Martin Lontras

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji především vedoucímu své práce Ing. Michalu Mališovi, Ph.D. za odborné rady a ochotu. Dále děkuji doc. Ing. Ivo Jebáčkovi, Ph.D. a Ing. Marku Horákovi, Ph.D. za konzultace týkající se problematiky tenzometrů a asistenci při měření. Děkuji také své rodině a přítelkyni za podporu během studia.

OBSAH

1	Úvod.....	10
2	Přehled dostupných zařízení.....	11
2.1	Podobná zařízení.....	12
3	Patenty.....	13
3.1	Měřidla v kotevních bodech	13
3.2	Průvlaky.....	13
4	Tenzometry.....	14
4.1	Rozdělení tenzometrů.....	14
4.1.1	Kovové	14
4.1.2	Polovodičové.....	14
4.2	Princip funkce kovových tenzometrů	15
4.3	Základní vlastnosti.....	16
4.3.1	Hystereze	16
4.3.2	Nelinearita	16
4.3.3	Reprodukovatelnost.....	16
4.3.4	Sloučená chyba.....	16
4.3.5	K-faktor	16
4.3.6	Jmenovitý odpor	16
4.4	Negativní vlivy na měření	17
4.4.1	Kolísání teploty	17
4.4.2	Vlhkost	17
4.5	Výběr tenzometru	17
4.6	Přípevnění tenzometru	17
4.6.1	Lepení.....	17
4.6.2	Difúzní napařování	18
4.7	Zapojení tenzometrů	18
4.7.1	Můstek pro tah/tlak.....	18
4.7.2	Můstek pro ohyb.....	19
4.8	Aparatura pro tenzometrická měření	19
4.9	Konstrukce tenzometrických snímačů.....	19
5	Nárazová zkouška [15].....	20
6	Zadržný systém [15].....	21
6.1	Zatížení	21

7	Měřidlo jako součást pásu	23
7.1	Měřidlo z obou stran připojené k pásu	23
7.2	Měřidlo v kotevním bodě	24
8	Průvlak	25
8.1	Základní princip.....	25
8.1.1	Určení úhlu α	27
9	Návrh průvlastku.....	29
9.1	Tělo měřidla.....	29
9.2	Určení průměru tyčí.....	29
9.3	Návrh měřicího prvku.....	33
9.3.1	Komerční senzory	33
9.3.2	Návrh vlastního měřicího členu	33
9.4	Poloha měřidla při měření	36
9.5	Upevnění měřicího prvku	36
9.6	Vedení střední tyče	39
9.7	Postup výroby a montáž prototypu	39
9.8	Cenové zhodnocení.....	39
9.9	Finální výrobek.....	39
10	Měření	40
10.1	Kalibrace	40
10.1.1	Výsledky kalibrace	40
10.2	Zkouška shozu	41
	Závěr.....	44
	Seznam použitých zdrojů	45
	Seznam použitých symbolů a zkratk	47
	Seznam obrázků	48
	Seznam tabulek	50
	Seznam příloh.....	51
	Příloha A - Náčrty součástí prototypu	52
	Příloha B - Postup montáže a výroby prototypu	54
	Příloha C - Fotografie prototypu	56
	Příloha E – Výkresová dokumentace finálního výrobku.....	58

1 ÚVOD

Při nárazových zkouškách, tzv. crashtestech, je cílem ověřit pasivní bezpečnostní prvky letadla či jiného dopravního prostředku. Jedním z hlavních výstupů těchto testů jsou setrvačné síly působící na cestující, které vznikají v důsledku prudkého poklesu rychlosti při nárazu.

Tyto síly jsou během testu zjišťovány pomocí měřidel, umístěných na podstatných částech zkušební figuríny (krk, nohy) a měří se také síla napínající bezpečnostní pásy. Síly z měřidel ve figuríně a zatížení bezpečnostního pásu, které charakterizuje poranění hrudníku, se porovnávají s příslušnými mezními hodnotami, které je člověk ještě schopen přežít. Pro měření sil v bezpečnostních pásech, se používají siloměry, fungující na bázi tenzometrů, které se na pás navléknou, bez toho aby bylo nutné přerušit pásu a jeho následné sešití.

Společnost TL-ULTRALIGHT s.r.o. se zabývá výrobou letadel kategorie UL (ultralehká) a LSA (lehká sportovní). Pro kategorii UL nejsou předpisy definované požadavky na pasivní bezpečnost [1], proto se firma TL-ULTRALIGHT rozhodla, že u letounu Stream (kategorie UL) bude jako nadhodnota, kladen vyšší důraz na zlepšení pasivních bezpečnostních prvků. V rámci projektu¹ Zvýšení pasivní bezpečnosti letounů společnosti TL-ultralight bude provedena nárazová zkouška, při které bude, v případě vyhovující přesnosti navrženého měřidla, měřena síla v bezpečnostních pásech pomocí tohoto zařízení.

¹ Webové stránky projektu:

<http://www.isvav.cz/projectDetail.do;jsessionid=0F27D078252B9B4ACE9073603A7856E5?rowId=TA0401085>

2 PŘEHLED DOSTUPNÝCH ZAŘÍZENÍ

Na webu je možné dohledat několik zahraničních firem, které nabízí měřidla síly v bezpečnostních pásích. K vyhledání je nejlepší použít následující slovní spojení: seat/safety belt load cell/force sensor/ transducer. Konstrukce všech snímačů je podobná, jedná se o hliníkové, titanové nebo ocelové tělo se dvěma upevňovacími šrouby a normovaným konektorem. Základní princip spočívá zřejmě ve vychýlení pásu a detailně je popsán v kapitole 8. Pro lepší představu o nabízeném sortimentu jsou dále vybrány a porovnány následující zařízení, viz tab. 2.1:

- EL20-S458, výrobce Measurement Specialties
- F305TF00H0, výrobce Novatech Measurements Limited
- Model 3419, výrobce Honeywell International Inc



Obr. 2.1: EL-20 [2]



Obr. 2.2: F305 [3]



Obr. 2.3: Model 3419 [4]

Tab. 2.1: Vybraná měřicí zařízení [2], [3], [4], [5]

	a)	b)	c)
Rozsah měření [kN]	16	16	16
Váha [g]	85	50	227
Rozměry (v × š × h) [mm]	16,5 × 66 × 35	20 × 70 × 45	25,4 × 76,2 × 50,8
Materiál	titan	titan	ocel
Princip	Wheatstoneův můstek	Wheatstoneův můstek	Wheatstoneův můstek
Maximální šířka pásu [mm]	50	50	50
Nelinearita [% nominálního zatížení]	± 3	± 3	± 2
Hystereze [% nominálního zatížení]	-	± 1	± 4
Jmenovitý výstup [mV/V]	2	1,5	2
Napájecí napětí [V]	10	10	20
Odpor můstku [Ω]	350	350	350
Cena [Kč]	33 000	40 000	nezjištěno
Přetížitelnost [% nominálního zatížení]	150	130	150

Pod jedním označením výrobci nabízí většinou několik výrobků pro různá maximální zatížení (typicky 5 kN, 16 kN, 25 kN), jejichž charakteristické vlastnosti jsou odlišné. Pro srovnání byly vybrány senzory se stejným maximálním zatížením (16 kN).

Z katalogů dále vyplývá, že je kladen důraz na tyto vlastnosti:

- nízká hmotnost
- nutno provést kalibraci (zajistí výrobce), nejlépe se stejným typem pásu, jaký bude použit při zkoušce
- možnost dokoupení linearizačního obvodu pro snížení nelinearity
- snadná montáž na pás, při které není nutné pás přerušit
- nízká citlivost na změnu tloušťky pásu při jeho zatížení
- zaoblení hran, které má předejít poškození figuríny a interiéru
- vyměnitelný kabel

Senzory A, B zastupují konstrukci, která je v téměř totožném provedení nabízena většinou výrobci a jako další lze uvést:

- Model F1B1A11A, výrobce mg-sensor GmbH
- 5BC, výrobce Messring
- TI - Tension and compression sensor, výrobce TM Electronics, Inc

Senzor C má konstrukci odlišnou, nicméně princip zůstává pravděpodobně stejný, jako u předchozích. Další zařízení odlišné konstrukce:

- LBT-A-20KNSA1, výrobce KYOWA ELECTRONIC INSTRUMENTS CO., LTD
- LBT-B-200NSA1-P, výrobce KYOWA ELECTRONIC INSTRUMENTS CO., LTD.
- LBT-D-100NSA1-H, výrobce KYOWA ELECTRONIC INSTRUMENTS CO., LTD.

2.1 Podobná zařízení

Analogii pro měření síly v bezpečnostních pásích lze najít u měřidel síly v ocelových lanech, která se používají v případě, že není možné lano přerušit a měřicí člen instalovat do série s ním. Jedná se také o zařízení, která pomocí mírného vychýlení lana převádějí část zatížení na vhodný kovový prvek, na kterém jsou nalepeny tenzometry. Používají se například pro ochranu před přetížením jeřábů a výtahů.

Pro ilustraci uveďme zařízení F9304 od firmy Schmachtl CZ, s.r.o. viz Obr 2.4.



Obr. 2.4: F9304 [6]

3 PATENTY

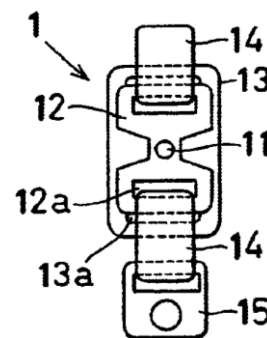
K měření sil v bezpečnostních pásích se vztahuje poměrně velké množství patentových přihlášek. Tyto patenty lze rozdělit na měřidla připojená jako jeden z kotevních bodů pásu a průvlaky.

3.1 Měřidla v kotevních bodech

- Patent US 6729428 B2 Zařízení pro zjišťování tahové síly v bezpečnostním pásu [7]

Popis Obr. 3.1: Měřicí člen 12 s tenzometry 11 je připojen pomocí pásků 14 k bezpečnostnímu pásu a k rámu vozidla. Za běžných podmínek je zatížení pásu přenášeno pouze členem 12 a na něm je měřeno napětí pomocí tenzometrů 11. Pro zajištění dostatečné citlivosti je člen 12 tenký a neodolá silám působícím při nárazu vozidla, proto je podložen členem 13, který v případě přetržení členu 12 přenese veškeré zatížení. Zařízení je zřejmě zapojeno do plného Wheatstoneova můstku a měří prostý tah.

Další podobná zařízení (např. Belt force sensor US 6959779 B2), pracují se stále stejnou myšlenkou, tedy že mezi pás a rám vozidla je připevněn kovový pásek na kterém se pomocí tenzometrů měří napětí a to je následně převedeno na sílu v pásu.



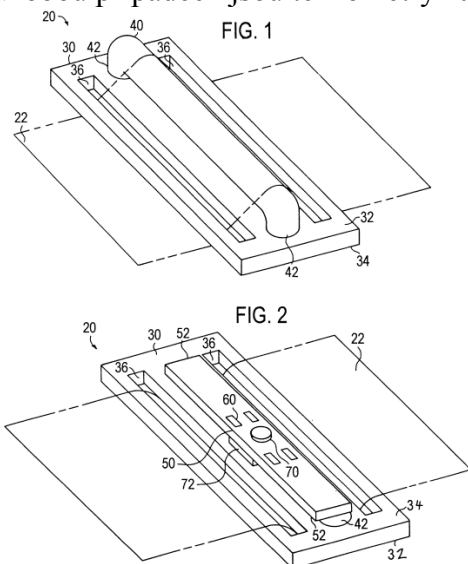
Obr. 3.1: US 6729428 B2

3.2 Průvlaky

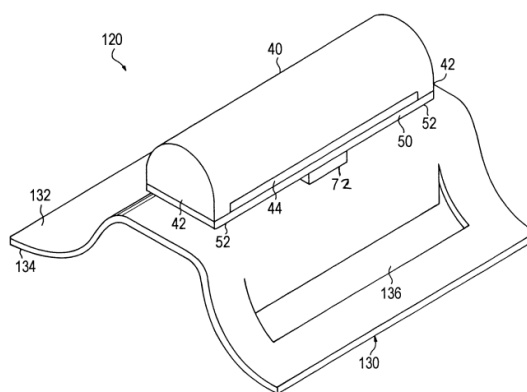
Jedná se o patenty vztahující se k měřidlům síly v bezpečnostních pásích z kapitoly 2.

- US 6450534 B1 Snímač napětí v bezpečnostním pásu [8]

Pod tímto patentem jsou registrovány dva principy snímačů, viz Obr. 3.2 a Obr. 3.3. V Obr. 3.2 je pás provlečen dírami 36 a prochází přes tyč 40, ze které je pohyb převeden na pružný pásek 50. Na Obr. 3.3 pás prochází dírami 136 přes zaoblený hranol 40, který ohýbá měřicí tyč 50. V obou případech jsou tenzometry nalepeny na součásti 50 a snímají ohyb.



Obr. 3.2: US 6450534 – princip 1 [8]



Obr. 3.3: US 6450534 – princip 2 [8]

Dále lze dohledat například zařízení pracující na základě Hallova efektu (US 6205868 B1 Hall-effect seat belt tension sensor), které ale nepracuje s tenzometry.

4 TENZOMETRY

V této kapitole jsou čerpány informace ze zdrojů [9], [10], [11]. Tenzometry jsou odporové snímače napětí, sil a deformací. Patří do skupiny pasivních snímačů, které je třeba napájet externím zdrojem. Používají se pro stavbu siloměrů, měření napětí součástí, měření zbytkového napětí atd.

4.1 Rozdělení tenzometrů

4.1.1 Kovové

Měřicí mřížka je tvořena kovem (konstantan, niklchrom,...). Lze je dále rozdělit na:

- přiložné – dnes okrajově používané, historický předchůdce lepených tenzometrů
- lepené – drátkové: málo používané, mřížka tvořena kruhovým drátkem
 - fóliové: těmi se budeme dále zabývat

Lepené fóliové tenzometry jsou dnes nejpoužívanější a díky hromadné výrobě také relativně levné. Schéma tenzometru je na Obr. 4.1. Na polymerovém nosiči (fólie) je kovová měřicí mřížka s vodiči a na ní je krycí fólie. Celková tloušťka je většinou do 100 μm a rozměry v široké škále od jednotek po stovky mm. Fóliové tenzometry se vyrábí leptáním stejně jako plošné spoje, což umožňuje vyrobit téměř libovolný tvar měřicí mřížky. Hlavní výhody kovových tenzometrů jsou:

- lineární závislost deformace na změně odporu
- dobrá připevnitelnost na měřenou součást
- vysoká životnost (až 10^6 cyklů)
- malé rozměry a hmotnost
- nízká cena

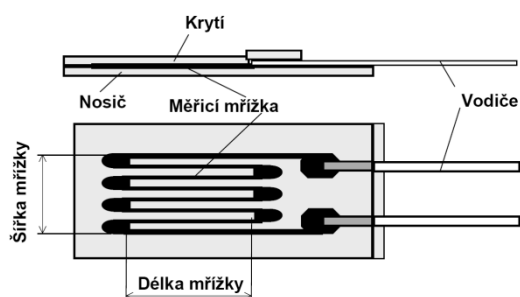
Nevýhodou je zejména nízká životnost při měření dynamických dějů. Vyrábějí se také speciální tenzometry pro měření za vysokých teplot.

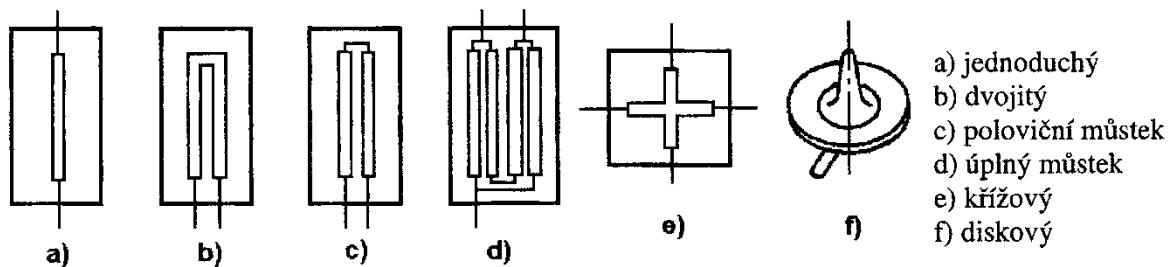
4.1.2 Polovodičové

Využívají změny vlastností PN přechodu při jeho zatížení, jedná se o tzv. piezodoporový jev. Tyto snímače jsou nejčastěji vyrobeny z tenkých pásků monokrystalu křemíku nebo germania a jsou umístěny na polymerové podložce. Přednosti polovodičových tenzometrů jsou:

- vysoké hodnoty k-faktoru, tzn. vyšší deformační citlivost
- odolnost vůči dynamickému zatěžování.
- vysoká únavová životnost
- malé rozměry a hmotnost
- silný výstupní signál

Oproti tomu vykazují silně nelineární (parabolickou) závislost odporu na deformaci. Tvar je podobný jako u kovových tenzometrů a polovodičové tenzometry jsou také dostupné v mnoha tvarových a velikostních variantách, viz Obr. 4.2.





Obr. 4.2: Typy polovodičových tenzometrů [10]

4.2 Princip funkce kovových tenzometrů

Podstata funkce tenzometrů je založena na poznatku, že deformace vodiče vede ke změně jeho elektrického odporu. Pro odpor tenkého válcového vodiče platí:

$$R = \rho \cdot \frac{l}{S} \quad (4.1)$$

kde: R ... elektrický odpor [Ω]
 ρ ... měrný odpor [$\Omega \cdot m$]
 l ... délka vodiče [m]
 S ... plocha průřezu vodiče [m^2]

Z této rovnice plyne, že pokud vodič zatížíme tahovou silou a dojde tak ke zvětšení jeho délky a zároveň zmenšení průřezu, zvětší se odpor tohoto vodiče. Zdiferencováním rovnice a dalšími úpravami dostaneme tvar:

$$\frac{\Delta R}{R} = \varepsilon \cdot \left(\frac{d\rho}{\rho} \cdot \frac{l}{\varepsilon} + 1 + 2 \cdot \mu \right)$$

kde: $\frac{\Delta R}{R}$... relativní změna odporu [-]
 ε ... poměrné přetvoření

μ ... Poissonova konstanta [-]

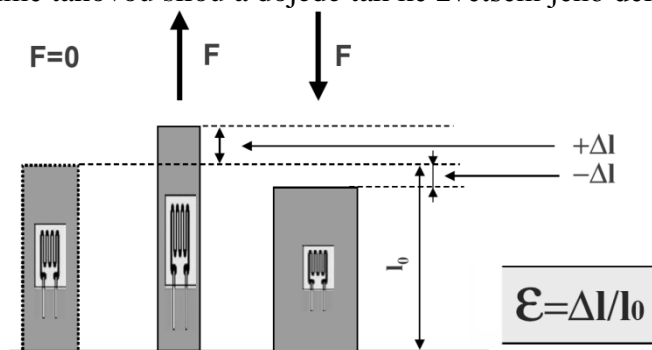
Měřeními bylo zjištěno, že výraz

v závorce je konstantní pro oblast pružného chování materiálu. Označuje se k-faktor nebo součinitel deformační citlivosti tenzometru. Lze tedy psát:

$$\frac{\Delta R}{R} = \varepsilon \cdot k \quad (4.2)$$

kde: k ... k-faktor tenzometru [-]

Čím vyšší je hodnota k-faktoru, tím vyšší je citlivost tenzometru na deformaci. Nejpoužívanější kov pro výrobu tenzometrů, konstantan, má k-faktor přibližně 2, u polovodičů se jeho hodnoty pohybují mezi 100 a 200.

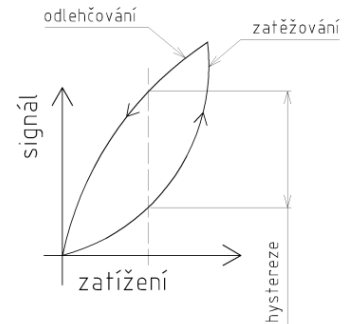


Obr. 4.3: Princip tenzometrů [24]

4.3 Základní vlastnosti

4.3.1 Hystereze

Jedná se o rozdíl mezi naměřenými hodnotami výstupní veličiny při zatěžování a odtěžování pro stejnou velikost zatížení. Tento jev popisuje tzv. hysterezní smyčka, viz Obr. 4.4. Ideální, bezhysterezní chování se v tomto grafu projeví jako čára totožná pro zatížení i odlehčení. Hystereze tenzometrů je uvedena na balení, a pokud je to možné je třeba materiál, na kterém budou tenzometry nalepeny, vybírat právě s ohledem na jeho nízkou hysterezi.

