



## **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

pro: **Alenu TATAREVIČOVOU**

program: **B2342 - Teoretický základ strojního inženýrství**

obor: bez oboru

Název tématu: **Návrh variabilního vyvažovacího vahadlového systému pro pevnostní zkoušky křídel**

Title: **Design of variable balance lever system for wing static load tests**

### ***Zásady pro vypracování:***

1. Proved'te rozbor požadavků na vahadlový systém
2. Proved'te návrh geometrie vahadlového systému
3. Proved'te návrh konstrukce vahadlového systému
4. Stanovte zatížení vahadlového systému
5. Proved'te dimenzování vahadlového systému

**Rozsah grafických prací:** dle pokynů vedoucího BP

**Rozsah průvodní zprávy:** 25 stran

**Seznam odborné literatury:**

- Michalec, J., kol: *Pružnost pevnost I*, Vydavatelství ČVUT, 1995
- Stavební předpis UL-2, LAA ČR
- Stavebná mechanika a pevnost letadel, Požadavky pro dosažení letové způsobilosti podle pevnostních předpisů a výpočet zatížení letounu a jeho částí, skripta VAAZ, 1961
- Stavebná mechanika a pevnost letounu, Část VI., skripta VAAZ, 1971

**Vedoucí bakalářské práce:** Ing. Jiří Brabec, Ph.D.

**Konzultant/i:**

**Datum zadání bakalářské práce:** 25. 04. 2016

**Datum odevzdání bakalářské práce:** 08. 08. 2016

Neodevzdá-li student/ka bakalářskou práci v určeném termínu, tuto skutečnost předem písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána, stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání bakalářské práce. Pokud se však student/ka řádně neomluvil/a nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student/ka zapsat bakalářskou práci podruhé.

*Posluchač/ka bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.*

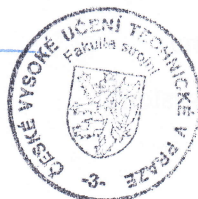
Zadání bakalářské práce převzal dne: 22. 4. 2016

.....*Tatonačičová*.....

student/ka

.....*Robert Theiner*.....

Ing. Robert Theiner, Ph.D.  
vedoucí Ú 12 122



.....*Michael Valášek*.....

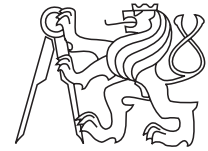
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
děkan FS ČVUT v Praze

V Praze dne 04. 04. 2016

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

ÚSTAV LETADLOVÉ TECHNIKY



Bakalářská práce

## **Návrh variabilního vyvažovacího vahadlového systému pro pevnostní zkoušky křídel**

*Alena Tatarevicová*

Vedoucí práce: Ing. Jiří Brabec, Ph.D.

23. července 2016

# Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracovala samostatně a použila jsem pouze podklady (literaturu, projekty, SW atd.) uvedené v příloženém seznamu.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Nové Vsi pod Pleší dne 23. července 2016

.....

# Poděkování

Tímto bych chtěla poděkovat vedoucímu práce Ing. Jiřímu Brabcovi, Ph.D. za konzultace a rady poskytnuté během zpracování této práce. Dále bych chtěla poděkovat své rodině za podporu během mého studia.

# Obsah

<b>1. Úvod</b>	<b>1</b>
<b>2. Rozbor požadavků na vahadlový systém</b>	<b>2</b>
<b>3. Návrh geometrie</b>	<b>4</b>
3.1 Schéma jednoho dílu systému . . . . .	4
3.2 Geometrie a uspořádání vyvažovacího systému pro různé počty kleštín . . . . .	5
3.3 Výsledná volba délek a počtu vahadel pro všechny typy uspořádání . . . . .	8
<b>4. Stanovení zatížení vahadel</b>	<b>10</b>
4.1 Výpočtový model jednoho dílu . . . . .	10
4.2 Maximální ohybové momenty v jednotlivých vrstvách systému . . . . .	11
<b>5. Určení profilů vahadel</b>	<b>12</b>
5.1 Profily v jednotlivých vrstvách systému . . . . .	12
5.2 Výsledné parametry zvolených profilů . . . . .	17
<b>6. Návrh konstrukce vahadlového systému</b>	<b>18</b>
6.1 Návrh pojezdů pro jednotlivé profily . . . . .	18
6.2 Napínáky . . . . .	27
6.3 Model vyvažovacího systému . . . . .	28
<b>7. Závěr</b>	<b>29</b>
<b>Literatura</b>	<b>30</b>

# Seznam obrázků

2.1	Pevnostní zkouška křídla . . . . .	2
3.1	Schéma vahadla . . . . .	4
3.2	Uspořádání systému pro 5 kleštin . . . . .	5
3.3	Uspořádání systému pro 6 kleštin . . . . .	6
3.4	Uspořádání systému pro 8 kleštin . . . . .	7
3.5	Uspořádání systému pro 10 kleštin . . . . .	8
4.1	Výpočtový model . . . . .	10
5.1	Uzavřený svařovaný profil se čtvercovým průřezem, rozměr 20x2 . . . . .	13
5.2	Průběhy $T(x)$ a $Mo(x)$ včetně spojitého zatížení . . . . .	13
5.3	Uzavřený svařovaný profil s obdélníkovým průřezem, rozměr 30x20x2 . . . . .	14
5.4	Uzavřený svařovaný profil s obdélníkovým průřezem, rozměr 40x25x2 . . . . .	15
5.5	Profil U válcovaný za tepla, rozměr U 30 . . . . .	15
5.6	Profil U válcovaný za tepla, rozměr U 40 . . . . .	16
6.1	Návrh pojezdu pro profil 20x2 . . . . .	18
6.2	Návrh pojezdu pro profil 30x20x2 . . . . .	20
6.3	Návrh pojezdu pro profil 40x25x2 . . . . .	22
6.4	Průběhy $T(x)$ a $Mo(x)$ v kolíku . . . . .	23
6.5	Návrh pojezdu pro profily U 30 . . . . .	24
6.6	Svar pojezdu pro profil U 30 . . . . .	25
6.7	Návrh pojezdu pro profily U 40 . . . . .	26
6.8	Napínák 1 . . . . .	27
6.9	Napínák 2 . . . . .	27
6.10	Model zkoušky křídla UL-39 s vyvažovacím vahadlovým systémem . . . . .	28