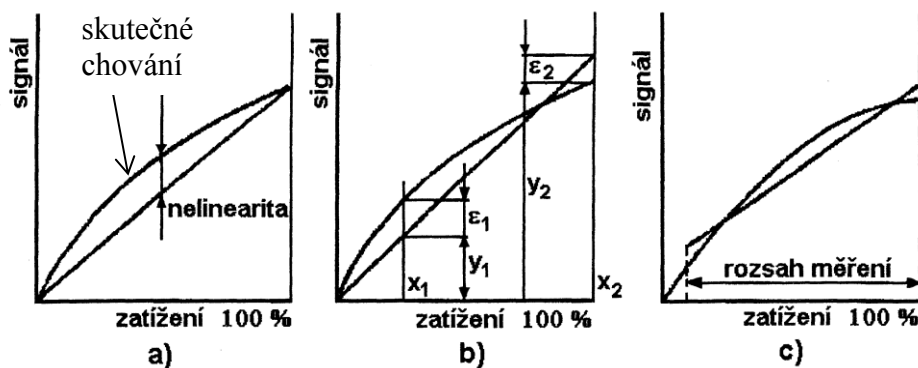


Obr. 4.4: Hysterezní smyčka

4.3.2 Nelinearita

Pro hodnocení nelinearity se používá několik kritérií, viz Obr. 4.5, kde je v každém grafu křivkou vyznačeno skutečné chování a přímkou ideální lineární chování. Velikost se stanoví jako rozdíl hodnot signálu lineárního a nelineárního chování čidla pro stejné zatížení. Možnosti stanovení nelinearity jsou:

- krajními body čáry skutečného chování se proloží přímka
- jedním bodem pomocné přímky je hodnota signálu při nulovém zatížení a druhý se stanoví tak, aby maximální hodnoty odchylek ϵ_1 a ϵ_2 byly stejné
- určí se rozsah měření z maximálního rozsahu zatížení, který je možné skutečně využít a na tomto intervalu se vykreslí přímkové chování tak, aby odchylka obou čar byla co nejmenší



Obr. 4.5: Stanovení nelinearity [9]

4.3.3 Reprodukovatelnost

Je to maximální rozdíl mezi hodnotami výstupního signálu jednoho snímače při opakovaném zatěžování za stejných podmínek (tzv. podmínky reprodukovatelnosti).

4.3.4 Sloučená chyba

Skládá se z hystereze, nelinearity a reprodukovatelnosti.

4.3.5 K-faktor

Viz kapitola 4.2.

4.3.6 Jmenovitý odpor

Pro zjednodušení výroby a také z důvodu nižší složitosti pomocné elektroniky byla zavedena normovaná řada hodnot jmenovitého výkonu. Nejběžnější jsou hodnoty 120 a 240 Ω , méně často se používají hodnoty 350, 700 a 1000 Ω .

4.4 Negativní vlivy na měření

4.4.1 Kolísání teploty

Se změnou teploty během měření se mění odpor tenzometru, k-faktor a mechanické a elektrické vlastnosti podložky a lepidla. Dochází tím k nezanedbatelným chybám ve výsledcích. Vliv teploty lze minimalizovat těmito opatřeními:

- zapojení do mostu – popsáno v kapitole 4.7
- kompenzace dalším tenzometrem – kompenzační tenzometr se přilepí na měřenou součást do míst, kde se materiál nedeformuje, nebo na podložku ze stejného materiálu vystavenou stejným podmínkám jako měřený objekt, tento tenzometr musí být stejný jako ty, použité pro měření, není dostatečné v neustálených podmínkách
- použití autokompenzačního tenzometru – mřížka je vyrobena ze dvou materiálů
- korekce naměřených výsledků – na balení každé sady je uvedena křivka pro kompenzování teploty, výsledky se podle ní přepočítají

4.4.2 Vlhkost

Vlhkost okolního vzduchu je absorbována podložkou a lepidlem a mění tak jejich mechanické vlastnosti což vede k chybám v měření. Pro odstranění tohoto problému se tenzometr po nalepení celý zakryje vrstvou např. vosku nebo laku.

4.5 Výběr tenzometru

Při výběru je nezbytné držet se těchto kritérií:

- je znám směr hlavních napětí?
 - ano – lze použít kombinaci 1-osých tenzometrů
 - ne – musí být použita tenzometrická růžice
- jsou omezené rozměry pro tenzometr?
 - ano – je třeba volit malý tenzometr
 - ne – je lepší volit větší rozměry tenzometru, zejména v případě nehomogenních materiálů, je nebezpečí, že příliš malý tenzometr bude celý ležet na strukturální vadě, která způsobí nepřesnost měření
- jaká je teplota?
 - $\pm 200^{\circ}\text{C}$ – běžné tenzometry
 - nad 300°C – tenzometry pro měření na zvýšené teploty

4.6 Připevnění tenzometru

Dostatečně pevné připevnění tenzometru na podložku je základní podmínkou pro správný přenos deformací ze součásti na tenzometr a má zásadní vliv na přesnost měření. Pro připevnění se používají tyto metody:

- a) lepení – nejpoužívanější
- b) difúzní napařování – metody CVD a PVD
- c) navaření – měření za zvýšené teploty nebo v případech kdy není možné použít lepidla
- d) mechanické připevnění – používalo se u příložených tenzometrů, dnes pouze speciální aplikace

4.6.1 Lepení

Lepení je nejrozšířenější metodou připevnění tenzometrů. Důležité je zvolit lepidlo doporučené výrobcem, jiná lepidla mohou způsobovat nežádoucí reakci s materiálem nosiče. Používají se lepidla vytvrditelná za zvýšené teploty nebo za pokojové teploty. Lepidla vytvrditelná za zvýšené teploty mají lepší mechanické vlastnosti, lepidla vytvrditelná za pokojové teploty

mají ale kratší dobu vytvrzení a pro nenáročné snímače jsou z důvodu jednodušší aplikace používanější.

Postup lepení je následující:

- 1) mechanické očištění povrchu součásti od hrubých nečistot smirkováním
- 2) chemické očištění nahrubo lihem, potom jemné očištění čisticím na bázi lepidla
- 3) orientace tenzometru podle rysek na krycí fólii, které představují střed každé strany tenzometru, na součást se narýsují čáry, ke kterým se tyto rysky zarovnají
- 4) předběžné připevnění lepicí páskou tak, aby bylo možné tenzometr odklopit a nanést pod něj lepidlo
- 5) nanesení lepidla na tenzometr
- 6) tenzometr se přes acetátovou fólii přitlačí palcem a krouživými pohyby se vytlačí přebytečné lepidlo, při tomto kroku je třeba dbát zvýšené opatrnosti, aby nedošlo k posunutí tenzometru
- 7) přilepení plošky pro přiletování kontaktů, provede se stejně jako lepení tenzometru
- 8) přiletování kontaktů tenzometru, vodiče nejsou izolované, proto je třeba zajistit, aby se nedotýkaly vzájemně ani podložky
- 9) přiletování vodičů přívodního kabelu
- 10) překrytí ochrannou vrstvou vosku nebo laku proti vnikání vlhkosti a prachu

4.6.2 Difúzní napařování

Tyto metody vyžadují umístění součásti do vakuované komory kde se za zvýšené teploty (kolem 1000°C) nanáší materiál mřížky. Metoda CVD (chemické napařování) používá materiál rozptýlený v plynu. Při metodě PVD (fyzikální napařování) je součást zapojena jako jedna elektroda a z druhé elektrody se odprašuje materiál měřicí mřížky.

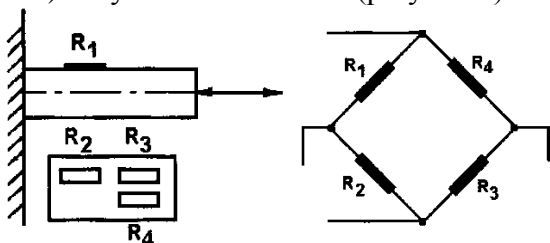
Největší výhodou těchto metod je téměř dokonalé spojení tenzometru a materiálu pod ním. Součást je ale nutné udržovat ve vakuu a při vysoké teplotě, proto se tento druh připevnění používá zejména pro specializované snímače.

4.7 Zapojení tenzometrů

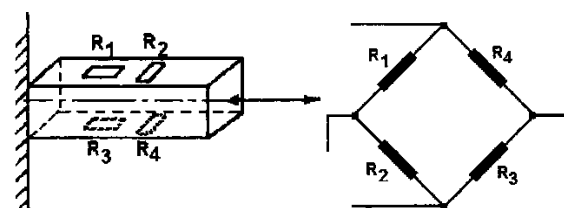
Poměrná změna odporu $\frac{\Delta R}{R}$, která je měřena při pružné deformaci je velice malá, proto se pro zesílení výstupního signálu používá zapojení čtyř tenzometrů do Wheatstoneova můstku. Dále jsou uvedena zapojení pro tah/ tlak a pro která je kompenzován vliv teploty a parazitních namáhání. Používají se také zapojení pro krut a smyk, ty ale nejsou vhodné pro účely této práce. V jednotlivých schématech odpory R_1 až R_4 znázorňují tenzometry.

4.7.1 Můstek pro tah/tlak

- a) Jeden měřicí snímač a tři kompenzační: snímač R_1 je na součásti kde snímá napětí a snímače R_2 až R_4 jsou na součásti ze stejného materiálu, která není namáhána a je vystavena stejným podmínkám, tyto slouží pro kompenzaci teploty, Obr. 4.6
- b) Čtyři měřicí snímače (plný most): dosahuje maximální citlivosti, Obr. 4.7



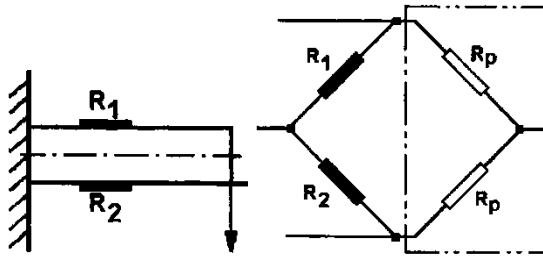
Obr. 4.6: Jeden měřicí, 3 kompenzační



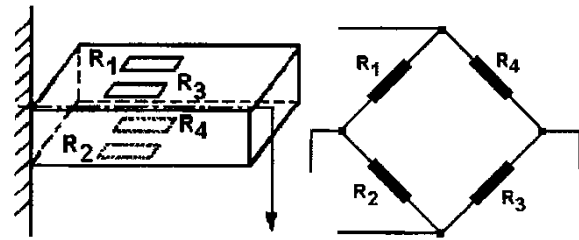
Obr. 4.7: Plný most pro tah/tlak

4.7.2 Můstek pro ohyb

- dva měřicí snímače (poloviční most)
- čtyři měřicí snímače (plný most): dosahuje maximální citlivosti pro ohyb



Obr. 4.8: Poloviční most pro ohyb



Obr. 4.9: Plný most pro ohyb

4.8 Aparatura pro tenzometrická měření

Tenzometr slouží pouze jako čidlo, proto je nutné použít další elektronické systémy pro převod, zesílení a záznam tohoto signálu. V zásadě se používají dva typy těchto zařízení a to analogová a digitální. V dnešní době se samozřejmě s velkou výhodou dají využít osobní počítače pro záznam a další zpracování signálu. Běžně se pro prvotní zpracování signálu použije specializovaná měřicí stanice a její výstup je dál zpracován v PC ve vhodném softwaru.

4.9 Konstrukce tenzometrických snímačů

Jedním z využití tenzometrů je stavba snímačů mechanických veličin. Jedná se zpravidla o ocelové nebo hliníkové měřicí těleso, na kterém jsou nalepené tenzometry. V drtivé většině případů je na měřicím tělese pod tenzometry zeslaben jeho průřez pod tenzometry tak, aby se zvýšilo lokální napětí.

Nejpoužívanějšími tělesy jsou:

- jednoduchý nosník pro ohyb (Obr. 4.10)
- S – nosník pro tah/tlak (Obr. 4.11)
- válcový snímač pro tlak (Obr. 4.12)



Obr. 4.10: Jednoduchý nosník [12]



Obr. 4.11: S - nosník [13]



Obr. 4.12: Válcový snímač [14]

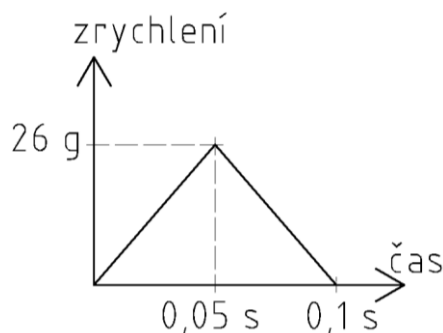
5 NÁRAZOVÁ ZKOUŠKA [15]

V letectví se k testování pasivní bezpečnosti běžně nepoužívá crashtestů, známých z automobilového průmyslu, kdy vozidlo naráží za definovaných podmínek do překážek. I když předpisy kategorie ultralehkých letounů nevyžadují zkoušky pasivní bezpečnosti, jsou v některých případech používány saňové testy. Uspořádání takového testu je na Obr. 5.1, kde je vlevo trup letounu připevněný na ocelových saních, které se pohybují po kolejnicích a zastaví se o překážku vpravo. Tímto se zajistí, podmínky co nejvíce podobné podmínkám při nouzovém přistání. Stejným způsobem je možné testovat i samotná sedadla.



Obr. 5.1: Saňový test [15]

Zrychlení při nárazu má trojúhelníkový průběh a jeho maximální hodnota by neměla překročit 26 g (násobek gravitačního zrychlení). V Obr. 5.2 je úseku do 0,05 s vyznačeno rostoucí zrychlení při nárazu a od 0,05 s do 0,1 s je klesající zrychlení při odskoku od překážky.



Obr. 5.2: Průběh zrychlení

Při nárazových testech letounu TL Stream, bude proveden výše uvedený saňový test.

6 ZÁDRŽNÝ SYSTÉM [15]

Za zádržný systém vozidla se považují bezpečnostní pásy včetně veškerého příslušenství (tj. přezky, seřizovače délky, navíjecí cívky...), dětské sedačky a airbasy. Tento systém je jedním z prvků pasivní bezpečnosti a má za úkol zmírnit následky havárie. Dále se zaměříme pouze na bezpečnostní pásy.

Hlavním úkolem pásů je udržet pasažéra v sedadle při manévrování, turbulencích a nehodě. Při nárazu musí pás zajistit, aby nedošlo ke střetu člověka s interiérem letounu, a zároveň nesmí dojít, vlivem přílišné tuhosti pásu, k dynamickému zatížení lidského těla, které by vedlo k vážným zraněním nebo ke smrti. Pro minimalizování pohybu pasažéra při nárazu se používají samonavíjecí pásy, u kterých se při rychlém pohybu pásu zablokuje odvíjení a pyrotechnické předpínače, které přitáhnou tělo co nejvíce k sedadlu. Pokud není použito samonavíjení je třeba vybavit pásy prvkem pro seřízení délky, což je ale méně uživatelsky pohodlné. Samonavíjecí systém je využíván zejména u třibodových a seřízení délky u čtyř- a pětibodových pásů. K omezení dynamické síly působící na lidské tělo se využívá například plastická deformace kotevních součástí, nebo mohou být v pásu zapletena vlákna s vyšší tuhostí než základní materiál, která se při dosažení kritického zatížení přetrhnou a tím absorbují část energie. Pokud jsou použity samonavíjecí pásy, užívá se torzní hřídele, která je uprostřed navíjecího válce a která se při kritickém zatížení plasticky deformuje.



Obr. 6.1: 4-bodové pásy Schroth [26]

Jak v leteckém tak v automobilovém průmyslu se pro výrobu bezpečnostních pásů používají nejčastěji polyesterová vlákna, dříve se používal nylon. Jejich výhodou je relativně nízká roztahnost, s tím ale souvisí nutnost použít zařízení omezující maximální dynamické namáhání.

Konkrétní požadavky na bezpečnostní pásy a jejich příslušenství jsou uvedeny v normě TSO-C114.

V letounu TL Stream jsou instalovány čtyřbodové pásy značky Schroth, viz Obr. 6.1, o šířce 50 mm (2 palce) bez samonavíjení.

6.1 Zatížení

Zatížení pásu, neboli síla, kterou je pás napínán je hlavním kritériem pro vyhodnocení poranění hrudníku při crashtestu.

Předpis FAR CFR 23-562 [16] udává v bodě (c) (6), že pro jeden ramenní popruh nesmí maximální síla v pásu překročit 7785 N (tj. 1750 pounds). Dále norma udává, že pokud jsou použity dva ramenní pásy, což je případ zkoušeného letounu TL Stream, nesmí celková síla překročit 8897 N (tj. 2000 pounds). Pro jeden pás je potom maximální síla poloviční, tedy 4449 N, po zaokrouhlení 4,5 kN. Z publikace [15] plyne, že ramenní pás musí vydržet sílu nejméně 17 793 N (tj. 4000 pounds), poté se může přetrhnout.

Při zkoušce se předpokládá, že síla v pásu tuto mezní hodnotu nepřekročí, proto pro další výpočty tedy bude použita hodnota 4,5 kN, zvětšená o bezpečnostní koeficient:

$$F_P = k \cdot F_0 = 1,5 \cdot 4,5 = 6,75 \text{ kN} \quad (6.1)$$

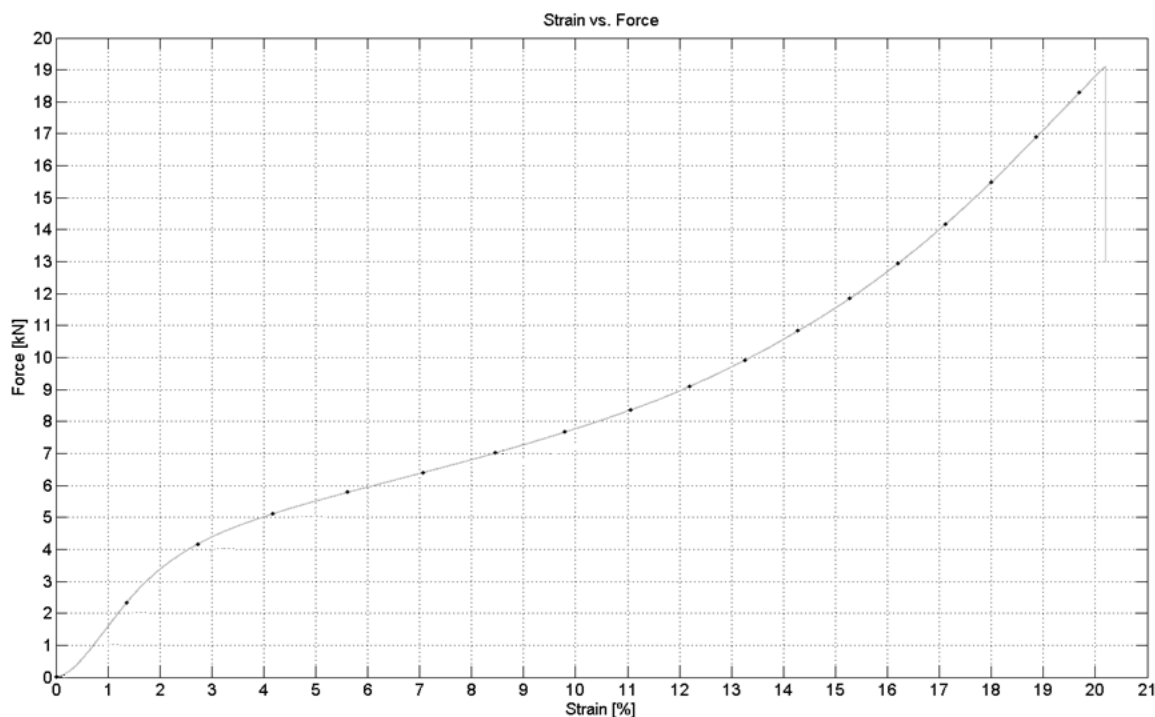
kde: F_P ... síla v ramenním pásu včetně součinitele bezpečnosti, tato hodnota bude použita pro další výpočty [kN]

k ... součinitel bezpečnosti [-]

F_0 ... maximální síla v ramenním pásu vycházející z předpisu FAR CFR 23-562 [kN]

Koeficient bezpečnosti 1,5 volíme, protože se jedná o nejběžnější hodnotu používanou v letectví. Pro návrh všech součástí dále uvažujeme, že při zatížení 6,75 kN musí napětí v součásti dosáhnout maximálně meze kluzu daného materiálu. Tím je zpětně zaručeno, že bezpečnost vůči mezi kluzu všech součástí bude 1,5, tzn. že, maximální napětí v součásti dosáhne zhruba poloviny meze kluzu.