# Seznam tabulek

2.1	Polohy kleštin jednotlivých letounů [m] . . . . .	3
2.2	Hmotnosti kleštin jednotlivých letounů [kg] . . . . .	3
3.1	Rozteče pro počet pěti kleštin [m] . . . . .	5
3.2	Rozteče pro počet šesti kleštin [m] . . . . .	6
3.3	Rozteče pro počet osmi kleštin [m] . . . . .	7
3.4	Rozteče pro počet deseti kleštin [m] . . . . .	8
5.1	Parametry zvolených profilů . . . . .	17



České vysoké učení technické v Praze

Fakulta stoní

© 2016 Alena Tatarevicová. Všechna práva vyhrazena.

*Tato práce vznikla jako školní dílo na Českém vysokém učení technickém v Praze, Fakultě strojní. Práce je chráněna právními předpisy a mezinárodními úmluvami o právu autorském a právech souvisejících s právem autorským. K jejímu užití, s výjimkou bezúplatných zákonných licencí, je nezbytný souhlas autora.*

### **Odkaz na tuto práci**

Tatarevicová, Alena. *Návrh variabilního vyvažovacího vahadlového systému pro pevnostní zkoušky křídél*. Bakalářská práce. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2016.

# Abstrakt

Cílem práce byl návrh variabilního vahadlového systému sloužícího k vyvažování hmotností kleštin během pevnostních zkoušek křídel. Pro zadaný rozsah rozměrů křídel a hmotností kleštin byl vytvořen návrh geometrie vahadlového systému, bylo stanoveno jeho zatížení a navržena konstrukce dílů systému.

**Klíčová slova** zkoušky letadel, pevnostní zkoušky křídel, statické zkoušky

# Abstract

The aim of this bachelors thesis was design to variable lever system for balancing weight of clamps during wing static load tests. For specified range of sizes and weights clamps the design of geometry of lever system was constructed. The load parts of system was defined and construction was designed.

**Keywords** aircraft tests, static load tests

# 1. Úvod

Pro ověření výpočtů pevnosti nosných konstrukcí letadel se provádějí zatěžovací zkoušky. Tyto zkoušky probíhají v laboratořích za podmínek co nejvíce podobných skutečnému zatížení za provozu[6].

Statické zkoušky probíhají tak, že se postupně zvyšuje zatížení až na hodnotu provozního zatížení (nejvyšší očekávané zatížení za provozu). Dále se konstrukce odlehčí. Pak se konstrukce znovu zatěžuje až po dosažení hodnoty početního zatížení (provozní zatížení přenásobené součiniteli bezpečnosti). Během celé zkoušky je prováděno měření deformací konstrukce, aby se ověřilo, že vzniklé deformace až do početního zatížení neomezí bezpečný provoz a že konstrukce je schopna přenášet provozní zatížení bez vzniku trvalých deformací.

Dříve se zatěžování při statických zkouškách provádělo pomocí pytlů s pískem. Nosná konstrukce byla při zkouškách upevněna v obrácené poloze a křídlo zespona podepřeno traverzou s deskou tvaru negativního profilu křídla[7]. Náhrada vztlačové síly byla realizována postupným kladením pytlů s pískem na plochu křídla. Pytle s pískem byly nahrazeny pytli s olověnými broky. Tento způsob zatěžování sice dobře simuloval rozložení sil na konstrukci, nicméně mělo hodně nevýhod: je obtížné dosáhnout vyššího plošného zatížení, při zkoušce hůře sledovatelný povrch křídla, tedy i zjištění náznaků porušení materiálu, časová náročnost. Později se přešlo k zatěžování pomocí vahadlových systémů. Mezi hlavní výhody zatěžování pomocí vahadlových systémů patří: zatěžovací sílu lze snadno zvětšovat či zmenšovat upravením délky vahadla, lépe sledovatelný povrch konstrukce, možnost vyvození vyšších plošných zatížení.

Náplní této práce je navrhnout nový vahadlový systém sloužící k vyvažování hmotností kleštin, přes které je křídlo zatěžováno. Toto vyvážení je potřebné proto, aby hmotnost kleštin neovlivňovala zatížení křídla během zkoušky a tím se nezkreslovaly výsledky. Vyvažovací systém, který je v laboratoři Ústavu letadlové techniky ČVUTu je nutné na každou zkoušku zdlouhavě připravovat a proto je potřeba navrhnout takový systém, který by byl variabilně použitelný pro křídla různých rozměrů bez takové časové náročnosti.

## 2. Rozbor požadavků na vahadlový systém

V laboratoři Ústavu letadlové techniky jsou prováděny statické zkoušky pevnosti pomocí vahadlových systémů, kde se zatěžuje přes kleštiny umístěné po celém rozpětí křídla. Aby hmotnost kleštin umístěných po rozpětí křídla neovlivňovala zatížení během zkoušky, je potřeba provést vyvážení. Vzhledem k tomu, že jsou zkoušena křídla různých rozměrů, tak se i liší počet, rozměry a rozteče kleštin. Dosud se úpravy délek vahadel vyvažovacího systému prováděly vrtáním nových děr do travverz a příprava systému na konkrétní zkoušku byla časově náročná. Proto by bylo vhodnější navrhnout jiné konstrukční řešení tak, aby bylo možné vyvažovací systém snadno upravovat.

Na fotografii 2.1, která je pořízena z pevnostní zkoušky křídla v laboratoři ČVUT, lze vidět rozložení kleštin po rozpětí křídla, zatěžování křídla přes kleštiny pomocí modrého vahadlového systému a šedý vyvažovací vahadlový systém.