Na Leteckém ústavu VUT FSI v Brně byla provedena trhací zkouška s 50 mm širokými pásy Schroth, jejíž výsledek je na Obr. 5.2, kde je vyznačena závislost síly na přetvoření. Z grafu lze odečíst mezní sílu zhruba 19 kN při které se pás přetrhl, což splňuje předpis TSO-C114. V grafu je vidět že do asi 3 kN je chování pásu lineární, v intervalu 3 až 5 kN je křivka silně nelineární. Při crashtestu by síla v pásích neměla překročit 4,5 kN, což zasahuje do nelineárního chování pásu. Je otázkou, zda tato skutečnost bude mít vliv na přesnost výsledků měření.



Obr. 6.2: Trhací zkouška pásů, Zdroj: LÚ FSI VUT v Brně

7 MĚŘIDLO JAKO SOUČÁST PÁSU

V této kapitole budou rozebrány možnosti tzv. sériového spojení snímače a pásu, tedy spojení, kdy se pás přestřihne a měřidlo se upevní mezi jeho volné konce, nebo se měřidlo jednou stranou připojí k volnému konci pásu a druhým k rámu letounu.

Jak plyne z kapitoly 6.1 maximální předpokládané provozní zatížení je 4,5 kN, po vynásobení bezpečnostním koeficientem 1,5 je zatížení 6,75 kN. Protože tyto senzory přenáší plné zatížení pásu a jejich porušení by při zkoušce vedlo k nárazu figuríny do přístrojové desky, je nutné uvažovat bezpečnostní koeficient alespoň 3, tj. sílu 13,5 kN. Dále bude tato síla označena F_p .

Hlavním problémem je spojení čidla a pásu. Možnosti spojení jsou následující:

- sešítí - šev musí být alespoň 3,8 cm dlouhý [15]
 - je nutné pás demontovat
- jedno žebro na měřidle + příložka [17] – viz Obr. 7.1
 - zaručuje nulový prokluz pásu
 - nutno zakoupit tvarovanou příložku Schroth LV4
- tři žebra na měřidle [17] – viz Obr. 7.2

Možností b), c) jsou vhodnější než a), protože dovolují montáž přímo na zkušebně, opakovanou montáž a demontáž a mírné seřízení polohy měřidla. Možnost b) je výhodnější než c) z hlediska rozměrů. Podstatné také je, že spojení b) zřejmě lépe zaručí, že síla z pásu bude ležet v rovině součásti, kdežto u spojení c) vychází pás zpod součásti a mohlo by dojít k nežádoucímu ohybu. Z těchto důvodů bude dále uvažováno spojení b).



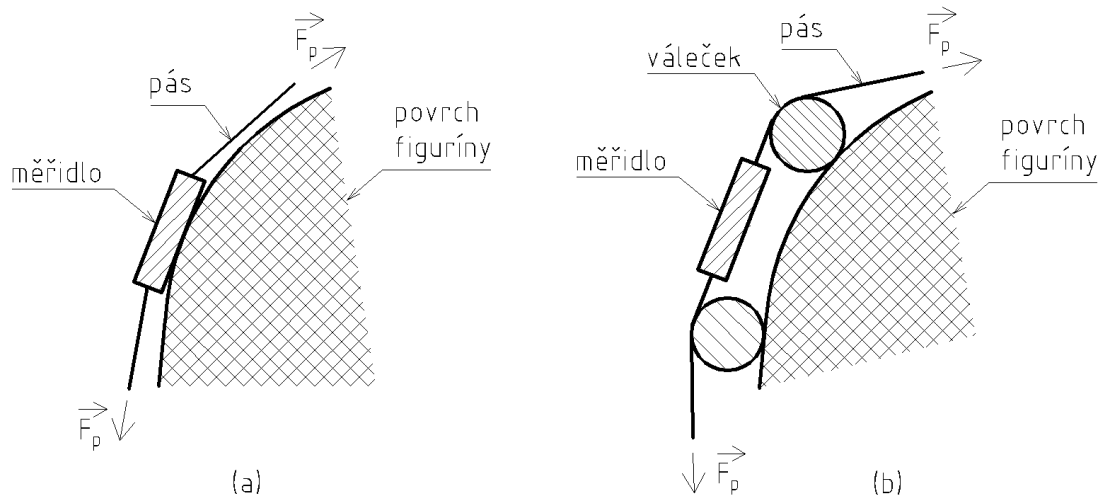
Obr. 7.1: Spojení b) [17]



Obr. 7.2: Spojení c) [17]

7.1 Měřidlo z obou stran připojené k pásu

Jedná se o obdélníkový ocelový plech se dvěma otvory pro pás, který má na střední části nalepeny tenzometry (Obr. 7.4). Polohu čidla volíme v oblasti hrudníku figuríny. Protože je hrudník zaoblený mohlo by docházet k nežádoucímu ohybu a je tak vhodné konce pásů při měření podložit například kovovými válečky podle Obr. 7.3, které by bylo dále nutné k pásu připevnit, aby nedošlo k jejich uvolnění při nárazu. Síly působící na měřidlo nyní představují soustavu sil ležící na společné nositelce a na tělese nevzniká žádný moment [18]. Zapojení tenzometrů uvažujeme do plného mostu pro tah-tlak aby byla přesnost měření co nejvyšší a zároveň se kompenzovaly možné nepřesnosti instalace a výroby měřidla, které by vedly ke vzniku jiného, než tahového namáhání.



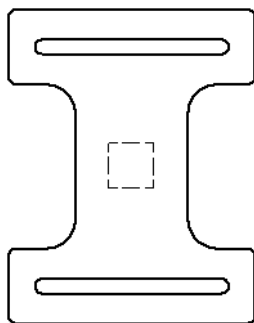
Obr. 7.3: Umístění měřidla na figuríně (a) špatně, (b) správně

Výhodou tohoto návrhu je výpočetní a výrobní jednoduchost a dále také relativní univerzálnost měřidla. Nevýhodou je, že pro instalaci senzoru je nutné pás přestřihnout a tím ho znehodnotit pro další použití, proto byl tento návrh zamítnut. Je třeba si také uvědomit, že kovové měřidlo má jiné mechanické charakteristiky než pás a výsledek měření by touto skutečností mohl být ovlivněn.

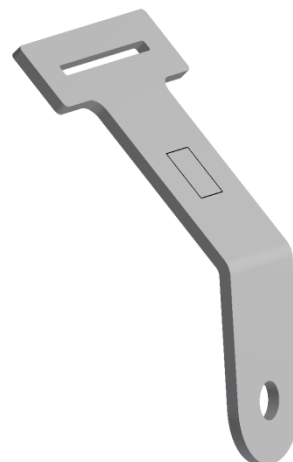
7.2 Měřidlo v kotevním bodě

Hlavní nevýhodou předchozího návrhu je nutnost přerušit pás, tomu se lze vyhnout například tím, že měřidlo umístíme mezi konec pásu a rám letounu. Konkrétně by bylo měřidlo umístěné za sedadlem a přišroubované k příčnému nosníku viz Obr. 7.5.

Výhodou tohoto návrhu je relativně nízká výpočetní a výrobní náročnost, na druhou stranu je nevýhodou, že měřidlo není univerzální a lze jej použít pouze pro daný typ letounu. Protože bylo později zjištěno, že upevnění pásů na příčném nosníku zatím nebylo podrobeno statickým zátěžovým zkouškám a může dojít ke změně konstrukce, byl tento návrh zamítnut. V kapitole 6 je zmíněno, že kotevní body mohou sloužit jako omezovače dynamických sil působících při nárazu na tělo cestujícího, proto by bylo dále nutné zvážit, zda při zkoušce může nastat situace, kdy dojde k plastické deformaci původního kotevního prvku, což by měření znehodnotilo. S tím souvisí také to, že měřidlo mění tuhost celého bezpečnostního pásu, což by jako v předchozím případě mohlo vést k nepřesným výsledkům.



Obr. 7.4: Měřidlo z obou stran připojené k pásu



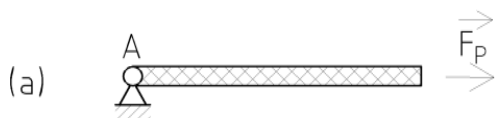
Obr. 7.5: Měřidlo v kotevním bodě

8 PRŮVLAK

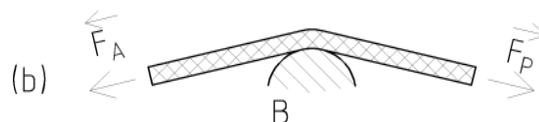
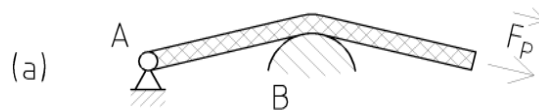
Z kapitoly 7 je patrné, že měřidlo zapojené do série z pásem není z řady výše uvedených důvodů vhodné. Dále tak budou analyzovány možnosti měřidla, které pomocí mírného vychýlení pásu změří síly v něm působící. Jak je zmíněno v kapitole 2, všechna zařízení nabízená na trhu pro měření síly v pásech, mají téměř totožnou konstrukci jakéhosi průvlatku. Základní princip daných výrobků se v průběhu psaní této práce nepodařilo dohledat a další úvahy se možná neshodují s podstatou těchto zařízení.

8.1 Základní princip

Uvažujme pás na jedné straně připojený k rotační vazbě a na druhé zatížený silou F_P v jeho ose, viz Obr. 8.1 (a). Aby nastala statická rovnováha a pás se nepohyboval, je zřejmé, že vazbu A je třeba uvolnit silou F_A stejně velkou jako F_P ale opačného směru (Obr. 8.1 (b)). Pokud nyní pás vychýlíme jako na Obr. 8.2 (a) obecnou podporou B a zatěžujeme stále stejnou silou F_P , musí i nyní dojít k uvolnění vazby A silou F_A o stejné velikosti jako F_P , ležící v ose pásu podle Obr. 8.2(b) (pás je na obou stranách vychýlen o stejný úhel, viz Obr. 8.3). Je tedy vidět, že vychýlení způsobené vazbou B nesnižuje sílu působící v páse. To platí v případě, že uvažujeme statickou rovnováhu pásu a předpokládáme, že roztažnost pásu je zanedbatelná a při zatížení tak nedochází k smýkání po překážce B. Pokud by toto neplatilo, vznikla by mezi pásem a plochou B třecí síla, kterou by bylo nutné zahrnout do dalšího postupu (v tomto případě by se jednalo o tzv. pásové tření). Pokud tedy pás vychýlíme, nemělo by dojít ke změně síly v páse což je pro měření nezbytné.

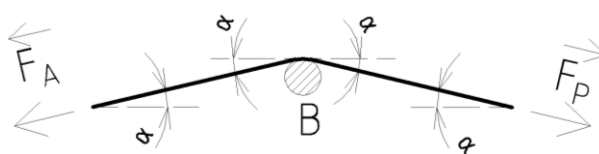


Obr. 8.1: Vetknutý pás

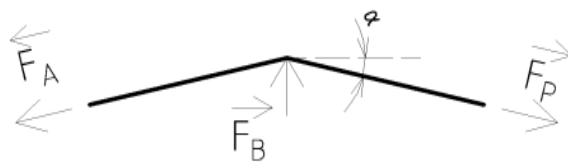


Obr. 8.2: Vychýlený pás

Nyní je třeba zjistit sílu působící ve vazbě B. Proto definujeme úhel vychýlení α podle Obr. 8.3, kde je pás znázorněn pouze střednicí. Nyní uvolníme obecnou vazbu B silou F_B . Použitím pravidla, že síly lze posunout po jejich nositelce zjistíme, že všechny síly se protínají v jednom bodě (těsně nad vrcholem pásu) a nevzniká tak žádný moment což by nebylo možné ani z důvodu, že se pás zdeformuje vždy tak, aby síla F_P ležela v jeho ose. Jak plyne z předchozího $F_A = F_P$. Dále píšeme rovnice statické rovnováhy v osách x , y , definovaných v Obr. 8.4.



Obr. 8.3: Definování úhlu α



Obr. 8.4: Uvolnění vazby B

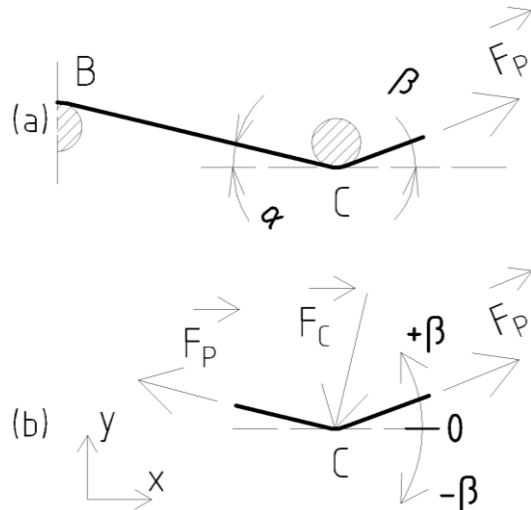
$$\sum F_x = 0 : F_P \cdot \cos \alpha - F_P \cdot \cos \alpha = 0 \quad (8.1)$$

$$\sum F_y = 0 : -F_P \cdot \sin \alpha - F_P \cdot \sin \alpha + F_B = 0 \quad (8.2)$$

$$F_B = 2 \cdot F_P \cdot \sin \alpha$$

kde: F_P ... síla v pásu [N]
 F_B ... reakční síla ve vazbě B [N]

Bude zřejmě nezbytné zajistit, aby byl úhel α při měření konstantní. To lze provést přidáním podpor C podle Obr. 8.5 (a). Tím dojde k tomu, že úhel α bude stále stejný a síla F_P bude působit pod úhlem β . Z Obr. 8.5 (b) plyne, že pokud je úhel β záporný dojde k tomu, že vazba C nebude funkční a změní se úhel α což je nežádoucí a je otázkou jestli tento problém při konstrukci nastane nebo ne. Výpočet reakční síly ve vazbě C je obdobný jako ve vazbě B. Je třeba si ale uvědomit, že výslednice F_C nebude působit pouze ve svislém směru ale má nenulovou složku v obou osách F_{CX} a F_{CY} . Ani v tomto případě nevzniká na tělese žádný moment. Lze psát:



Obr. 8.5: Výpočet síly F_C

$$\sum F_x = 0 : F_P \cdot \cos \beta - F_P \cdot \cos \alpha - F_{CX} = 0 \quad (8.3)$$

$$F_{CX} = F_P \cdot \cos \beta - F_P \cdot \cos \alpha = F_P \cdot (\cos \beta - \cos \alpha)$$

$$\sum F_y = 0 : F_P \cdot \sin \alpha + F_P \cdot \sin \beta - F_{CY} = 0$$

$$F_{CY} = F_P \cdot \sin \alpha + F_P \cdot \sin \beta = F_P \cdot (\sin \alpha + \sin \beta) \quad (8.4)$$

Z těchto složek pomocí Pythagorovy věty vyjádříme výslednici F_C :

$$F_C = \sqrt{F_{CX}^2 + F_{CY}^2}$$

$$= \sqrt{[F_P \cdot (\cos \beta - \cos \alpha)]^2 + [F_P \cdot (\sin \alpha + \sin \beta)]^2} \quad (8.5)$$

$$= F_P \cdot \sqrt{(\cos \beta - \cos \alpha)^2 + (\sin \alpha + \sin \beta)^2}$$

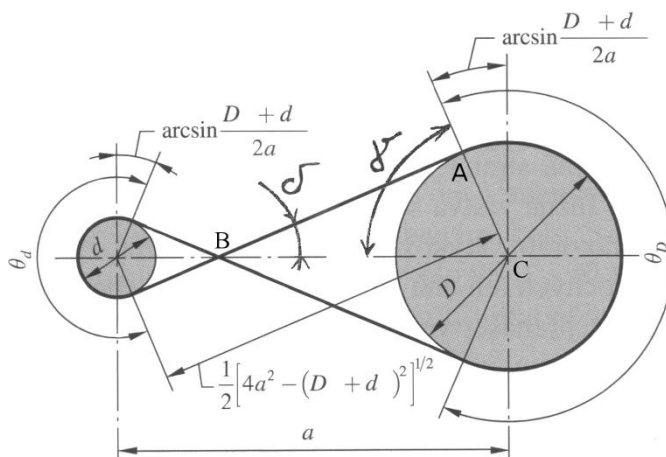
Vazby B, C budeme dále považovat za kruhové tyče na obou koncích připojené k rotační vazbě, mezi kterými prochází pás. Výslednice F_B a F_C ve vazbách B a C dokážeme určit a je třeba rozhodnout, jakou z těchto sil použijeme pro převod na vhodný měřicí prvek. Síla F_C má obecně dvě složky, což je nevýhodné, protože by to vyžadovalo velmi přesné určení této složky a její eliminace, tedy zajištění aby byl úhel β nulový by vyžadovalo použití další podpory. Oproti tomu síla F_B má pouze svislou složku a úhel α je zaručený podporami C. Z tohoto důvodu použijeme sílu F_B pro měření.

Proto, aby bylo možné sílu F_B měřit, musí být střední tyč (vazba B) pohyblivá ve svislém směru, konkrétní konstrukční řešení zatím není podstatné.

8.1.1 Určení úhlu α

Z Obr. 8.3 plyne, že úhel α svírá vodorovná osa x a pás, ten je tečnou k oběma podporám, tedy v rovinném pohledu ke kružnicím. Pro určení tohoto úhlu je třeba znát vzájemnou polohu kružnic a vhodným způsobem popsat vnitřní tečnu k těmto dvěma kružnicím. Tu lze určit například geometrickou konstrukcí, výpočtem nebo pomocí vhodného softwaru. Geometrická konstrukce „na papír“ je poměrně snadná, nicméně pro opakované použití není vhodná. Nejjednodušší cestou je použití software Autodesk Inventor, ve kterém nakreslíme kružnice ve správné vzájemné poloze a k nim tečnou vazbou připojíme přímkou, úhel pak zjistíme pomocí kóty.

Výpočet polohy přímky lze provést využitím poznatků analytické geometrie (jsou známy rovnice dvou kružnic, určí se společná vnitřní tečna a její úhel k vodorovné ose), což je ale složitější možnost. Řešení tohoto problému lze nalézt u řemenových převodů, konkrétně se jedná o zkřížené opásání. Postupujeme² podle Obr. 8.6. Z publikace [19] plyne:



Obr. 8.6: Určení úhlu tečny [19]

$$\theta = \theta_D = \theta_d = 180^\circ + 2 \cdot \sin^{-1} \left(\frac{D+d}{2 \cdot a} \right) \quad (8.6)$$

kde: θ ... úhel opásání [°]
 D, d ... průměry řemenic [m]
 a ... osová vzdálenost řemenic [m]
 úhel γ určíme jako:

$$\begin{aligned} \gamma &= 180^\circ - \frac{\theta}{2} = 180^\circ - \frac{1}{2} \cdot \left[180^\circ + 2 \cdot \sin^{-1} \left(\frac{D+d}{2 \cdot a} \right) \right] \\ &= 90^\circ - \sin^{-1} \left(\frac{D+d}{2 \cdot a} \right) \end{aligned} \quad (8.7)$$

úhel δ je z pravoúhlého trojúhelníku ABC (v bodě A je pravý úhel):

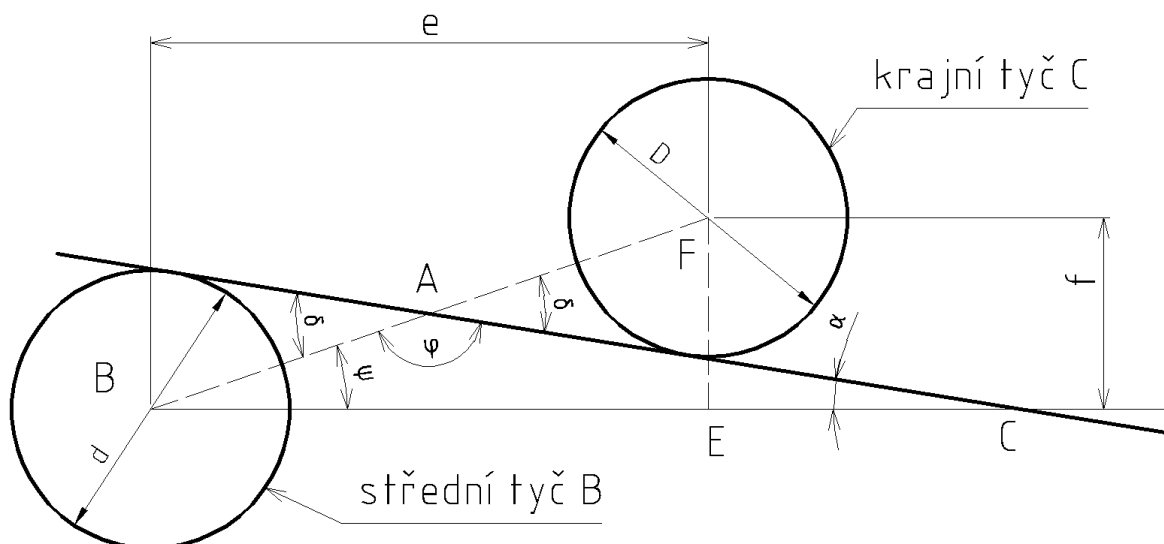
$$\delta = 180^\circ - (90^\circ + \gamma) = 90^\circ - \gamma = \sin^{-1} \left(\frac{D+d}{2 \cdot a} \right) \quad (8.8)$$

zbývá určit vzdálenost středů kružnic a podle Obr.8.7:

$$a = \sqrt{e^2 + f^2} \quad (8.9)$$

Vzájemná poloha tyčí měřidla je sice stejná jako na Obr. 8.6 ale při návrhu pracujeme s rozvržením podle Obr. 8.7 a cílem je určit úhel α z Obr. 8.5 (a) proto je nutná další úprava.

² Odlišný postup pomocí podobných trojúhelníků lze nalézt například zde: https://en.wikipedia.org/wiki/Belt_problem



Obr. 8.7: Výpočet úhlu α

Nejprve definujeme úhel φ :

$$\varphi = 180^\circ - \delta \quad (8.10)$$

úhel ψ plyne z pravoúhlého trojúhelníku BEF:

$$\psi = \operatorname{tg}^{-1} \frac{f}{e} \quad (8.11)$$

z trojúhelníku ABC plyne:

$$\begin{aligned} 180^\circ &= \varphi + \psi + \alpha = 180^\circ - \delta + \psi + \alpha \\ \alpha &= \delta - \psi \end{aligned} \quad (8.12)$$

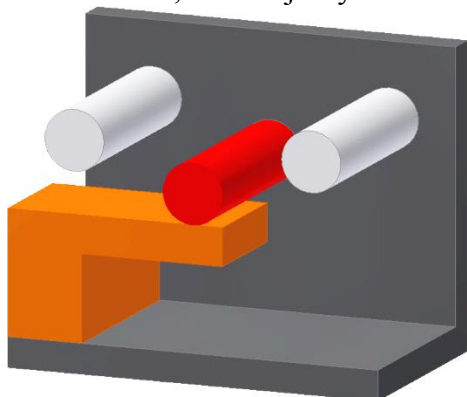
výsledný vztah pro výpočet úhlu α užitím rovnic (8.8), (8.11) a (8.12) je následující:

$$\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{D + d}{2 \cdot \sqrt{e^2 + f^2}} \right) - \operatorname{tg}^{-1} \frac{f}{e} \quad (8.13)$$

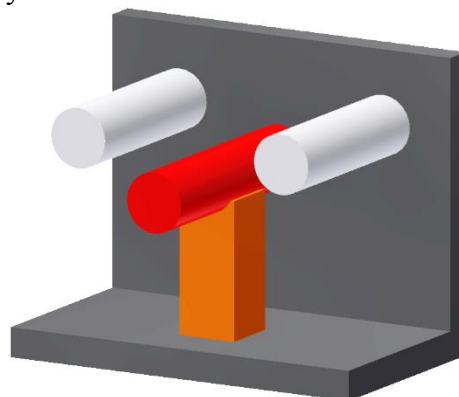
9 NÁVRH PRŮVLAKU

Podle kapitoly 6.1 uvažujeme maximální sílu v pásu $F_P = 6,75$ kN. Dále budeme postupovat tak, aby při této síle napětí v materiálu dosáhlo hodnoty meze kluzu. Zpětně bude tedy zaručen součinitel bezpečnosti vůči mezi kluzu $k_k = 1,5$ u každé součásti.

Pro lepší orientaci v následujících kapitolách jsou na Obr 9.1 a 9.2 uvedeny konečné návrhy. Na obrázcích jsou podélné poloviny měřidla. Šedou barvou je znázorněn U-profil, oranžově měřidlo, bíle krajní tyče a červeně střední tyč.



Obr. 9.1: Měřidlo - ohyb



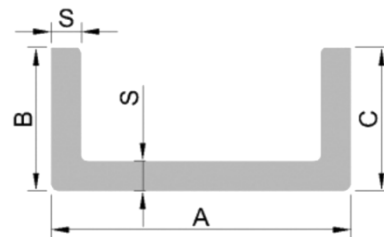
Obr. 9.2: Měřidlo - tlak

9.1 Tělo měřidla

Je třeba navrhnut vzájemné uložení tyčí a měřicího prvku. První možností je vhodně tvarovaný obrobek, do kterého se součásti uloží, to ale vyžaduje poměrně složité frézování. Postupným zjednodušováním původního návrhu obrobku se dospělo k tomu, že nejvhodnější bude použití ocelového nebo hliníkového U-profilu. Na trhu je k dostání profil o rozměrech podle Obr 9.3: $A \times B \times C \times S = 60 \times 40 \times 40 \times 4$. Zůstává tedy vnitřní prostor:

$$A - 2 \cdot S = 60 - 2 \cdot 4 = 52 \text{ mm}$$

Do tohoto prostoru se vejde testovaný pás o rozměrech 50 mm, s vůlí 1 mm na každé straně. V případě že by vůle byla příliš velká je možné zbývající prostor vymezit plechem. Jak se ale ukázalo později při testování prototypu, není na závadu ani větší vůle která vznikne použitím u užšího pásu.



Obr. 9.3: U-profil [27]

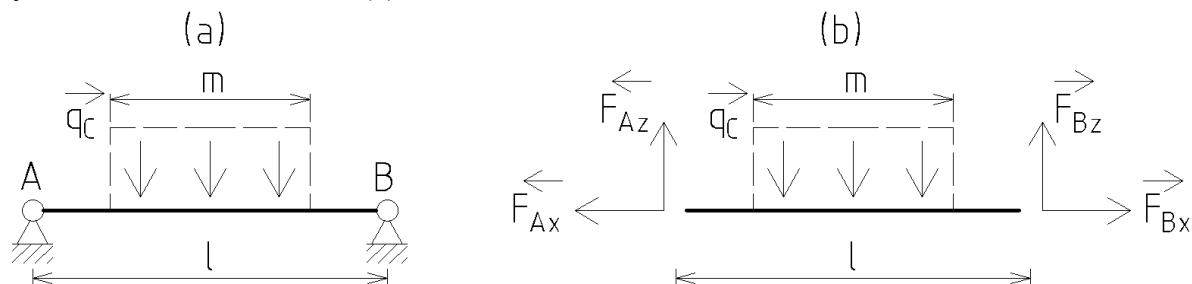
9.2 Určení průměru tyčí

Krajní tyče C řešíme jako nosník na rotačních podporách s liniovým zatížením podle Obr. 9.4 (a), kde \underline{m} je šířka pásu, \underline{l} délka tyče uvnitř U-profilu (tj. vnitřní šířka U-profilu z Obr. 9.3) a q_C je liniové zatížení o velikosti:

$$q_C = \frac{F_C}{m} \quad (9.1)$$

Volíme rotační vazby, protože předpokládáme, že tyč se ve stěnách U-profilu bude moci natáčet. To z toho důvodu, že při výrobě může vzniknout příliš velká vůle a také proto, že stěna profilu je poměrně tenká. Kdybychom použili vetknutí, místo rotačních vazeb zjistíme, že výsledné napětí je nižší a v případě velké vůle mezi dírou a tyčí by mohlo dojít k poškození

tyče. Uvolnění viz Obr. 9.2 (b).



Obr. 9.4: Postup výpočtu krajní tyče

Statická určitost této úlohy je:

$$s = \mu - \vartheta = 4 - 3 = 1 \times \text{staticky neurčitá úloha} \quad (9.2)$$

Protože je úloha symetrická podle svislé osy lze psát:

$$F_{Ax} = F_{Bx} = F_1 \quad (9.3)$$

$$F_{Az} = F_{Bz} = F_2 \quad (9.4)$$

Rovnice rovnováhy:

$$\sum F_x: F_1 - F_1 = 0 \quad (9.5)$$

$$\sum F_z: F_2 + F_2 - q_c \cdot m = 0 \quad (9.6)$$

$$F_2 = \frac{q_c \cdot m}{2} = \frac{F_c}{2}$$

Výsledné vnitřní účinky dle Obr. 9.2:



Obr. 9.5: Výsledné vnitřní účinky

Tím jsou určeny všechny neznámé parametry. Z Obr. 9.5 plyne, že nebezpečné místo je ve středu prutu a ohybový moment v tomto místě je:

$$M_o = F_2 \cdot \frac{l}{2} - q_c \cdot \frac{m}{2} \cdot \frac{m}{4} = \frac{F_c}{2} \cdot \frac{l}{2} - \frac{F_c}{m} \cdot \frac{m^2}{8} = \frac{F_c}{4} \cdot \left(l - \frac{m}{2} \right) \quad (9.7)$$

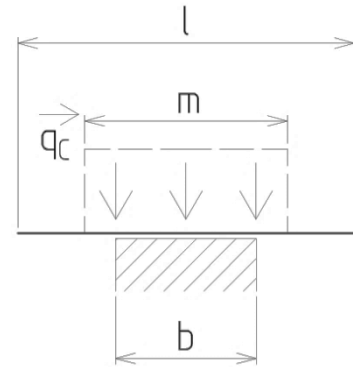
Ohybové napětí ve stejném místě:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_c}{4} \cdot \left(l - \frac{m}{2} \right)}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{8 \cdot F_c \cdot \left(l - \frac{m}{2} \right)}{\pi \cdot d^3} \quad (9.8)$$

V kapitole 6 je uvedeno, že šířka testovaných pásů je $m = 50$ mm. Pro maximální univerzálnost měřidla ale budeme při návrhu uvažovat pás široký pouze 47 mm, který se používá pro tříbodové bezpečnostní pásy (tyto pásy budou také použity pro testování prototypu). Je to

z toho důvodu, že užší pás (tedy menší délka \underline{m} v Obr. 9.6 a rovnici 9.8) povede k vyššímu namáhání tyčí.

Střední tyč bude zatížena stejně jako krajní liniovým zatížením q_c (viz rovnice 9.1) ale zatím není jasné zavazbení tyče. To se ukáže až po návrhu měřicího prvku. Předpokládáme, že střední tyč bude podepřena měřicím prvkem podle Obr. 9.6, zatím není znám rozměr \underline{b} . Při porovnání s krajní tyčí (Obr. 9.7 (a)) lze dojít k závěru, že střední tyč bude méně namáhána, protože zatížení vůči vazbám působí na kratším rameni. V dalším postupu tedy uvažujeme průměr střední tyče stejný, jako průměr krajních tyčí.



Obr. 9.6: Vazby střední tyče

Nyní je třeba určit velikost sil F_B a F_C dle rovnic (8.2) resp. (8.5). Tyto síly závisí na:

- velikosti síly F_P , ta je stanovena v kapitole 6: $F_P = 6750\text{N}$
- F_B na velikosti úhlu α
- F_C na velikosti úhlu α a β

Z toho plyne, že úhly α a β je pro prvotní výpočet nutné zvolit. Proto byly v programu Excel sestaveny tabulky (Tab. 9.1, Tab. 9.2) pro výpočet výslednic F_B a F_C , v závislosti na úhlech α a β . Vstupním parametrem do obou tabulek byla síla $F_P = 6750\text{N}$.

Tab. 9.1: Výpočet F_B

α [°]	F_B [N]
8	1879
8,5	1995
9	2112
9,5	2170
10	2344
10,5	2460
11	2576
11,5	2691
12	2087

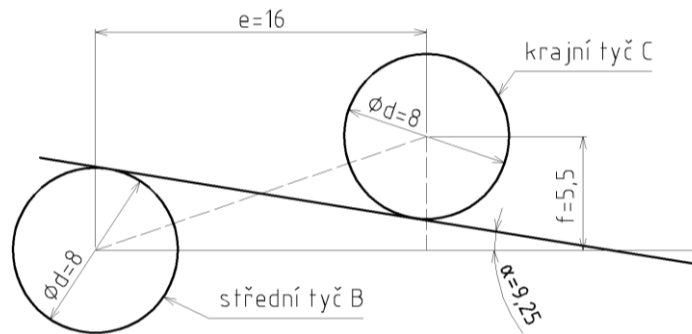
Tab. 9.2: Výpočet F_C

β [°]	0	5	10
α [°]	F_C [N]		
8	942	1528	2112
8,5	1000	1587	2170
9	1059	1645	2228
9,5	1118	1704	2286
10	1177	1762	2344
10,5	1235	1820	2402
11	1294	1879	2460
11,5	1353	1937	2518
12	1411	1995	2576

Další postup je následující:

- 1) z Tab. 9.1 vybereme hodnotu úhlu, při kterém bude síla F_B dostatečně velká pro měření, zároveň ale nesmí být příliš velká, aby nedocházelo ke zbytečně vysokému namáhání ostatních částí měřidla, což by vedlo k zesílení konstrukce
- 2) v Tab. 9.2 je vidět, že čím menší je úhel β (při konstantním úhlu α) tím nižší je síla F_C , tento úhel nemá vliv na měřenou sílu ale má vliv na namáhání krajních tyčí a celého měřidla, úhel nedokážeme přesně určit, protože není omezen žádným konstrukčním prvkem, podle polohy měřidla v kapitole 9.6 odhadneme, že úhel bude maximálně 10°

Z dalších výpočtů vyplynulo, že síla vhodná pro měření je při úhlu $\alpha = 9,5^\circ$. Dále určíme vzájemnou polohu tyčí. Jak plyne z rovnice (8.13), tento úhel závisí na průměrech kružnic (tedy tyčí), ty je třeba předběžně zvolit a zpětně ověřit napětí. Výsledný průměr, který vyhovuje: $d = 8\text{ mm}$. Dále úhel α závisí pouze na vzdálenostech \underline{e} a \underline{f} (viz Obr. 8.7). Tyto vzdálenosti musí být určeny v řádech jednotek milimetrů, aby bylo možné rozměry dodržet při montáži. Tím že zvolíme rozměry \underline{e} a \underline{f} celočíselně, dojde zřejmě k tomu, že úhel α celočíselný nebude, což ale nevádí. Pro určení úhlu α se jako nejrychlejší jevílo sestavit náčrt v programu Autodesk Inventor podle Obr. 9.7. V tomto náčrtu byly zadány kružnice ($d=8\text{mm}$) a pozměňovaly se rozměry \underline{e} a \underline{f} dokud se nedospělo ke vhodné konfiguraci, viz Obr. 9.7.



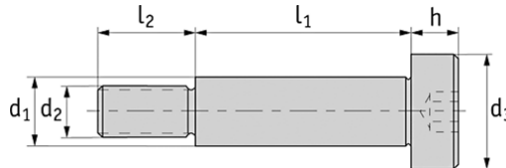
Obr. 9.7: Vzájemná poloha tyčí

Aby se předešlo poškození součástí, které by mohlo vzniknout vlivem nepřesnosti výroby a tím vést ke zvětšení sil, byla pro výpočet použita vyšší síla odpovídající úhlu $\alpha=10^\circ$ tj. $F_B=2344$ N.

Velikost napětí v krajních tyčích je z rovnice 9.8:

$$\sigma_o = \frac{8 \cdot F_C \cdot \left(l - \frac{m}{2}\right)}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot 2344 \cdot \left(52 - \frac{47}{2}\right)}{\pi \cdot 8^3} = 332 \text{ MPa} \quad (9.9)$$

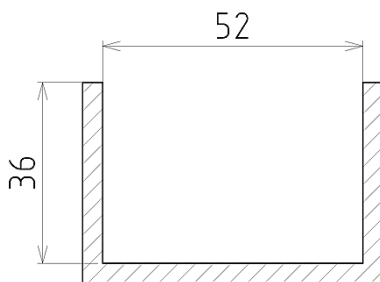
Volíme tedy materiál s mezí kluzu minimálně 332 MPa. Jako krajní tyče byly zakoupeny lícované šrouby s vnitřním šestihranem. Podstatné rozměry dle Obr. 9.8: $l_1 = 60$ mm; $d_1 = 8$ mm; $d_2 = M6$; třída pevnosti 12.9 ($R_{p0,2} = 1080$ MPa). Výhodou tohoto šroubu je, že při uložení do U-profilu se po utahnutí matka zarazí o hranu šroubu a nedojde k ohýbání profilu.



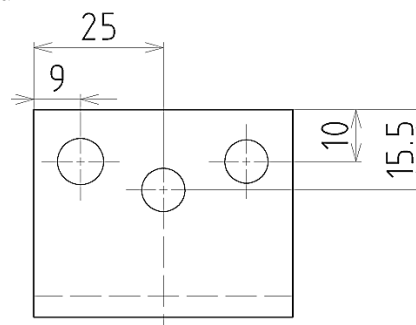
Obr. 9.8: Šroub lícovaný s vnitřním šestihranem [20]

Vnitřní rozměry U-profilu jsou na Obr. 9.8 a zvolené rozmístění tyčí na Obr. 9.9. Rozmístění tyčí je voleno s ohledem na následující omezení:

- čím větší osová vzdálenost tyčí, tím menší změna úhlu α při nepřesné výrobě
- pod střední tyčí musí zůstat dostatek místa pro měřidlo
- krajní tyče nesmí příliš zeslabit stěnu U-profilu



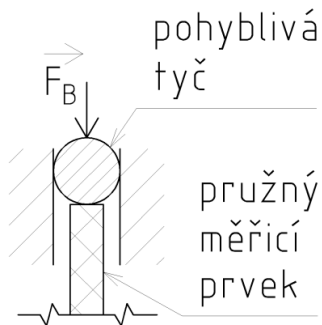
Obr. 9.9: Vnitřní rozměry U-profilu



Obr. 9.10: Rozvržení tyčí

9.3 Návrh měřicího prvku

Uvažujeme kruhovou tyč po délce zatíženou silou F_B ve svislém směru, tato tyč se také ve svislém směru může pohybovat. Je nezbytné z pohyblivé tyče přenést zatížení na tenzometrický prvek podle Obr. 9.11. Dále se proto zaměříme na tenzometrické snímače zmíněné v kapitole 4.9 a porovnáme jejich možnosti s možností návrhu vlastního měřicího elementu.



Obr. 9.11: Převod zatížení na tenzometrický prvek

Zatížení měřicího prvku je z předchozí kapitoly: $F_B = 2344 \text{ N}$. Toto je zatížení odpovídající síle v pásu $F_P = 6,75 \text{ kN}$. Z kapitoly 6.1 plyne, že maximální síla při měření by měla dosáhnout $4,5 \text{ kN}$. Proto podle vztahu (8.2) přepočteme sílu $F_P = 4,5 \text{ kN}$ na sílu F_B . Tato síla, respektive napětí v součásti při této síle dosažené, je důležité pro správnou funkci tenzometrů.

$$F_B = 2 \cdot F_P \cdot \sin \alpha = 2 \cdot 4500 \cdot \sin(9,25^\circ) \doteq 1447 \text{ N} \quad (9.10)$$

9.3.1 Komerční senzory

Jedná se o měřidla z kapitoly 4.9. Jejich hlavní výhodou je to, že v případě nalezení vhodného měřidla na trhu není třeba řešit problematiku tenzometrů, zakoupené měřidlo má tenzometry instalované a je z něj vyveden kabel s konektorem. Nevýhodou je vyšší cena. Zaměříme se na senzory s nosností alespoň 3000 N protože nejvyšší síly F_B uvažujeme 2344 N .