Obrázek 2.1: Pevnostní zkouška křídla



**Vstupní parametry** Při tvorbě návrhu vyvažovacího vahadlového systému bylo vycházeno z parametrů křídel, která byla dosud v laboratoři zkoušena.

**Počet kleštin** V laboratoři byla dosud křídla zatěžována přes 5, 6, 8, nebo 10 kleštin.

**Polohy kleštin** V tabulce 2.1 jsou uvedeny polohy kleštin zkoušených letounů. Kleštiny jsou v tabulce číslovány od kořene ke konci křídla. Polohy kleštin po rozpětí jsou měřeny také od kořene ke konci křídla s výjimkou letounu UL-39, který má průběžné křídlo a jednotlivé polohy se vztahují k rovině symetrie mezi pátou a šestou kleštinou.

Tabulka 2.1: Polohy kleštin jednotlivých letounů [m]

Kleština	Explorer	Skylane	Elipse	TL-3000	JA-100	Alegro	VL-4	Qualt	UL-39
1.	0,860	0,993	1,303	0,650	0,730	0,760	0,975	0,920	3,418
2.	1,720	1,438	1,803	1,150	1,130	1,150	1,525	1,395	2,473
3.	2,575	1,883	2,303	1,700	1,580	1,540	2,075	1,870	1,741
4.	3,438	2,328	2,803	2,150	2,080	2,320	2,825	2,345	1,277
5.	4,298	2,773	3,303	2,640	2,610	2,710	3,575	2,820	0,509
6.	5,157	3,218	3,808	3,150	3,170	3,365	4,450	3,295	-0,509
7.		3,663		3,650		4,025		3,770	-1,277
8.		4,108		4,150		4,680		4,425	-1,741
9.									-2,473
10.									-3,418

**Hmotnosti kleštin** Hmotnosti kleštin se pohybují v rozmezí od 3,9 kg do 36,9 kg. Součet největších hmotností kleštin je 235,4 kg.

V tabulce 2.2 jsou uvedeny hmotnosti kleštin zkoušených letounů.

Tabulka 2.2: Hmotnosti kleštin jednotlivých letounů [kg]

Kleština	Explorer	Skylane	Elipse	TL-3000	JA-100	Alegro	VL-4	Qualt	UL-39
1.	30,86	14,1	36,0	13,0	13,4	4,2	22,8	18,2	10,9
2.	30,86	14,2	32,4	13,6	13,4	3,9	21,7	17,5	19,2
3.	30,86	14,7	30,5	13,6	13,4	4,1	21,1	16,9	22,1
4.	30,76	12,6	28,1	13,7	13,4	4,0	20,3	?	33,7
5.	30,10	11,7	?	13,4	13,4	3,9	19,4	15,4	26,9
6.	29,44	10,8	18,3	11,5	13,4	4,5	18,2	14,7	36,9
7.		10,8		11,4		4,2		14,2	33,5
8.		9,9		11,0		4,1		13,5	22,1
9.									19,2
10.									10,9

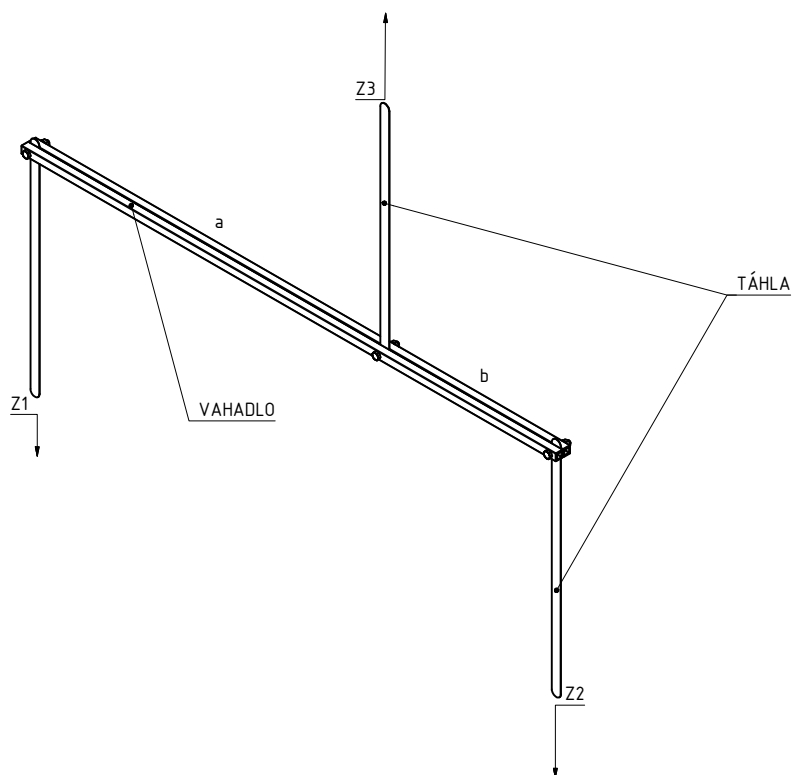
## 3. Návrh geometrie

Na základě rozměrů křídel a hmotností kleštín se bude skládat geometrie vyvažovacího systému tak, aby systém vyhovoval všem dosud zkoušeným křídům. Je potřeba prověřit varianty pro 5, 6, 8 a 10 kleštín a i pro ty největší rozteče, pro určení vhodné délky vahadel.