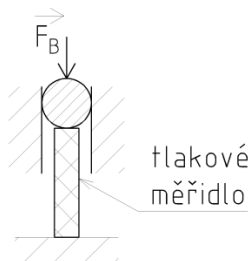
Nejprve uveďme možnosti použití tlakoměrného prvku. Často používaný S-nosník (Obr. 4.12) v tomto případě není vhodný, protože má ve srovnání s ostatními možnostmi největší rozměry. Válcové čidlo (Obr. 4.13) je nejmenší z nabízeného sortimentu. Zde je problém v převodu síly z kruhové tyče na kruhovou vypuklou plošku na horní části měřidla. Řešení by vyžadovalo přesný vodící mechanismus a velmi pečlivé usazení, což se při porovnání s následujícím jeví jako zbytečně složité.

Nejvhodnější možností je jednoduchý ohybový nosník (Obr. 4.11). Rozměry nosníku pro nosnost do 300 kg jsou přibližně: průřez $40 \times 40 \text{ mm}$, délka 150 mm [21]. Jak je ukázáno dále, rozměry jsou v porovnání s konstrukcí navrženou v kapitole 9.3.2 příliš velké a také cena je vyšší, zhruba mezi 3000 až 6000 Kč (například senzor [21]).

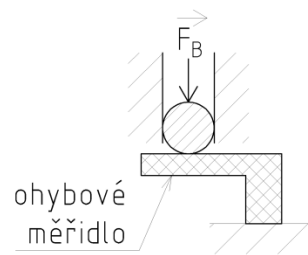
Na trhu jsou také čidla pro krut a smyk. Tyto možnosti byly během návrhových prací zváženy, nicméně v porovnání s předchozím se jeví jako velmi nevýhodné z hlediska složitější konstrukce zbytku měřidla a nebyly dále rozpracovány.

9.3.2 Návrh vlastního měřicího členu

Nabízejí se dvě možnosti konstrukce čidla. Buď tlakové (Obr 9.12), nebo ohybové (Obr 9.13). O správném výběru je třeba rozhodnout na základě pevnostního výpočtu.



Obr. 9.12: Tlakové měřidlo



Obr. 9.13: Ohybové měřidlo

a) Tlakové měřidlo

Předpokládáme tyč čtvercového průřezu o délce hrany a . Délka tyče je z Obr. 9.9 a Obr. 9.10: 36-15,5= 20,5 mm, případně méně. Rozměry je nutné volit s ohledem na správnou funkci tenzometrů. Napětí od tlakové síly je:

$$\sigma = \frac{N}{S} = \frac{F_B}{a \cdot a} \quad (9.11)$$

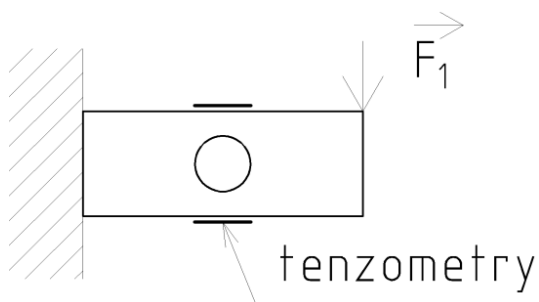
Napětí je při uvažování průřezu 7×7 mm kolem 50 MPa. Po konzultaci personálem LÚ, zabývajícím se tenzometrickým měřením bylo od toho návrhu upuštěno, protože je napětí příliš malé a měření by bylo nepřesné (při zmenšení průřezu se zvýší napětí, ale vznikne nebezpečí ztráty vzpěrné stability).

Pokud se zaměříme na senzory z kapitoly 4.9, zjistíme, že pro měření tahu/tlaku jsou používána tělesa, která toto zatížení převádějí na ohyb (u S-nosníku jsou tenzometry na střední části, která se ohýbá a válcové měřidlo funguje na základě prohýbané membrány). Z těchto důvodů se dále zaměříme na ohybový senzor.

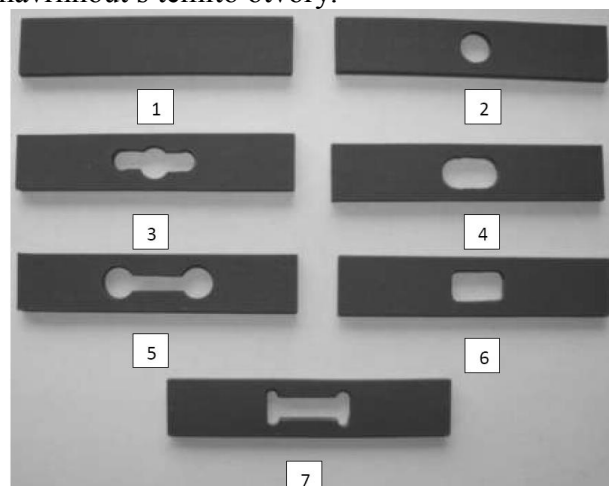
b) Ohybový měřicí prvek

Existuje velké množství těles pro měření ohybového namáhání. Zpravidla se jedná o čtyřhrannou tyč, ve které jsou vyfrézované různé otvory, které mají vůči zatížení polohou podle Obr.9.14 a nad nimi jsou nalepeny tenzometry. Tyto otvory slouží pro koncentraci napětí a deformací pod tenzometrem, což má vést k vyšší citlivosti měřidla. V publikaci [22] byly provedeny experimenty s měřidly podle Obr. 9.15. Z těchto experimentů plyne, že nejvhodnější tvary otvorů z hlediska deformací jsou 6 a 7. Kruhová díra 2 nemá sice tak velké deformace ale je nejvýhodnější z hlediska výroby. Přesto ale byla pro návrh měřidla v uvedené publikaci použita tyč bez otvoru, která je výrobně nejjednodušší, s tím, že v případě nízké přesnosti měřidla bude možné otvory dodatečně vyfrézovat.

Pro měřicí prvek měřidla síly v bezpečnostním pásu bude použita tyč obdélníkového průřezu bez otvorů. Tyto otvory by zvýšily výrobní a výpočetní složitost měřidla. V případě nevyhovující přesnosti bude možné měřidlo navrhnout s těmito otvory.



Obr. 9.14: Ohybové měřidlo s otvorem



Obr. 9.15: Zkušební tyče [22]

Budou použity tenzometry firmy HBM, které jsou na LÚ VUT v Brně běžně používané. Při výběru postupujeme podle kapitoly 4.5 a podle příručky HBM [23]:

- směr hlavních napětí je znám – jednoosý tenzometr
- rozměry pro instalaci jsou omezené – délka max. 13 mm (viz dále)
- teplota není extrémní
- v příručce [23] je dále uvedeno, že pro stavbu snímačů, které nevyžadují extrémní

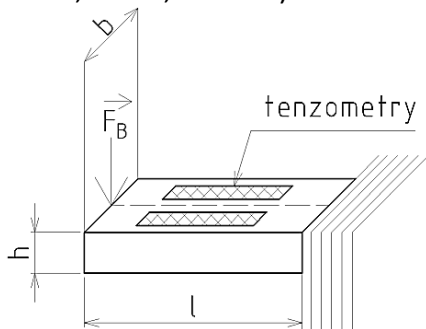
přesnost je nejvhodnější řada G, nicméně po konzultaci s pracovníky LÚ byly zvoleny tenzometry řady Y, které jsou levnější a pro daný účel dostatečně přesné

- zapojení pro ohyb do plného mostu (viz kapitola 4.7.2), které zaručuje maximální citlivost
- materiálem měřidla je hliník (viz dále)

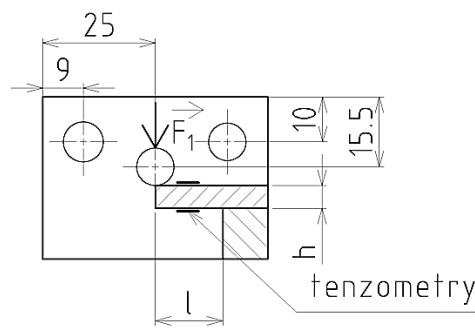
Z těchto kritérií vyplynulo použití typu LY13-3/120 (označení: L – jedna lineární mřížka; Y – nosič polyamid, mřížka konstantan; 1 – uspořádání, typ a poloha připojení; 3 – teplotní kompenzace pro hliník; 3 – délka mřížky v mm; 120 – jmenovitý odpor v Ω [24]). Celkové vnější rozměry těchto tenzometrů jsou $8,5 \times 4,5$ mm.

Vzhledem k rozměrům U-profilu bylo zvoleno rameno 15 mm, viz Obr 9.17. Rozměry příčného průřezu musí být navrženy s dodržением následujících podmínek:

- při zatížení měřicího členu $F_B = 2344$ N (odpovídá síle v pásu $F_P = 6,75$ kN) musí napětí dosáhnout meze kluzu (viz kapitola 6.1)
- na doporučení Ing. Marka Horáka, Ph.D. který se na LÚ VUT v Brně zabývá tenzometrickými měřeními, se maximální přesnosti měření dosáhne, pokud průměrné napětí pod tenzometrem nebude nižší než 50 MPa
- výrobce HBM udává, že neomezená životnost tenzometrů je zaručena při přetvoření maximálně: $\epsilon_{\max} = 10\,000$ $\mu\text{m}/\text{m}$ [25]
- rozměr b musí být minimálně 15 mm, aby se vedle sebe vešly 2 tenzometry (šířka tenzometrů je 4,5 mm a z každé strany přidáme mezeru nejméně 2 mm, tj. $2+4,5+2+4,5+2$ mm) viz Obr. 9.16



Obr. 9.16: Rozvržení tenzometrů na měřidle



Obr. 9.17: Poloha a rozměry měřicí tyče

V programu Excel byla sestavena tabulka Tab. 9.4, pomocí které byly navrženy rozměry příčného průřezu. Rozměry byly zvoleny $b=26$ a $h=5$. Ohybové napětí σ_o , bylo určeno dle vztahu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_B \cdot l}{\frac{b \cdot h^2}{6}} \quad (9.12)$$

kde: σ_o ... ohybové napětí [MPa]
 M_o ... ohybový moment [N·mm]
 W_o ... modul průřezu [mm⁴]
 l, b, h ... rozměry dle Obr 9.10 [mm]

Dále přetvoření z Hookeova zákona:

$$\epsilon = \frac{\sigma}{E} \quad (9.13)$$

Tab. 9.3: Výpočet napětí a přetvoření

Zadej:		ϵ [m/m]				
		α [°]	F_B [N]	σ_o [Mpa]	ocel	hliník
síla [N]	6750	9,25	2170	326	1550	4650
rameno l [mm]	15	10	2344	352	1674	5023
b [mm]	24					
h[mm]	5					
E [MPa]						
ocel	210000					
hliník	70000					

Jako materiál byl zvolen hliník, který vykazuje vyšší přetvoření. Konkrétně byla zakoupena duralová plochá tyč o příčných rozměrech 31×5 mm z materiálu EN AW 2024 T3. Výrobce udává mez kluzu $R_{P,\min} = 361$ MPa a mez pevnosti $R_{m,\min} = 468$ MPa.

9.4 Poloha měřidla při měření

Při měření musí být měřidlo orientováno tak, že se horní hrany stěn U-profilu dotýkají figuríny. To zaručí kladný a poměrně malý úhel β (viz Obr 8.5 (b)). Styková plocha mezi měřidlem a figurínou bude poměrně malá, proto je vhodné mezi měřidlo a figurínu místit silný kus látky.

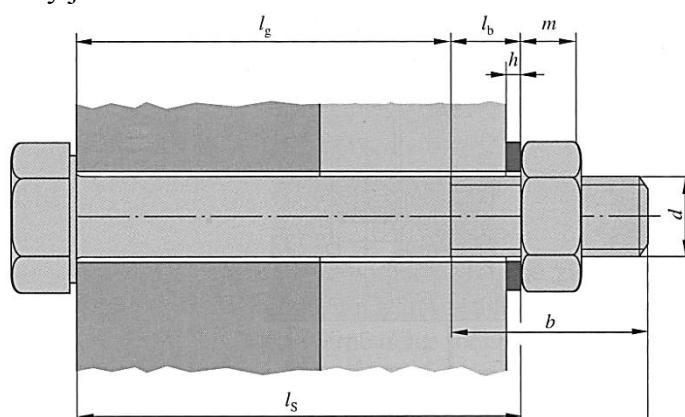
9.5 Upevnění měřicího prvku

Měřicí tyč bude přišroubována na podložkách tak, aby její horní plocha byla ve výšce 16,5 mm, viz Obr. 9.17. Pro dosažení této výšky byly použity 2 duralové podložky o síle 5 mm a 3 ocelové podložky o síle 0,5 mm. Rozmístění šroubů podle Obr. A6 (příloha A).

Výpočet šroubového spoje provedeme podle publikace [19]:

a) Tuhost šroubu: dle Obr. 9.18, rozměry jsou v mm

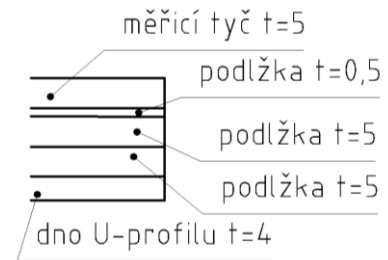
- svěrná délka $l_s = 0,8 + 5 + 1,5 + 5 + 5 + 4 + 0,8 = 22,1$ mm
- délka šroubu $l > l_s + m + 2P = 20,5 + 3,2 + 2 \cdot 0,7 = 26,7$ mm; po zaokrouhlení na normovanou velikost: $l = 30$ mm
- délka válcové části dříku bez závitu: $l_g = 0$ mm
- délka válcové části dříku se závitem: $l_b = l_s = 22,1$ mm
- výpočtový průřez šroubu $A_s = 8,78$ mm²
- tuhost šroubu: $k_s = k_b = \frac{A_s \cdot E}{l_b} = \frac{8,78 \cdot 210\,000}{22,1} = 83,4$ kN · mm⁻¹



Obr. 9.18: Rozměry šroubu

b) Tuhost spojovaných součástí: podle Obr. 9.19, použity šrouby M4

- zjednodušení: - jako podložka $t = 0,5$ mm jsou použity 3 plechy, pro výpočet považujeme za jeden
- podložka $t = 5$ mm nad U-
profilem je užší než výpočtový
kužel, pro výpočet neuvažujeme



Obr. 9.19: Pořadí podložek

- tuhosti jednotlivých kuželů:

$$k_i = \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E_i \cdot d}{\ln \frac{(1,155 \cdot t_{k,i} + D_{k,i} - d) \cdot (D_{k,i} + d)}{(1,155 \cdot t_{k,i} + D_{k,i} + d) \cdot (D_{k,i} - d)}}$$

kde: k_i ... tuhost daného kuželu [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$]

d ... střední průměr šroubu [mm]

$t_{k,i}$... tloušťka daného kuželu [mm]

$D_{k,i}$... průměr menší z podstav daného kuželu [mm]

$$D_{k,i} = D_{k,i-1} + 2 \cdot t_{k,i} \cdot \text{tg}(30^\circ)$$

- celková tuhost:

$$k_p = \left(\sum_i \frac{1}{k_i} \right)^{-1}$$

Tab. 9.4: Vypočtené hodnoty

materiál	$D_{k,i}$	[mm]	tuhost	[$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$]
hliník	1	9,000		1,269E+06
ocel	2	14,773		2,504E+07
hliník	3	16,505		4,802E+06
hliník	4	9,000		1,450E+06
hliník	5	13,618		2,720E+06
hliník	6	19,392		1,706E+07
			celková	4,647E+05

$D_{k,1} = D_{k,4} = 9$ mm (vnější průměr podložek)

- tuhostní konstanta spoje:

$$C = \frac{k_s + k_p}{k_p} \doteq 0,152$$

c) Zatížení: měřicí tyč bude připevněna 4 šrouby M4. Pro výpočet zatížení šroubů uvažujeme schéma Obr. 9.20 (a), kde je úsek I vyložení měřicí tyče z Obr. 9.16 a šrouby nahradíme obecnými vazbami. Vetknutí v tomto místě nahradíme reakční silou a momentem (Obr. 9.20 (b)) a toto schéma použijeme pro výpočet zatížení šroubů. Statická určitost úlohy:

$$s = \mu - \vartheta = 2 - 2 = 0 \text{ úloha je staticky určitá} \quad (9.14)$$

Reakční síly ve vetknutí:

$$\begin{aligned} F_H &= F_B \\ M_{O_H} &= F_B \cdot l \end{aligned} \quad (9.15)$$

Rovnováha sil:

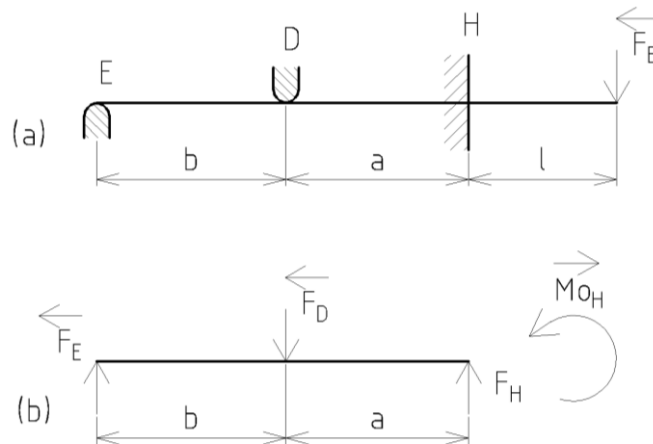
$$\sum F_x: 0 = 0 \quad (9.16)$$

$$\sum Mo_E: F_D \cdot b - F_H \cdot (a + b) - Mo_H = 0 \quad (9.17)$$

$$F_D = \frac{F_H \cdot (a + b) + Mo_H}{b} = \frac{F_B \cdot (a + b) + F_B \cdot l}{b} \doteq 3516 \text{ N}$$

$$\sum F_z: F_E - F_D + F_H = 0$$

$$F_E = F_D - F_H \doteq 2344 \text{ N}$$



Obr. 9.20: Výpočet šroubového spoje

d) Mechanické vlastnosti šroubů:

- třída pevnosti 8.8: $R_m = 800 \text{ MPa}$, $R_e = 640 \text{ MPa}$
- zkušební napětí: $S_p = 580 \text{ MPa}$

e) Síla předpětí:

$$F_i = 0,9 \cdot F_p = 0,9 \cdot S_p \cdot A_s = 4583 \text{ N} \quad (9.18)$$

kde: F_i ... síla předpětí

0,9 ... koeficient předpětí trvalých spojů

F_p ... zkušební zatížení

f) bezpečnosti:

- bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti:

$$k_{MSP} = \frac{R_e A_s - F_i}{C \cdot F_{E,D}} \quad (9.19)$$

šroub D: $k_{MSP} = 16$

šroub E: $k_{MSP} = 25$

- bezpečnost vůči zániku sevření:

$$k_{MSP} = \frac{S_p A_s - F_i}{C \cdot F_{E,D}} \quad (9.20)$$

šroub D: $k_{MSP} = 8$
šroub E: $k_{MSP} = 12$

9.6 Vedení střední tyče

Jak bylo zmíněno dříve, střední tyč, ze které se převádí síla v pásu na měřicí člen, musí být pohyblivá ve svislém směru. To lze vyřešit vyfrézováním oválného otvoru do boku U-profilu. Protože dílny LÚ VUT FSI v Brně nedisponují frézou, byl předvrtán otvor pro tyč, který byl následně pomocí ručního pilníku zvětšen. U tohoto postupu nelze předpokládat vysokou přesnost, proto byly pro přesný chod tyče použity vodící příložky, viz Obr. C7 (příloha C).

9.7 Postup výroby a montáž prototypu

Viz přílohy A, B, C.

9.8 Cenové zhodnocení

Tab. 9.5: Cenové zhodnocení

položka	ks / délka	cena celkem [Kč]
U-profil 60 × 40 × 4, EN AW 6061 T 66	100 mm	21
Tyč plochá 5 × 50, EN AW 2020 T3	300 mm	33
Tyč kruhová tažená za studena $\phi 8$	1000 mm	10
Šroub VH lícovaný Imbus 12.9 0,8-M6×60	2	84
Matice přesná zinkovaná M6	2	1
Šroub se závitem k hlavě, vnější šestihran, 8.8, M4 ×30	4	1,5
Matice přesná zinkovaná M4	4	0,6
Šroub se závitem k hlavě, válcová hlava, 4.8, M ×10	8	0,5
Matice přesná zinkovaná M3	8	0,4
Tenzometr HBM LY13-3/120	4	800
Svorkovnice pro tenzometry HBM	1	1
Pájecí podložka pro tenzometry HBM	4	1
Kabel 4 × 0,5mm se stíněním	2000 mm	60
Vidlice DE-9	1	70
Celkem	-	1084

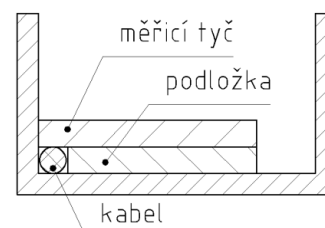
V ceně není zahrnuta práce, měřidlo bylo vyrobeno svépomocí.

9.9 Finální výrobek

Je třeba si uvědomit, že u přechozího prototypu byla konstrukce omezena co nejjednodušší výrobou, a proto je možné provést další úpravy. Zároveň bylo rozhodnuto, že pro měření při nárazové zkoušce bude vyrobeno měřidlo nové. Úpravy jsou následující:

- 1) nebudou použity vodící příložky pro střední tyč, ale bude vyfrézována oválná díra a střední tyč bude zajištěna pomocí pojistných kroužků pro hřídel
- 2) výška podložek pod měřicí tyč stačí pouze 5mm, proto bude změněno také vedení kabelu dle Obr 9.21
- 3) s předchozím souvisí posunutí děr tyčí pro vedení pásu blíže ke dnu U-profilu a tím také zmenšení výšky U-profilu

Výkresová dokumentace jev příloze D. Montážní postup je obdobný jako u prototypu. Pevnostní výpočty nejsou nutné, protože u všech změněných součástí lze předpokládat nižší nebo stejné napětí jako u předchozího prototypu.



Obr. 9.21: Vedení kabelu

10 MĚŘENÍ

Naměřená data jsou v příloze E.

10.1 Kalibrace

Kalibrace měřidla zaručí jeho maximální přesnost. Bez kalibrace by bylo nutné výstup tenzometrického měření, přepočítat na napětí a zpětně dopočítat sílu což je pomocí vhodného algoritmu možné, nicméně poměrně složité. Postup kalibrace:

- 1) 1 metr bezpečnostního pásu upneme mezi čelisti trhačického stroje a pás mírně natáhneme, aby nebyl prověšený
- 2) propojíme měřidlo, měřicí ústřednu a PC
- 3) provedeme krátké měření výstupních hodnot tenzometrů pro určení nulového stavu
- 4) na pás umístíme měřidlo
- 5) na univerzálním zkušebním stroji nastavujeme hodnotu síly po krocích 200 N, při každém kroku opíšeme hodnotu síly z trhačického stroje, výstup tenzometrů se ukládá do textového souboru se vzorkovací frekvencí 0,1 s; postupujeme až do síly 4,5 kN a poté odlehčíme

Měření proběhlo v dílnách LÚ VUT FSI v Brně.

Použit byl univerzální zkušební stroj Labtest 6,500 a měřicí ústředna ESAM Traveller, která byla propojena s PC, kde se zaznamenával výstupní signál z tenzometrického můstku.



Obr. 10.1: Kalibrace měřidla v univerzálním zkušebním stroji

10.1.1 Výsledky kalibrace

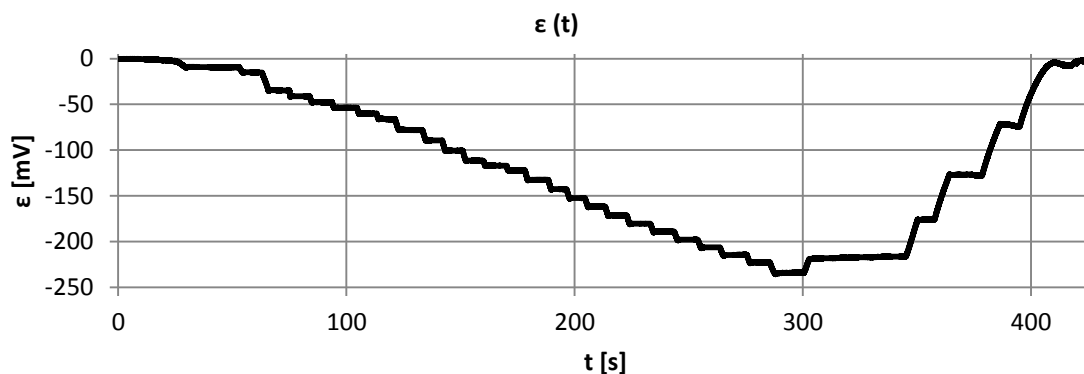
Výsledek měření je vidět na Obr. 10.2. Každý „schod“ v grafu, kdy je přetvoření konstantní, odpovídá určité síle nastavené na trhačícím stroji. V dalším kroku byly vybrány hodnoty přetvoření pro určitý „schod“, z těchto hodnot byl vypočten aritmetický průměr a jeho hodnota byla přiřazena odpovídající síle. Závislost síly na přetvoření je na Obr. 10.3. Hodnoty v grafu jsou proloženy lineární spojnici s rovnicí:

$$F = -17,768 \cdot \varepsilon \quad (10.1)$$

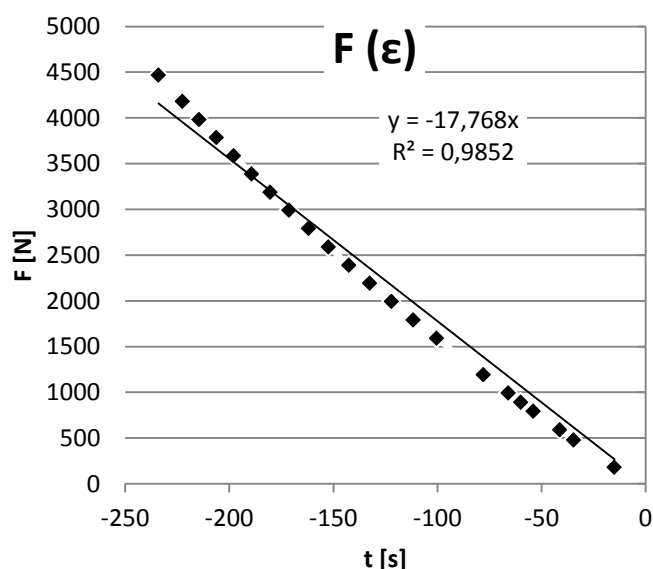
kde: F ... síla v pásu [N] (v předchozích kapitolách uváděna jako F_p)

ε ... přetvoření [mV] (jedná se o výstupní signál z tenzometrického můstku)

Tyto rovnice je stěžením výstupem kalibrace. Při dalším měření se s její pomocí přepočítají výstupní hodnoty přetvoření na odpovídající sílu. Hodnota spolehlivosti je: $R_2 = 0,9852$, což zaručuje dostatečnou přesnost.



Obr. 10.2: Graf $\epsilon(t)$ – výstupní signál kalibrace



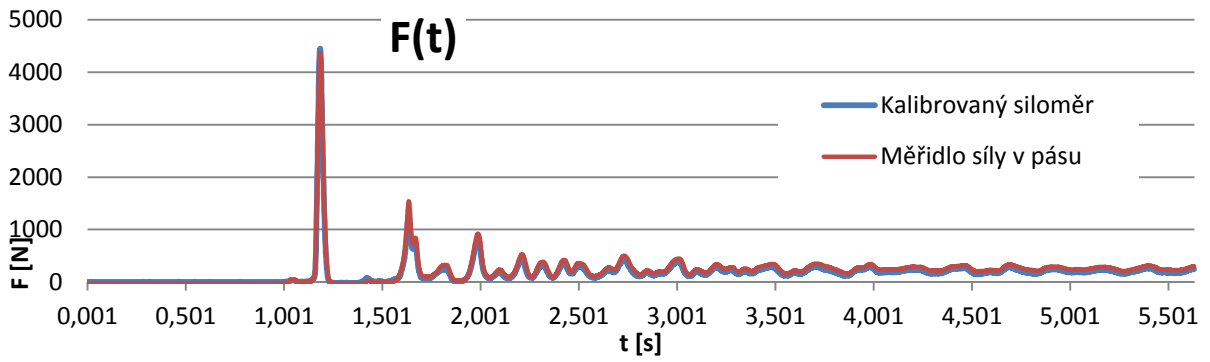
Obr. 10.3: Grafy $F(\epsilon)$ – určení lineárních závislostí

10.2 Zkouška shozu

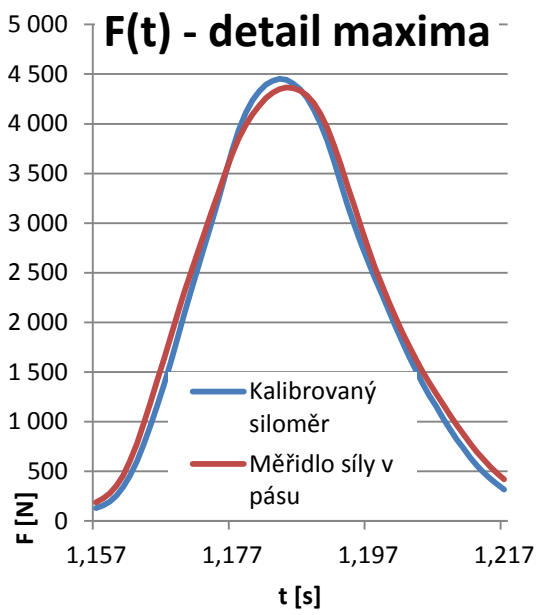
V publikaci [15] je uvedeno, že při dynamickém zatížení vykazuje pás nižší roztažnost než při statickém zatížení. Proto bylo třeba ověřit, jak se měřidlo chová při rázovém zatížení pásu, které nastane při nárazové zkoušce. Na padostroji pro zkoušení podvozků byl proveden následující experiment:

- 1) závaží o váze 20,4 kg se připevní na pás a na druhý konec pásu, který je připojený k jeřábu se připevní kontrolní kalibrovaný siloměr, na pás se umístí navržené měřidlo
- 2) snímače jsou nastaveny na vzorkovací frekvenci 0,001 s aby bylo zajištěno, že bude zaznamenána maximální síla
- 3) závaží je shazováno z výšky 10 cm, 20 cm, ... 100 cm a porovnávají se hodnoty z obou měřidel

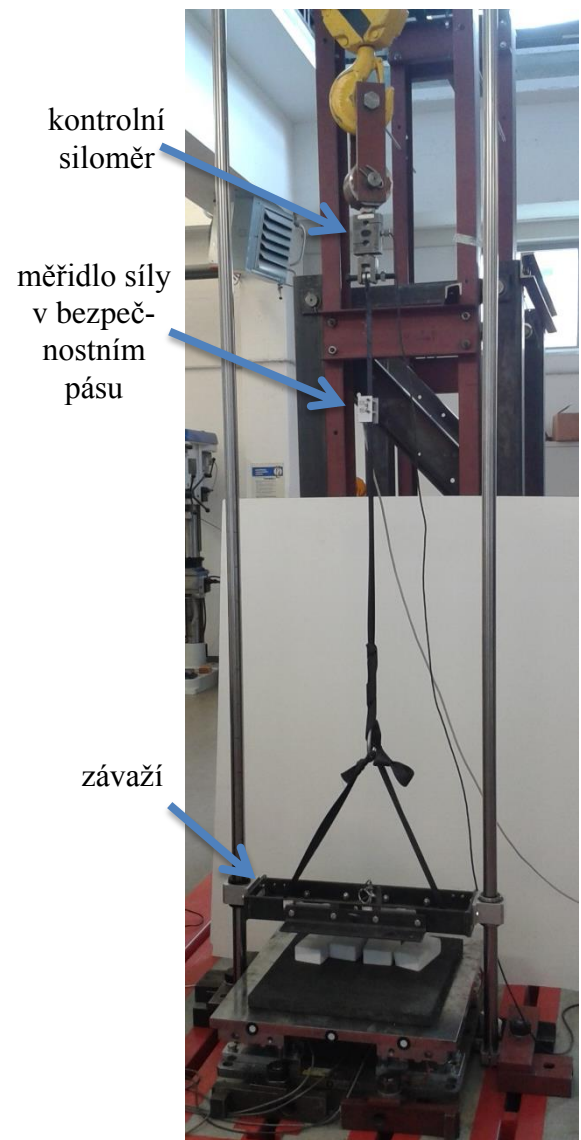
Chyba navrženého měřidla je v rozsahu 3 – 4,5 kN do 5 %, což bylo přijato jako dostatečná přesnost. Pro ilustraci je na Obr. 10.4 uveden průběh síly při shozu ze 100 cm. V grafu je vidět, že výstup navrženého měřidla přesně kopíruje chování kontrolního siloměru. Detail maxima je na Obr. 10.5. Maximální hodnoty síly zaznamenané při jednotlivých shozech jsou v Tab. 10.1.



Obr. 10.4: Shoz ze 100 cm



Obr. 10.5: Shoz ze 100 cm detail maxima



Obr. 10.6: Padostroj s vloženým pásem

Tab. 10.1: Maximální síla při jednotlivých shozech

výška shozu [cm]	max. síla [N]		chyba [%]
	navržené měřidlo	kalibrovaný siloměr	
10	1436	1286	11,7
20	2088	1937	7,8
30	2547	2414	5,5
40	3020	2973	1,6
50	3327	3298	0,9
60	3391	3374	0,5
70	3726	3787	1,6
80	3948	4067	2,9
90	4005	4183	4,2
100	4365	4453	2,0

ZÁVĚR

Tato práce se zabývala návrhem a vyzkoušením funkčního prototypu měřidla síly v bezpečnostním pásu. Nejprve byla provedena rešerše průmyslových řešení a patentů. Dále byly zhodnoceny návrhy měřidla, které se zapojí do série s pásem a bude přímo měřit zatížení přenášené pásem. I když se jednalo, o konstrukčně a výpočetně jednodušší možnost z různých důvodů tato měřidla nevyhovovala a bylo přistoupeno k návrhu poměrně složitějšího průvlastku, který je však naprosto univerzální a nevyžaduje přerušení pásu pro jeho instalaci. Byly určeny geometrické vztahy mezi hlavními součástmi pro vedení a správné vychýlení pásu. Následně byl navrhnout ohybový měřicí element, na který je převáděna síla která se měří. Při návrhu tohoto prvku se muselo dbát na to, aby v něm při měření bylo napětí dostatečně vysoké pro měření tenzometry. Celý měřicí mechanismus byl umístěn v hliníkovém U-profilu.

Po vyrobení a sestavení funkčního prototypu byla provedena kalibrace v trhacím stroji. Kalibrace spočívala v zaznamenávání síly trhacím strojem a k této síle se přiřadily hodnoty výstupu z tenzometrů. Tím bylo možné naměřenými daty proložit lineární závislost, která výstupní signál tenzometrů převedla na sílu v páse.

Jako prvotní ověření funkčnosti byl proveden experiment na padostroji, kdy se z určité výšky shazovalo závaží, které způsobilo rázovou sílu v páse. Tato síla byla měřena navrženým měřidlem a také kontrolním, kalibrovaným siloměrem pro ověření výsledků. Díky tomu bylo zjištěno, že chyba měření se u navrženého měřidla pohybuje do 2%.

Na základě zkušeností s předchozím prototypem bylo navrženo měřidlo nové, a pro něj byla připravena výkresová dokumentace a postup výroby.

Je plánováno vyrobit nové měřidlo podle kapitoly 9.9 a použít jej při nárazových zkouškách letounu TL Stream.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Předpisy, formuláře | Ultralehké letouny | Odbornosti | LAA ČR. *LAA - letecká amatérská asociace ČR* [online]. b.r. [cit. 2016-03-24]. Dostupné z: <http://www.laacr.cz/stranky/odbornosti/ultralehke-letouny/predpisy-formulare.aspx>
- [2] *EL20-S458 Seat belt load cell* [online]. 2012 [cit. 2016-03-31]. Dostupné z: <http://www.meas-spec.com/downloads/EL20-S458.pdf>
- [3] *F305* [online]. 2012 [cit. 2016-03-31]. Dostupné z: <http://www.novatechloadcells.co.uk/pdf/F305.pdf>
- [4] *Model 3419* [online]. 2008 [cit. 2016-03-31]. Dostupné z: https://measurementsensors.honeywell.com/ProductDocuments/Load/Model_3419_DataSheet.pdf
- [5] LOAD CELL- SPECIAL APPLICATIONS - SEAT BELT | Honeywell. *Honeywell* [online]. b.r. [cit. 2016-03-31]. Dostupné z: <https://measurementsensors.honeywell.com/Pages/Category.aspx?cat=Honeywell&category=PRODUCTTYPES-LOAD-SPECIALAPPLICATIONS-SEATBELT>
- [6] SCHMACHTL. *Snímač napětí lana* [online]. b.r. [cit. 2016-04-10]. Dostupné z: http://www.schmachtl.cz/web_get_img_data?aID=533907
- [7] *Device for detecting tensile force of seat belt*. b.r.. US 6729428 B2. Uděleno 19.4.2012. Dostupné také z: <http://www.google.ch/patents/US6729428>
- [8] *Seat belt tension sensor*. b.r.. US 6450534 B1. Dostupné také z: <http://www.google.ch/patents/US6450534>
- [9] ČECH, Jaroslav, Jiří PERNIKÁŘ a Kamil PODANÝ. *Strojírenská metrologie I*. Vyd. 5., V Akademickém nakl. CERM vyd. 3. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2009, 183 s. ISBN 978-80-214-4010-4.
- [10] VLK, Miloš *Experimentální mechanika*. Brno, 2003.
- [11] HOFFMANN, Karl. *An Introduction to Measurements using Strain Gage* [online]. Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, 1989 [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: http://www.hbm.com/fileadmin/mediapool/techarticles/hoffmannbook/Hoffmann-book_EN.pdf
- [12] PW2C single point load cell. *HBM* [online]. b.r. [cit. 2016-04-27]. Dostupné z: http://www.hbm.cz/Prospekty/Singlepointy/pw2/p_pw2c_e.pdf
- [13] RSCB load cell. *HBM* [online]. b.r. [cit. 2016-04-27]. Dostupné z: http://www.hbm.cz/Prospekty/Zatizeni/RSCB/p_RSCB_e.pdf
- [14] C2 force transducer. *HBM* [online]. b.r. [cit. 2016-04-27]. Dostupné z: http://www.hbm.cz/Prospekty/Sila/C2/p_C2_e.pdf
- [15] HURLEY, Todd a Jill VANDENBURG *Small airplane crashworthiness design guide*. 2002.
- [16] ECFR. *U.S. Government Publishing Office* [online]. 2016 [cit. 2016-04-24]. Dostupné z: http://www.ecfr.gov/cgi-bin/text-idx?rgn=div5&node=14:1.0.1.3.10#se14.1.23_1562
- [17] *Installation Instructions* [online]. 2014 [cit. 2016-04-11]. Dostupné z: <http://www.schroth.com/en/segments/racing/service/installation-instructions.html>