### 3.1 Schéma jednoho dílu systému

Na schématu jednoho dílku vahadlového systému 3.1 lze vidět, jakým způsobem se vyvážení provádí. Síly označené  $Z1$  a  $Z2$  odpovídají hmotnostem kleštín a případně součtu hmotností

Obrázek 3.1: Schéma vahadla



vahadel a táhel v spodní vrstvě. To jsou zadané hodnoty. Síla  $Z3$  je rovna součtu sil  $Z1$ ,  $Z2$  a síly hmotností vahadla a tří táhel a použitých pojezdů. Podle hmotností  $Z1$  a  $Z2$  se budou určovat délky ramen  $a$  a  $b$ , z podmínek statické rovnováhy:

$$a \cdot Z3 = (a + b) \cdot Z2 \quad (3.1)$$

$$a \cdot Z1 = b \cdot Z2 \quad (3.2)$$

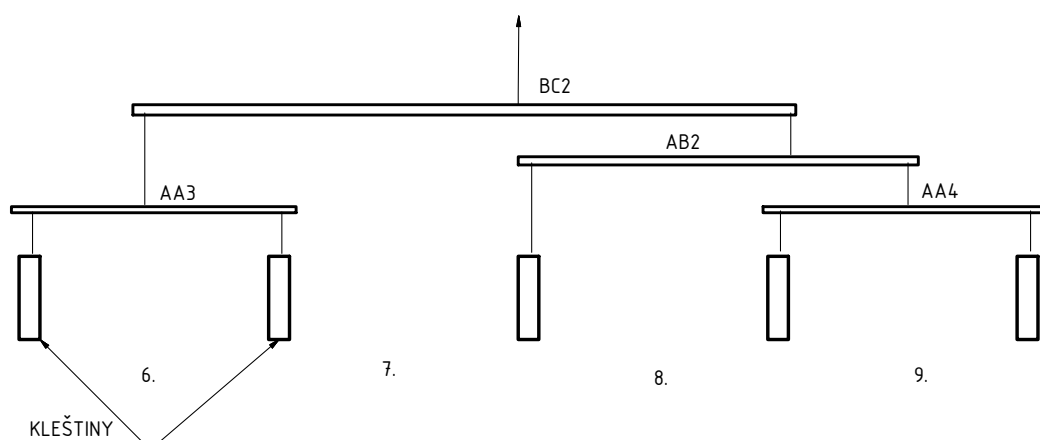
## 3.2 Geometrie a uspořádání vyvažovacího systému pro různé počty kleštín

Při návrhu je zjednodušeně uvažováno zavěšení všech kleštín v místě těžiště, tedy umístění celého vyvažovacího systému v jedné rovině.

### 3.2.1 Geometrie pro 5 kleštín

Schéma možného uspořádání vahadlového systému pro 5 kleštín je znázorněno na obrázku 3.2. Pro určování délek jednotlivých vahadel se bude vycházet z parametrů pro pravou polovinu systému letounu UL-39. Jednotlivé rozteče jsou uvedeny v tabulce 3.1.

Obrázek 3.2: Uspořádání systému pro 5 kleštín



Tabulka 3.1: Rozteče pro počet pěti kleštín [m]

UL-39	6.	7.	8.	9.
Rozteč	0,768	0,464	0,732	0,945

**Vahadla AA** Délky vahadel označených AA by pro tento případ odpovídaly 6. a 9. rozteči v tabulce 3.1. Délky těchto vahadel musí splnit podmínku pro nejmenší i největší rozteč kleštín. Z těchto rozměrů je největší 9. rozteč: 0,945 m. Délka vahadel AA se tedy volí pro případ pěti kleštín 1,05 m.

**Vahadlo AB** Délka vahadla AB se určí následovně: z tabulky 2.2 je zřejmé, že hmotnosti krajních dvou kleštín (10. : 9.) se liší v poměru 1 : 2 a táhlo z vahadla AA4 bude zavěšeno zhruba v 2/3 své délky zprava doleva. Délka vahadla AB bude tedy rovna součtu 8. rozteče a přibližně třetině rozteče 9.:  $0,732 + 1/3 \cdot 0,945 = 1,047$  m. Délka vahadla AB se tedy volí pro případ pěti kleštín 1,2 m.

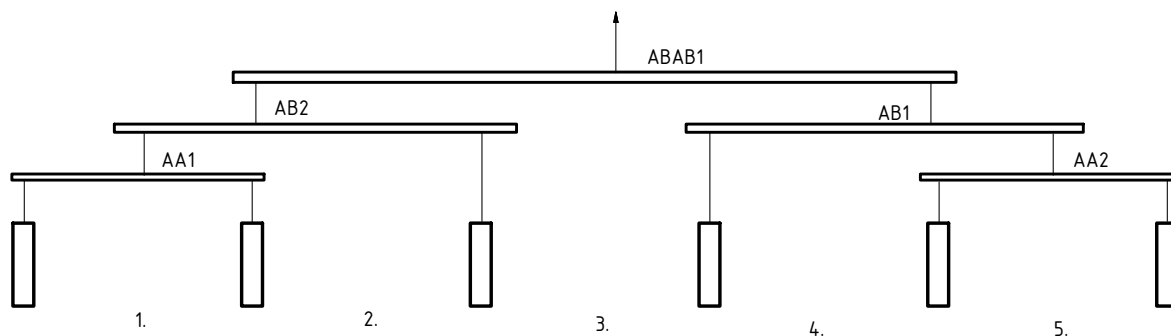
**Vahadlo BC** Délka vahadla BC se určí následovně: z tabulky 2.2 je vidět, že hmotnosti krajních dvou kleštín (9. a 10.) v poměru hmotnosti 8. kleštiny je 3 : 2 směrem doleva a táhlo z vahadla AB2 bude zavěšeno zhruba v 2/5 své délky směrem doleva. Vahadlo AA3 bude zavěšeno zhruba v polovině. Délka vahadla BC bude tedy rovna součtu 7. rozteče a přibližně 3/5

délky AB2 a polovině 6. rozteče:  $0,464 + 3/5 \cdot 1,047 + 1/2 \cdot 0,768 = 1,476 \text{ m}$ . Délka vahadla AB se tedy volí pro případ deseti kleštin 1,6 m.

### 3.2.2 Geometrie pro 6 kleštin

Schéma uspořádání vahadlového systému pro 6 kleštin je na obrázku 3.3. Bylo by možné zvolit i jiné uspořádání, ale takto ho lze použít i pro ty nejmenší rozteče kleštin.

Obrázek 3.3: Uspořádání systému pro 6 kleštin



Pro určování délek jednotlivých vahadel se bude vycházet z tabulky 3.2.

Tabulka 3.2: Rozteče pro počet šesti kleštin [m]

Rozteč	Explorer	Elipse	JA-100	VL-4
1.	0,860	0,500	0,400	0,550
2.	0,859	0,500	0,450	0,550
3.	0,859	0,500	0,500	0,750
4.	0,860	0,500	0,530	0,750
5.	0,859	0,500	0,560	0,875

**Vahadla AA** Délky vahadel označených AA by pro tento případ odpovídaly 1. a 5. roztečím v tabulce 3.2. Při volbě délky těchto vahadel je to snadné: musí splnit podmínku pro nejmenší i největší rozteč kleštin. Z prvních a pátých roztečí je největší 5. rozteč letounu VL-4: 0,875 m. Délka vahadel AA se tedy volí pro případ šesti kleštin 0,95 m.

**Vahadla AB** Délka vahadla AB se opět určí jednoduše: z tabulky 2.2 je zřejmé, že hmotnosti krajních dvou kleštin (u letounů pro případ šesti kleštin) se téměř neliší a táhlo z vahadel AA bude zavěšeno zhruba v polovině. Délka vahadel AB bude tedy rovna součtu 2. (4.) rozteče a přibližně polovině rozteče 1.(5.). Tento součet bude největší pro letoun Explorer:  $0,860 + 0,5 \cdot 0,859 = 1,2895 \text{ m}$ . Délka vahadel AB se tedy volí pro případ šesti kleštin 1,4 m.

**Vahadlo ABAB** Délka horního vahadla označeného ABAB se určí následovně: v tabulce 2.2 se porovnají hmotnosti krajních dvou kleštin oproti hmotnosti 3. (4.) kleštiny. U všech se hmotnosti jednotlivých kleštin příliš neliší, poměr zatížení je tedy 2 : 1 směrem dovnitř systému. Vahadla AB budou tedy zavěšena v 1/3 své délky směrem dovnitř systému. Délka vahadla ABAB



tedy bude rovna součtu 3. rozteče a 2 krát  $2/3$  délky AB. Tento součet bude největší u letounu Explorer a to:  $0,859 + 2 \cdot 2/3 \cdot 1,2895 = 2,578 \text{ m}$ . Délka vahadla ABAB se volí  $2,75 \text{ m}$ .

### 3.2.3 Geometrie pro 8 kleštin

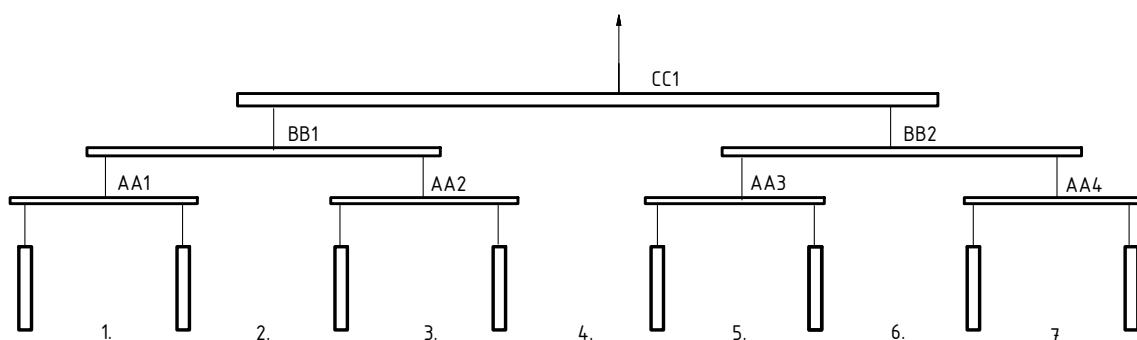
Pro určování délek jednotlivých vahadel se bude vycházet z tabulky 3.3, kde jsou uvedeny jednotlivé rozteče kleštin.

Tabulka 3.3: Rozteče pro počet osmi kleštin [m]

Rozteč	Skylane	TL-3000	Alegro	Qualt
1.	0,445	0,500	0,390	0,475
2.	0,445	0,550	0,390	0,475
3.	0,445	0,450	0,780	0,475
4.	0,445	0,490	0,390	0,475
5.	0,445	0,510	0,655	0,475
6.	0,445	0,500	0,660	0,475
7.	0,445	0,500	0,655	0,475

Schéma uspořádání pro tento případ je znázorněn na obrázku 3.4.

Obrázek 3.4: Uspořádání systému pro 8 kleštin



**Vahadla AA** Délky vahadel označených AA by pro tento případ odpovídaly 1., 3., 5. a 7. roztečím v tabulce 3.3. Při volbě délky těchto vahadel musí být splněna podmínka pro nejmenší i největší rozteč kleštin. Z těchto roztečí je největší 3. rozteč letounu Alegro:  $0,780 \text{ m}$ . Délka vahadel AA se tedy volí pro případ osmi kleštin  $0,79 \text{ m}$ . Pro rozteče kleštin  $s$  musí tedy platit:  $(2 \cdot 0,79) \text{ m} \leq 4 \cdot s \rightarrow s \geq 0,39 \text{ m}$ . Tato podmínka je splněna pro všechny rozteče kleštin.

**Vahadla BB** Při volbě délek vahadel BB se nejprve určí poměry hmotností kleštin 1.:2., 3.:4., 5.:6., 7.:8., dle tabulky 2.2. Tyto poměry jsou u všech letounů přibližně 1:1. Vahadla AA budou tedy zavěšena přibližně v polovině své délky. Délka vahadla BB je tedy rovna součtu 2.(6.) rozteče, polovině rozteče 1.(7.) a polovině rozteče 3.(5.). Tento součet je největší pro letoun Alegro:  $0,660 + 0,5 \cdot 0,655 + 0,5 \cdot 0,655 = 1,315 \text{ m}$ . Délka vahadel BB se tedy volí:  $1,4 \text{ m}$ .