- [18] ONDRÁČEK, Emanuel a Zdeněk FLORIAN. *Mechanika těles - statika*. První. Praha: SNTL, 1986.
- [19] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE a Richard BUDYNAS, Miloš VLK (ed.) *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [20] Steel Shoulder Screws. *Automotioncomponents* [online]. b.r. [cit. 2016-05-14]. Dostupné z: <http://www.automotioncomponents.co.uk/en/catalog/mechanical/shoulder-screws/steel-shoulder-screws/p0136#>
- [21] *PTASP6-E3 - JEDNOBODOVÝ TENZOMETRICKÝ SNÍMAČ* [online]. b.r. [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: <http://www.format1.cz/soubor-ptasp6-e3-60-.pdf>
- [22] BROŽEK, Petr. *Návrh zařízení pro měření aerodynamických sil a momentů v aerodynamickém tunelu*. Brno, 2014. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Ondřej Lajza.
- [23] *Kritéria pro výběr tenzometrů HBM* [online]. b.r. [cit. 2016-05-03]. Dostupné z: http://www.hbm.cz/Prospekty/Tenzometry/kriteria/kriteria_tenzometry.pdf
- [24] WASGESTIAN, Petr. *Tenzometry HBM: Aplikace* [online]. b.r. [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: <http://www.hbm.cz/Aplikace/tenzometry.pdf>
- [25] *Y series strain gages* [online]. b.r. [cit. 2016-05-03]. Dostupné z: http://www.hbm.cz/Prospekty/Tenzometry/SG_Y/cat_sg_y_e.pdf
- [26] Profi III asm. *SCHROTH Safety Products GmbH* [online]. b.r. [cit. 2016-04-24]. Dostupné z: <http://www.schroth.com/de/segments/racing/produkte/details/show/profi-iii-asm.html>
- [27] Hliníkový U profil 60X40X4. *Ehlinik* [online]. b.r. [cit. 2016-04-29]. Dostupné z: <http://www.ehlinik.cz/hlinikovy-u-profil-60x40x4/pro-G3T0000101.html>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

E [MPa]	modul pružnosti v tahu
F_B [N]	síla působící na střední tyč a na měřicí element
F_C [N]	síla působící na krajní tyče
F_0 [kN]	maximální síla v ramenním pásu vycházející z předpisu FAR CFR 23-562
F_P [N]	síla v bezpečnostním pásu
k [-]	k-faktor tenzometru; bezpečnostní koeficient
LÚ FSI VUT	Letecký ústav, Fakulta strojního inženýrství, Vysoké učení technické v Brně
M_o [N·m]	ohybový moment
N [N]	normálová síla (síla v ose prutu)
q [N·mm ⁻¹]	liniové zatížení
R [Ω]	elektrický odpor
R_m [MPa]	mez pevnosti
R_p [MPa]	mez kluzu
u [mm]	posunutí bodu
W [J]	energie napjatosti; modul průřezu [m ³]
w [mm]	průhyb v bodě
α [$^\circ$]	úhel mezi pásem a spojnicí krajních tyčí
ε [-]	přetvoření
θ [$^\circ$]	úhel opásání
μ [-]	Poissonova konstanta; počet neznámých parametrů
\mathfrak{N} [-]	počet použitelných rovnic rovnováhy
ρ [$\Omega\cdot m$]	měrný odpor
σ [MPa]	mechanické napětí
φ [$^\circ$]	natočení bodu

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 2.1: EL-20 [2].....	11
Obr. 2.2: F305 [3].....	11
Obr. 2.3: Model 3419 [4]	11
Obr. 2.4: F9304 [6].....	12
Obr. 3.1: US 6729428 B2.....	13
Obr. 3.2: US 6450534 – princip 1 [8]	13
Obr. 3.3: US 6450534 – princip 2 [8]	13
Obr. 4.1: Fóliový tenzometr [24]	14
Obr. 4.2: Typy polovodičových tenzometrů [10].....	15
Obr. 4.3: Princip tenzometrů [24]	15
Obr. 4.4: Hysterezní smyčka	16
Obr. 4.5: Stanovení nelinearity [9].....	16
Obr. 4.6: Jeden měřicí, 3 kompenzační	18
Obr. 4.7: Plný most pro tah/tlak	18
Obr. 4.8: Poloviční most pro ohyb	19
Obr. 4.9: Plný most pro ohyb	19
Obr. 4.10: Jednoduchý nosník [12]	19
Obr. 4.11: S - nosník [13].....	19
Obr. 4.12: Válcový snímač [14]	19
Obr. 5.1: Saňový test [15]	20
Obr. 5.2: Průběh zrychlení	20
Obr. 6.1: 4-bodové pásy Schroth [26]	21
Obr. 6.2: Trhací zkouška pásů, Zdroj: LÚ FSI VUT v Brně.....	22
Obr. 7.1: Spojení b) [17]	23
Obr. 7.2: Spojení c) [17].....	23
Obr. 7.3: Umístění měřidla na figuríně (a) špatně, (b) správně	24
Obr. 8.1: Vetknutý pás	25
Obr. 8.2: Vychýlený pás.....	25
Obr. 8.3: Definování úhlu α	25
Obr. 8.4: Uvolnění vazby B	25
Obr. 8.5: Výpočet síly F_C	26
Obr. 8.6: Určení úhlu tečny [19]	27
Obr. 8.7: Výpočet úhlu α	28
Obr. 9.1: Měřidlo - ohyb	29
Obr. 9.2: Měřidlo - tlak	29
Obr. 9.3: U-profil [27].....	29
Obr. 9.4: Postup výpočtu krajní tyče.....	30
Obr. 9.5: Výsledné vnitřní účinky.....	30
Obr. 9.6: Vazby střední tyče.....	31
Obr. 9.7: Vzájemná poloha tyčí.....	32
Obr. 9.8: Šroub lícovaný s vnitřním šestihranem [20]	32
Obr. 9.9: Vnitřní rozměry U-profilu.....	32
Obr. 9.10: Rozvržení tyčí	32
Obr. 9.11: Převod zatížení na tenzometrický prvek	33
Obr. 9.12: Tlakové měřidlo	33

Obr. 9.13: Ohybové měřidlo	33
Obr. 9.14: Ohybové měřidlo s otvorem.....	34
Obr. 9.15: Zkušební tyče [22]	34
Obr. 9.16: Rozvržení tenzometrů na měřidle	35
Obr. 9.17: Poloha a rozměry měřicí tyče	35
Obr. 9.18: Rozměry šroubu	36
Obr. 9.19: Pořadí podložek	37
Obr. 9.20: Výpočet šroubového spoje	38
Obr. 9.21: Vedení kabelu	39
Obr. 10.1: Kalibrace měřidla v univerzálním zkušebním stroji	40
Obr. 10.2: Graf $\epsilon(t)$ – výstupní signál kalibrace.....	41
Obr. 10.3: Grafy $F(\epsilon)$ – určení lineárních závislostí.....	41
Obr. 10.4: Shoz ze 100 cm	42
Obr. 10.5: Shoz ze 100 cm detail maxima	42
Obr. 10.6: Padostroj s vloženým pásem	42

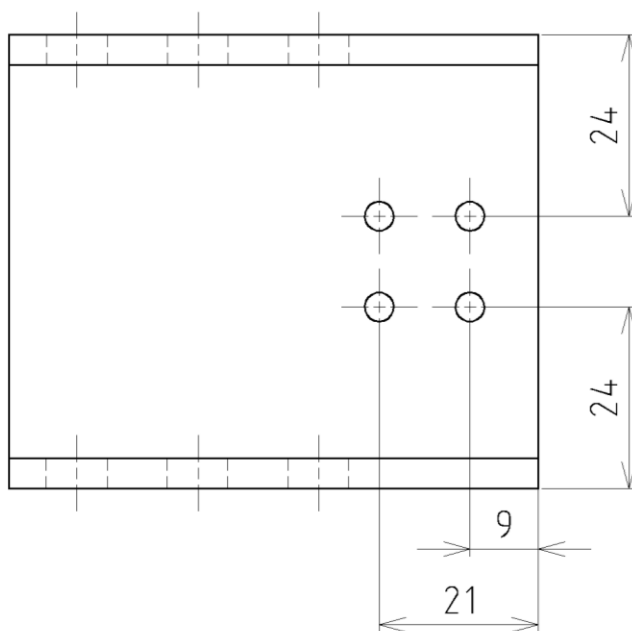
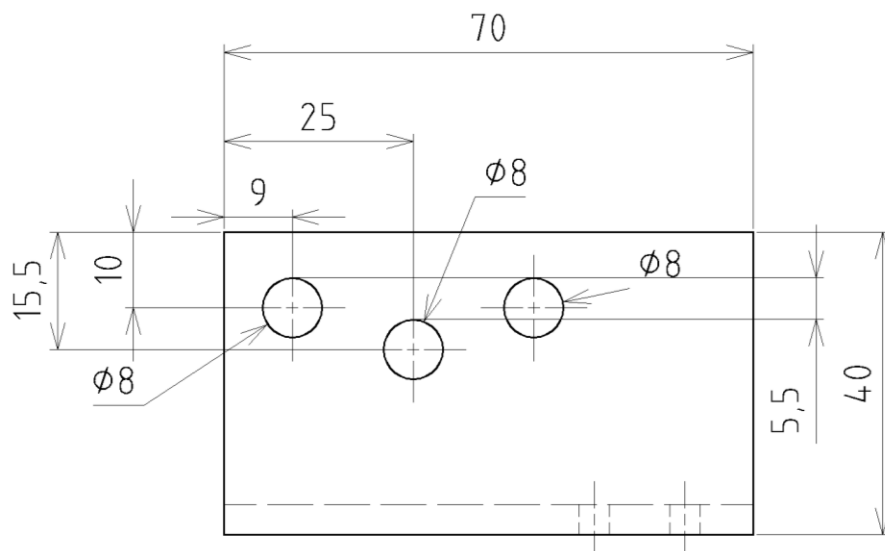
SEZNAM TABULEK

Tab. 2.1: Vybraná měřicí zařízení [2], [3], [4], [5]	11
Tab. 9.1: Výpočet F_B	31
Tab. 9.2: Výpočet F_C	31
Tab. 9.3: Výpočet napětí a přetvoření	36
Tab. 9.4: Vypočtené hodnoty	37
Tab. 9.5: Cenové zhodnocení	39
Tab. 10.1: Maximální síla při jednotlivých shozech	43

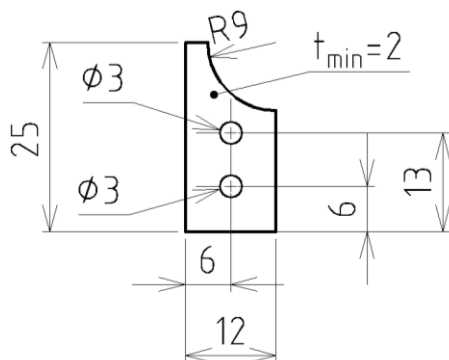
SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A	Náčrty součástí prototypu
Příloha B	Postup montáže a výroby prototypu
Příloha C	Fotografie prototypu
Příloha D	Výkresová dokumentace finálního výrobku.
Příloha E	Naměřená data (v elektronické verzi)

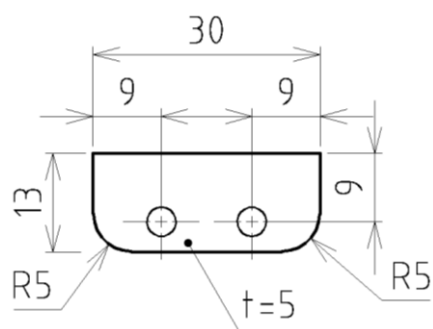
PŘÍLOHA A - NÁČRTY SOUČÁSTÍ PROTOTYPU



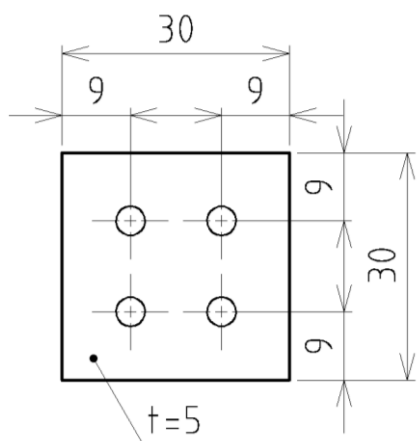
Obr. A1: U-profil



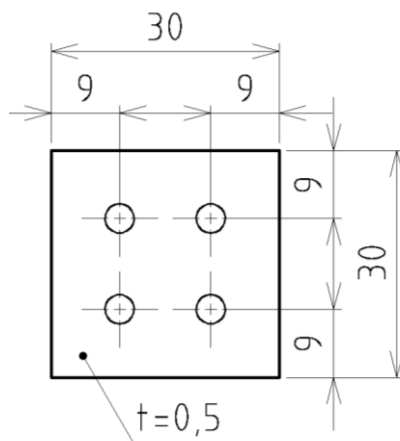
Obr. A2: Příložka



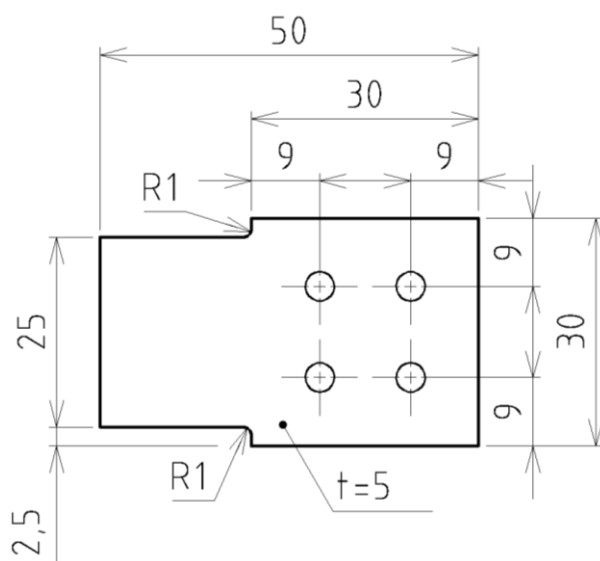
Obr. A3: Podložka poloviční



Obr. A4: Podložka silná



Obr. A5: Podložka tenká



Obr. A6: Měřicí tyč

PŘÍLOHA B - POSTUP MONTÁŽE A VÝROBY PROTOTYPU

Příprava polotovarů:

- U-profil 60×40×4 (viz kapitola 9.2): délka 70 mm
- střední tyč ϕ 8: délka 72 mm
- duralová tyč o průřezu 30 × 5 mm: podložka pod měřicí člen o délce 30 mm, dvě poloviční podložky 13 × 30 mm, měřicí tyč o délce 50 mm
- ocelový plech tloušťky 0,5 mm: tři čtverce o rozměrech 30 × 30 mm
- plech o tloušťce alespoň 2 mm: čtyři obdélníky o rozměrech 12 × 25 mm na vodící příložky

Spojovací materiál:

- 8 × šroub se šestihrannou hlavou M3 × 12; 8 × matka M3
- 4 × šroub šestihrannou hlavou M4 × 30; 4 × matka M4; 6 × podložka M4 × 12; 2 × podložka M4 × 9
- 2 × šroub lícovaný s vnitřním šestihranem ϕ 8 × M6 × 60 mm; 2 × matka M6

Elektroinstalace:

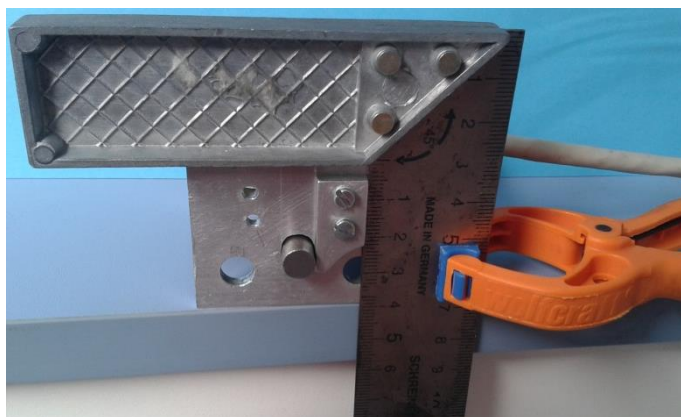
- 4 × tenzometr LY13-3/120
- 4 × pájecí podložka pro tenzometry
- svorkovnice HBM pro tenzometry
- 8 × izolovaný drát ϕ 1 o délce 70 mm pro spojení tenzometrů
- přívodní kabel 4×0,5mm se stíněním, délka alespoň 2m
- konektor (vidlice) DE-9

Obrobení U-profilu:

- 1) do stěn U-profilu vyvrtat díry dle Obr. A1 a následně vystružíme, tento krok má zásadní vliv na přesnost měřidla, proto je třeba postupovat co nejpečlivěji, střední díru zatím nerozšiřujeme, dále vyvrtat díry do spodní části profilu

Vodící příložky střední tyče

- 2) vyvrtat díry a vypilovat zaoblení dle Obr. A2
- 3) do střední díry uložíme tyč, která se zatím nemůže pohybovat, pomocí úhelníku dle Obr. B1, zorientujeme příložku a mírně přitlačíme ke střední tyči, následně vhodnou svorkou obě součásti spojíme a vyvrtáme otvory pro příložky do stěn U-profilu (tyto díry nejsou na Obr. A1 vyznačeny)
- 4) pomocí pilníku rozšíříme díru pro střední tyče alespoň o 2 mm dolů, tak aby se v ní mohla střední tyč pohybovat ve svislém směru



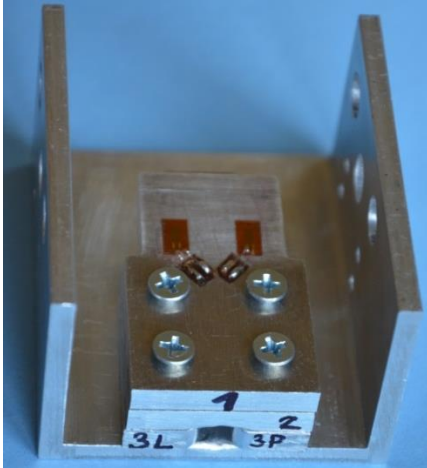
Obr B1: Instalace vodících příložek

Obrobení měřicí tyče a podložek:

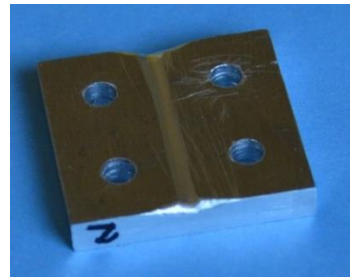
- 5) měřicí tyč včetně podložek ve správném pořadí (Obr B2, kde 1- měřicí tyč; 2 – silná podložka; 3L a 3P poloviční podložky; mezi součástmi 1 a 2 jsou 3 kusy plechu o tloušťce 0,3 mm) připevníme pomocí svorky k U-profilu a vyvrtáme díry zároveň do

všech součástí

- 6) pilníkem srazíme hrany silné podložky tam, kde bude procházet přívodní kabel a vytvoříme podélnou drážku, asi 1 mm hlubokou viz Obr. B3
- 7) hranu U-profilu, přes kterou bude veden kabel zaoblíme, aby nedošlo k jeho prodření
- 8) u měřicí tyče zmenšíme průřez dle Obr. A6
- 9) pilníkem vytvoříme zaoblění na polovičních podložkách

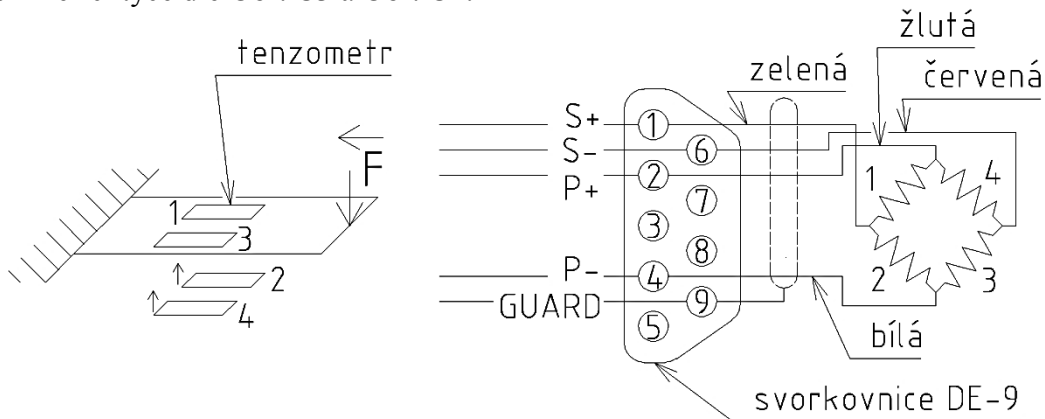


Obr B2: Pořadí podložek, včetně otvoru pro kabel (mezi 3L a 3P) a sražení hran kolem otvoru pro kabel



Obr B3 Sražení hran a drážka na silné podložce

Instalace tenzometrů viz kapitola 4.6.1 včetně připevnění vidlice DE-9. Podrobné schéma zapojení viz Obr. 9.24. Dbáme na správnou orientaci tenzometrů a pájecích podložek na obou stranách měřicí tyče dle Obr. C3 a Obr. C4.