**Vahadlo CC** Při volbě délky vahadla CC se nejprve určí poměry hmotností kleštin (1.+2.) : (3.+4.), (5.+6.) : (7.+8.) dle tabulky 2.2. Tyto poměry jsou u všech letounů přibližně 1:1. Vahadla BB budou tedy zavěšena přibližně v polovině své délky. Délka vahadla CC je tedy rovna součtu 3., 4. a 5. rozteče, polovině rozteče 2. a polovině rozteče 6.. Tento součet je největší

pro letoun Alegro:  $0,780 + 0,390 + 0,655 + 0,5 \cdot 0,390 + 0,5 \cdot 0,660 = 2,35 \text{ m}$ . Délka vahadla CC se tedy volí 2,5 m.

### 3.2.4 Geometrie pro 10 kleštín

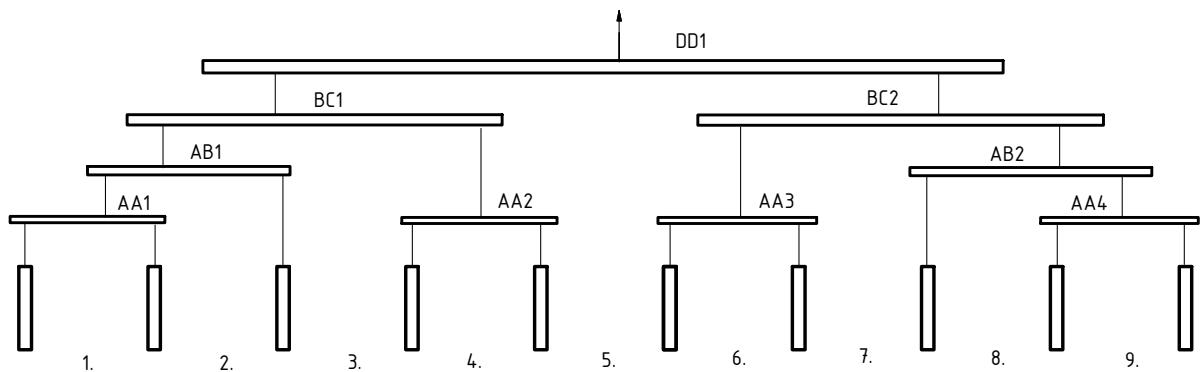
Pro určování délek jednotlivých vahadel se bude vycházet z tabulky 3.4, kde jsou uvedeny jednotlivé rozteče kleštín.

Tabulka 3.4: Rozteče pro počet deseti kleštín [m]

UL-39	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.
Rozteč	0,945	0,732	0,464	0,768	1,018	0,768	0,464	0,732	0,945

Schéma uspořádání pro případ zatěžování přes 10 kleštín je znázorněno na obrázku 3.5.

Obrázek 3.5: Uspořádání systému pro 10 kleštín



**Vahadla AA, AB a BC** Délky těchto vahadel byly již určeny ve variantě pro pět kleštín. Kvůli prostorovému omezení vahadel AA2 a AA3 je nutné ověřit pro rozteče kleštín  $s$ :  $(2 \cdot 1,05) \text{ m} \leq (3. + 4. + 5. + 6. + 7.) \text{ rozteč} \rightarrow 2,1 \text{ m} \leq (0,464 + 0,768 + 1,018 + 0,768 + 0,464) = 3,482 \text{ m}$ . Tato podmínka je splněna, vahadla AA zvolená pro systém s pěti kleštinami vyhovují i tomuto uspořádání.

**Vahadlo DD** Délka vahadla v horní vrstvě se určí následovně: nejprve se podle tabulky 2.2 určí poměr zatížení  $(1. + 2. + 3.) : (4. + 5.)$ . Tento poměr vychází  $1 : 1,16$  a z druhé strany by to bylo:  $(10. + 9. + 8.) : (7. + 6.)$  v poměru  $1 : 1,35$ . Vahadla BC nebudou v žádném případě zavěšena dále než v polovině své délky. Délka vahadla DD tedy bude rovna součtu 5. rozteče, polovině 4. rozteče, polovině 6. rozteče a délce vahadla BC:  $1,018 + 1/2 \cdot 0,768 + 1/2 \cdot 0,768 + 1,476 = 3,262 \text{ m}$ . Délka vahadla DD se tedy volí pro případ deseti kleštín 3,5 m.

## 3.3 Výsledná volba délek a počtu vahadel pro všechny typy uspořádání

Podle délek zvolených pro jednotlivé počty kleštín v předchozí podkapitole se nyní určí výsledné délky a počty vahadel.

**Vahadla v první vrstvě (AA)** Pro případ 5 nebo 10 kleštín byly zvoleny délky vahadel 1,05 m v maximálním počtu čtyř kusů.

Pro 6 kleštín byly zvoleny délky použitých dvou vahadel 0,95 m a pokud by bylo potřeba, je možné do tohoto uspořádání použít i delší vahadla, protože z hlediska prostorového nebude problém.

Pro případ 8 kleštín byly zvoleny délky těchto vahadel 0,79 m při počtu čtyř vahadel, při tomto uspořádání 3.4 a jednotné délce táhel není možné uvnitř systému použít vahadla delší. Krajní dvě vahadla mohou být delší.

Vzhledem k tomu, že pro uspořádání při zatěžování přes 6 kleštín lze použít i delší vahadla, výsledné délky AA vahadel budou dvě a to: 1,05 m a 0,79 m. Pro systémy, kde se použijí 4 vahadla AA, se kratší vahadla použijí uvnitř systému a krajní dvě mohou být delší. Obě délky bude tedy potřeba vyrobit v počtu 2 ks.

**Vahadla v druhé vrstvě (AB, BB)** Délka vahadel AB pro 5 nebo 10 kleštín byla zvolena 1,2 m a pokud bude potřeba, při tomto uspořádání lze použít i delší.

Délka vahadel AB pro 6 kleštín byla zvolena 1,4 m a pokud by bylo potřeba lze použít i delší.

Délka vahadel BB pro 8 kleštín byla zvolena 1,4 m a z hlediska uspořádání by také nebyl problém při použití delšího vahadla.

Je tedy zvolena jednotná délka těchto vahadel a to 1,4 m a bude je potřeba vyrobit v počtu 2 ks.

**Vahadla ve třetí vrstvě (ABAB, CC, BC)** Délka vahadel BC pro 5 nebo 10 kleštín byla zvolena 1,6 m a z hlediska uspořádání by nebyl problém při použití delšího vahadla.

Délku vahadla ABAB pro 6 kleštín byla zvolena 2,75 m a pokud by bylo potřeba lze použít i delší.

Délka vahadla CC pro 8 kleštín byla zvolena 2,5 m a z hlediska uspořádání by také nebyl problém při použití delšího vahadla.

Zde by bylo vhodnější vyrobit dvě délky a to: jednou 2,75 m (ABAB, CC) a 2 ks vahadel o délce 1,6 m (BC).

**Vahadlo ve čtvrté vrstvě (DD)** Tady se jednalo pouze o jeden případ použití a to pro 10 kleštín. Délka tohoto vahadla byla zvolena 3,5 m.

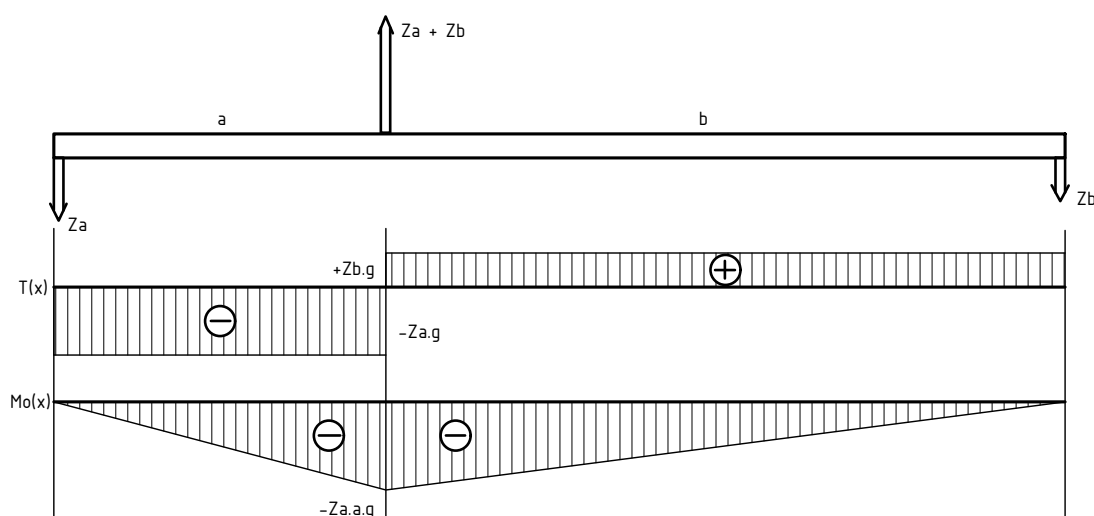
## 4. Stanovení zatížení vahadel

Na základě vstupních parametrů: rozteče a hmotnosti jednotlivých kleštín bude v tomto kroku určeno zatížení vahadel v jednotlivých vrstvách tak, jak byly rozděleny v předchozí kapitole.

### 4.1 Výpočtový model jednoho dílu

Pro určení zatížení vahadel v jednotlivých vrstvách se zatím bude uvažovat pouze zatížení od hmotností kleštín. Hmotnosti vahadel, táhel a pojezdů se v těchto výpočtech zanedbávají. Jak lze vidět na obrázku 4.1, každé vahadlo je namáháno pouze na ohyb. Pro určení profilů vahadel, které se budou používat v jednotlivých vrstvách vahadlového systému, se bude vycházet z maximálního ohybového momentu, který bude vznikat vlivem zatížení od hmotností kleštín.

Obrázek 4.1: Výpočtový model



Postup výpočtu maximálního ohybového momentu ve všech vrstvách a pro všechna uspořádání bude stejný.

Prvním krokem je určení  $l = a + b$ , vzdálenosti mezi  $Z_a$  a  $Z_b$ . Pro první vrstvu systému je to rozteč kleštín, pro další vrstvy je to pak součet rozteče a ramen  $a$  nebo  $b$  dle uspořádání.

Druhým krokem je určení hmotností  $Z_a$  a  $Z_b$ . Pro první vrstvu tyto hmotnosti odpovídají hmotnostem kleštín;  $Z_a$  je hmotnost kleštiny nalevo a  $Z_b$  je hmotnost kleštiny napravo. Pro další vrstvy je vždy  $Z_a$  součet hmotností kleštín nesených na rameni  $a$  (vlevo) a  $Z_b$  součet hmotností kleštín nesených na rameni  $b$  (vpravo).

Dále se provede výpočet ramen  $a$  a  $b$ .

$$a = \frac{Z_b \cdot l}{Z_a + Z_b} \quad (4.1)$$

$$b = \frac{Z_a \cdot a}{Z_b} \quad (4.2)$$

Posledním krokem je určení maximálního ohybového momentu ve vahadle:

$$M_{o_{max}} = Z_a \cdot a \cdot g = Z_b \cdot b \cdot g; g = 9,81 \quad (4.3)$$

## 4.2 Maximální ohybové momenty v jednotlivých vrstvách systému

Pro tyto účely byl sestaven Excel s výpočty maximálních ohybových momentů v jednotlivých vahadlech pro 5, 6, 8 a 10 kleštín.

**Vahadla v první vrstvě (AA)** U vahadel v první vrstvě vzniká maximální ohybový moment pro zadané hodnoty u případu zatěžování přes 10 kleštín v vahadle AA2:  $M_{o_{max1}} = 132,3 \text{ N.m}$ .