Obr B4: Zapojení tenzometrů včetně svorkovnice a barev vodičů

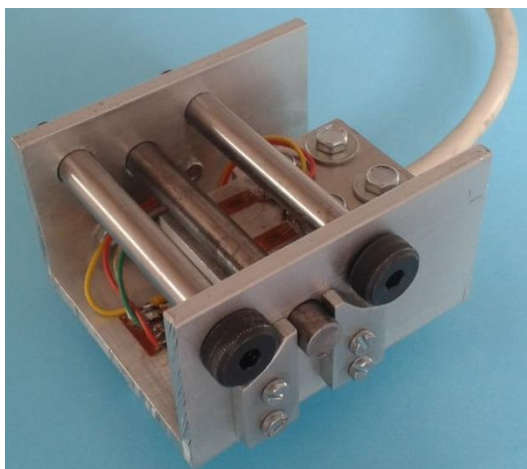
Celková montáž:

- 10) montáž příložek provedeme pomocí úhelníku obdobně jako v kroku 3)
- 11) na šrouby M4 nasadíme podložky pod šrouby (dva šrouby, které jsou blíže tenzometrům, podložíme podložkami M4 × 9), na šrouby dále nasadíme měřicí tyč a její podložky ve správném pořadí, do otvoru mezi polovičními podložkami vložíme přívodní kabel a šrouby zasuneme do děr v U-profilu, nasadíme podložky a matky

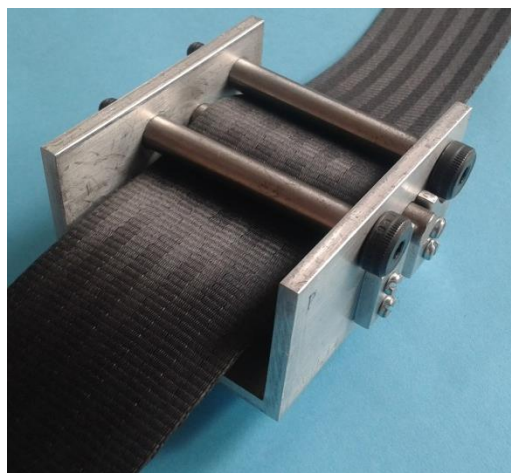
Montáž měřidla na pás:

- 12) nasadíme střední tyč, přes kterou položíme pás
- 13) krajní tyče (šrouby) prostrčíme příslušnými otvory tak, aby pás zůstal pod nimi

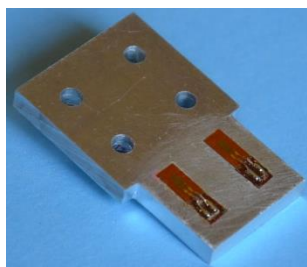
PŘÍLOHA C - FOTOGRAFIE PROTOTYPU



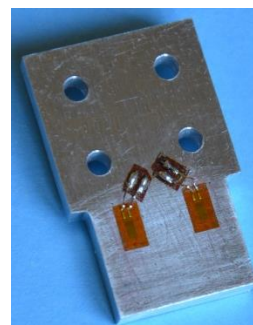
Obr C1: Sestavené měřidlo



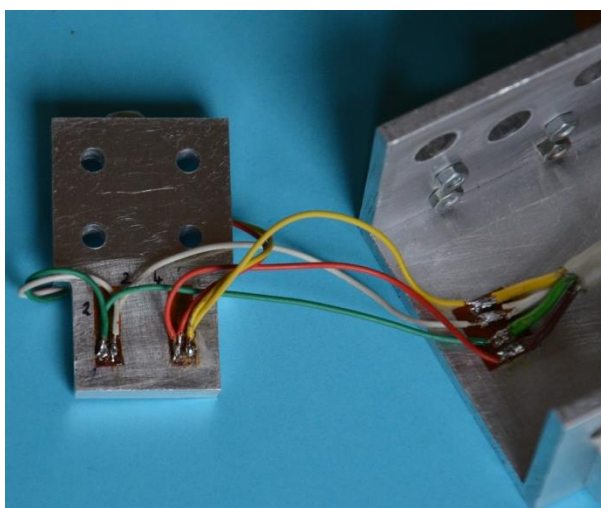
Obr C2: Sestavené měřidlo včetně pásu



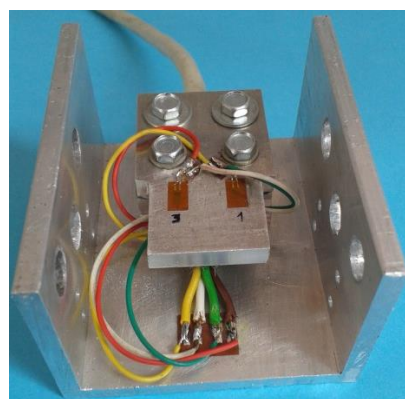
Obr C3: Měřicí tyč – spodní strana



Obr C4: Měřicí tyč – horní strana



Obr C5: Instalovaná měřicí tyč – spodní strana



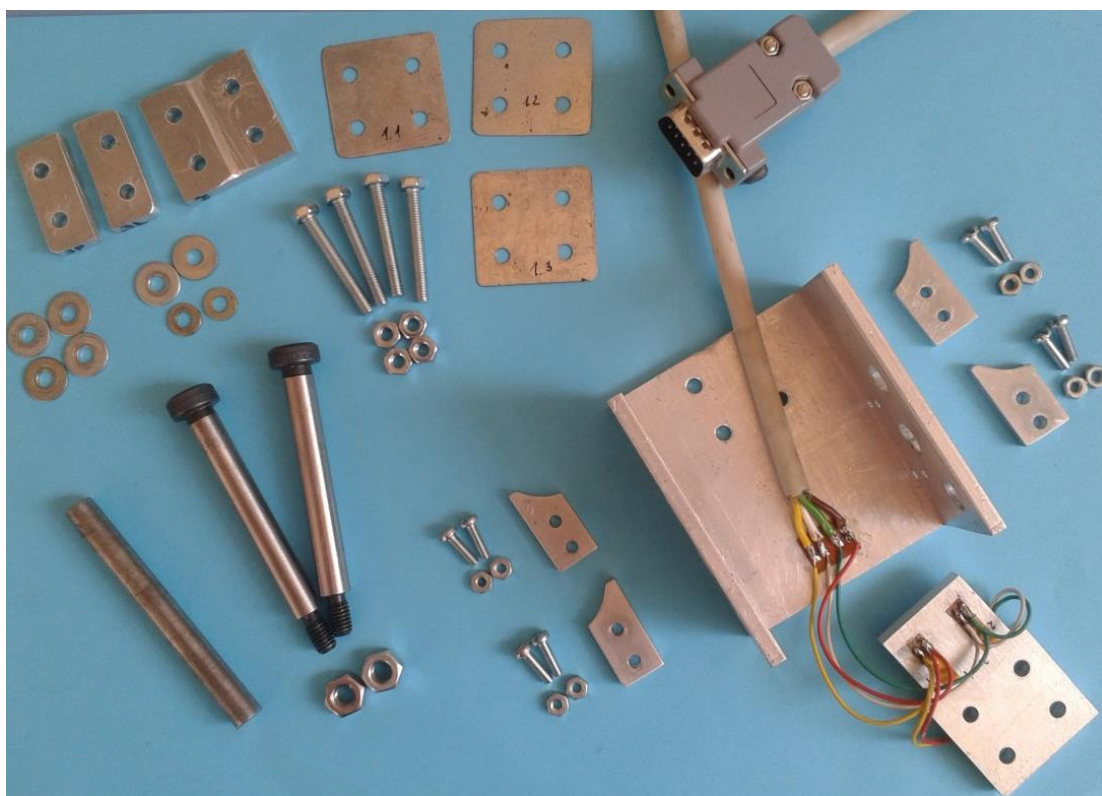
Obr C6: Instalovaná měřicí tyč – horní strana



Obr C7: Vodící příložky

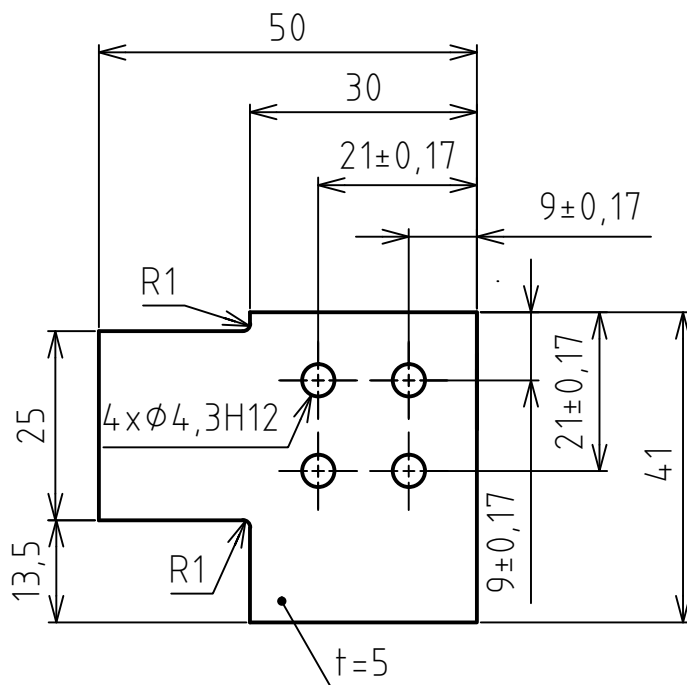


Obr C8: Detail vedení kabelu

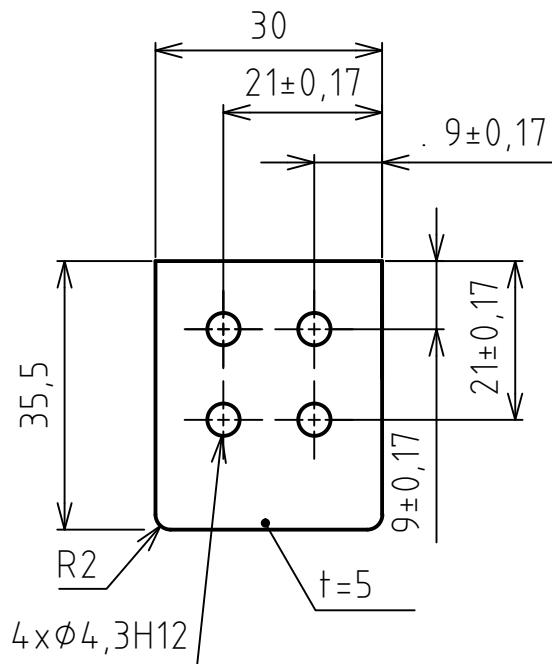


Obr C9: Všechny součásti měřidla

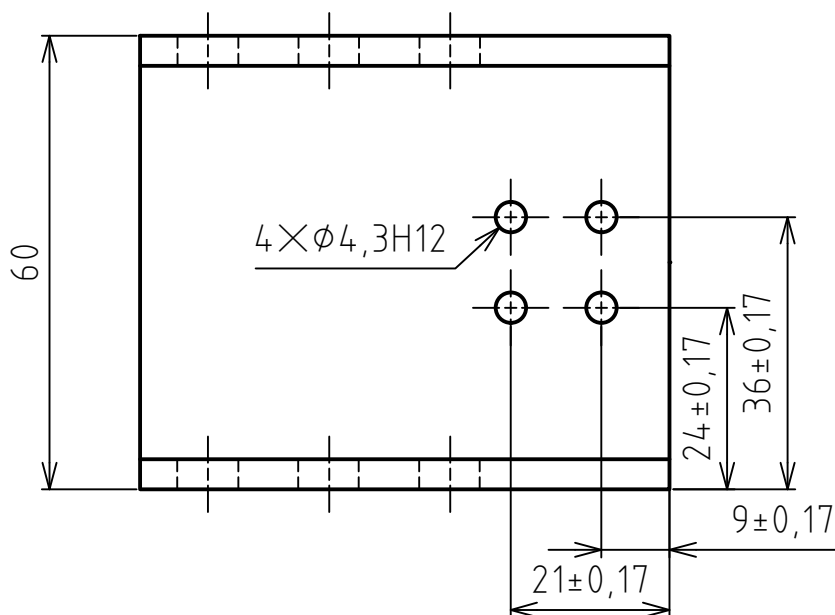
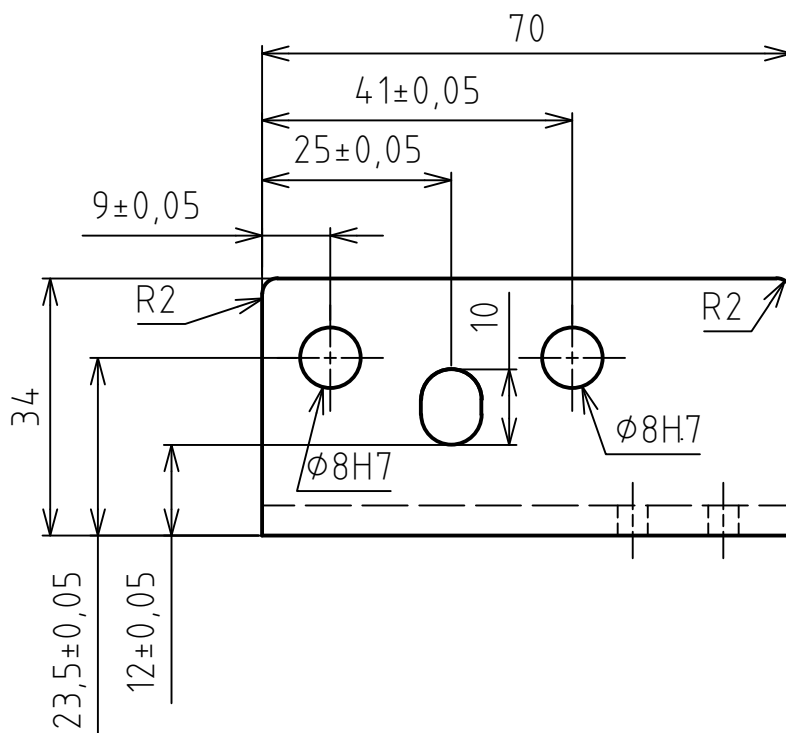
PŘÍLOHA E – VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE FI- NÁLNÍHO VÝROBKU



Struktura povrchu: 	Hrany: 	Měřítko 1:1	Přesnost ISO2768-mH
			Tolerování ISO8015
			Promítání
Materiál EN AW 2024-T3	Polotovary P5 - 60x55 ČSN EN 485-3	Hmotnost 0,023 kg	CHRÁNĚNO PODLE ISO 16016
Druh dokumentu	VÝROBNÍ VÝKRES	Název Měřicí tyč	
Kreslil	LONTRAS MARTIN		
Schválil		Číslo dokumentu	
Datum vydání	2016-05-01	2	
			List /



Struktura povrchu: Ra 6.3	Hrany: $\sqrt{0.3}$ $\sqrt{0.3}$	Měřítko 1:1	Přesnost ISO2768-mH
			Tolerování ISO8015
			Promítání
Materiál EN AW 2024	Polotovary P5 - 40x45 ČSN EN 485-3	Hmotnost 0,014 kg	CHRÁNĚNO PODLE ISO 16016
Druh dokumentu	VÝROBNÍ VÝKRES	Název Podložka	
Kreslil	LONTRAS MARTIN		
Schválil		Číslo dokumentu	
Datum vydání	2016-05-01	3	
			List /

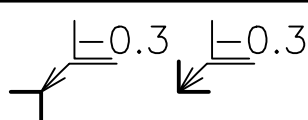


Struktura povrchu:

Ra 6.3



Hrany:



Měřítko

1:1

Přesnost ISO2768-mH

Tolerování ISO8015

Promítání



Materiál EN AW 6061

Polotovár C 60 - 80 ČSN EN 755-9

Hmotnost 0,066 kg

CHRÁNĚNO PODLE ISO 16016

Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES

Název

U-profil

Kreslil LONTRAS MARTIN

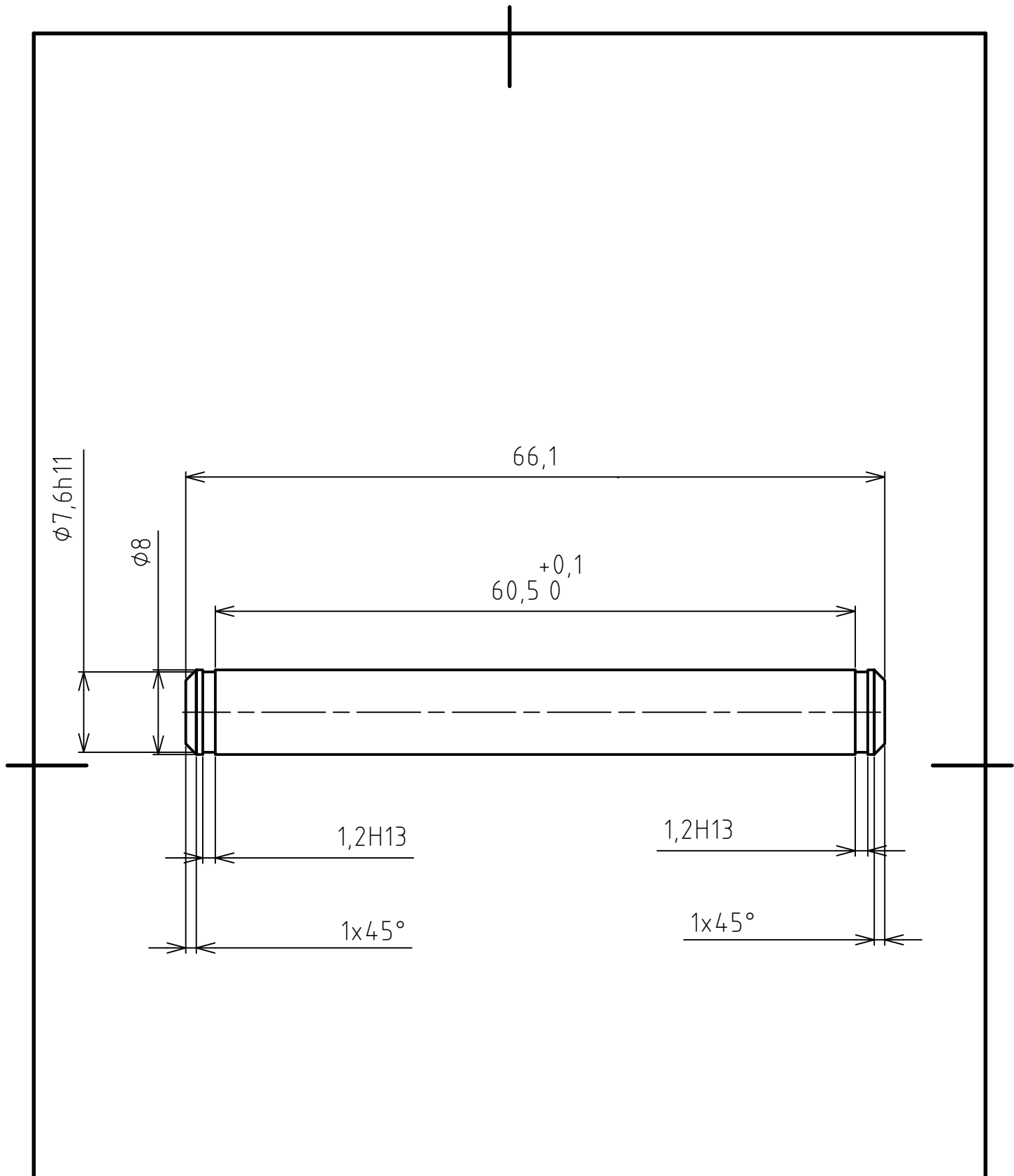
Schválil

Číslo dokumentu

Datum vydání 2016-05-01

1

List /



Struktura povrchu: 		Hrany: 		Měřítko 2:1	Přesnost ISO2768-mH Tolerování ISO8015 Promítání
Materiál 11 500	Polotovár $\phi 8-75$ ČSN EN 10 060	Hmotnost 0,026 kg		CHRÁNĚNO PODLE ISO 16016	
Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES Kreslil LONTRAS MARTIN Schválil Datum vydání 2016-05-01		Název Střední tyč Číslo dokumentu 4			
				List /	