**Vahadla v druhé vrstvě (AB, BB)** U vahadel AB vzniká maximální ohybový moment pro zadané hodnoty u případu zatěžování přes 6 kleštín u letounu Explorer v vahadle AB2:  $M_{o_{max2AB}} = 260,15 \text{ N.m}$ .

U vahadel BB vzniká maximální ohybový moment pro zadané hodnoty u případu zatěžování přes 8 kleštín u letounu Qualt v vahadle BB1:  $M_{o_{max2BB}} = 159,82 \text{ N.m}$ .

**Vahadla ve třetí vrstvě (ABAB, CC, BC)** U vahadel ABAB vzniká maximální ohybový moment pro zadané hodnoty u případu zatěžování přes 6 kleštín u letounu Explorer:  $M_{o_{max3ABAB}} = 1150,45 \text{ N.m}$ .

U vahadel CC vzniká maximální ohybový moment pro zadané hodnoty u případu zatěžování přes 8 kleštín u letounu Qualt:  $M_{o_{max3CC}} = 584,61 \text{ N.m}$ .

U vahadel BC vzniká maximální ohybový moment pro zadané hodnoty u případu zatěžování přes 10 kleštín u letounu UL-39:  $M_{o_{max3BC}} = 436,95 \text{ N.m}$ .

**Vahadlo ve čtvrté vrstvě (DD)** U vahadla použitého pouze pro případ zatěžování přes 10 kleštín byl maximální ohybový moment:  $M_{o_{max4DD}} = 1787,95 \text{ N.m}$ .

## 5. Určení profilů vahadel

Na základě maximálních ohybových momentů určených v předchozí kapitole se budou postupně určovat profily pro jednotlivé vrstvy vahadlového systému.

Průřezy profilů se určí použitím vztahu:

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{max}}}{W_o} \leq \sigma_{oD} = \frac{\sigma_{pt}}{k'_{pt}} \quad (5.1)$$

kde  $k'_{pt} = 1,5$ . [5]

Kvadratický moment průřezu v ohybu je pak:

$$W_o \geq \frac{M_{o_{max}}}{\sigma_{oD}} = \frac{M_{o_{max}}}{\frac{\sigma_{pt}}{k'_{pt}}} \quad (5.2)$$

Profily jsou voleny z nabídky Ferony [3].

Všechny profily budou z materiálu: S235JRH (1.0039) dle EN 10219-1 (obdobná: 11 375). Minimální mez kluzu  $\sigma_{kt} = 235 \text{ MPa}$  a mez pevnosti  $\sigma_{pt} = (360 - 510) \text{ MPa}$ . Dovolené napětí v ohybu bude tedy:

$$\sigma_{oD} = \frac{\sigma_{pt}}{k'_{pt}} = \frac{360}{1,5} = 240 \text{ MPa} \quad (5.3)$$

### 5.1 Profily v jednotlivých vrstvách systému

#### 5.1.1 Vahadla v první vrstvě (AA)

Podle maximálních ohybových momentů na vahadlech od hmotností kleštín, se určí minimální kvadratický moment průřezu  $W_o$ . Pro spodní vrstvy jsou voleny profily ocelové uzavřené (jäckly). Maximální ohybový moment v této vrstvě je:  $M_{o_{max}} = 132,3 \text{ N.m}$ . Kvadratický moment průřezu v ohybu bude:

$$W_o \geq \frac{M_{o_{max}}}{\sigma_{oD}} = \frac{132,3 \cdot 10^3}{240} = 551,25 \text{ mm}^3$$

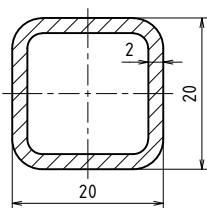
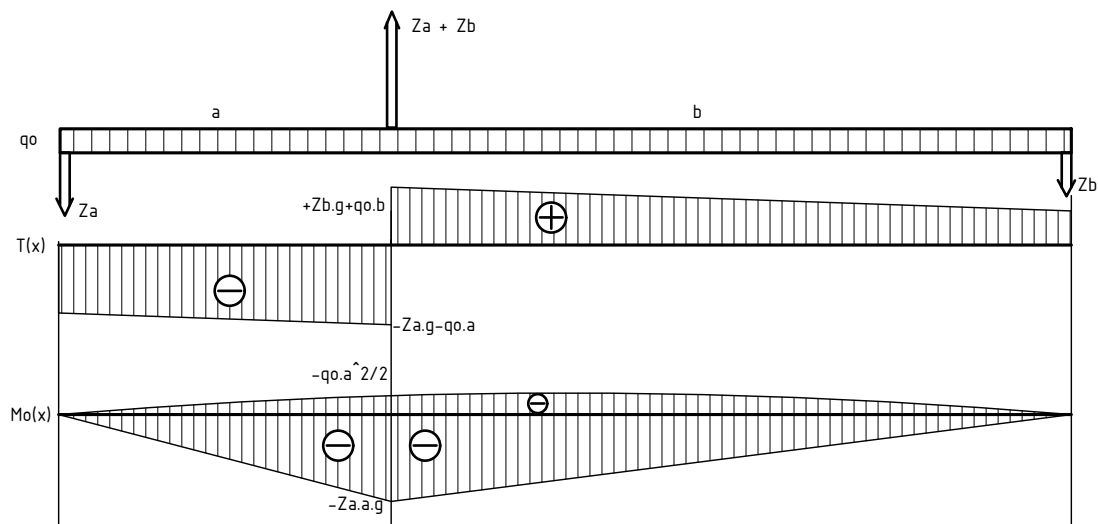
Je volen profil uzavřený svařovaný se čtvercovým průřezem, rozměr 20x2: kvadratický moment průřezu:  $W_o = 690 \text{ mm}^3$  a hmotnost  $M = 1,081 \text{ kg/m}$ . 5.1

**Kontrola zatížení včetně ohybu od spojitého zatížení** Vzhledem k tomu, že je nyní známa hmotnost na jednotku délky profilu, lze určit maximální ohybový moment od hmotností kleštín i od hmotnosti samotného vahadla. Průběhy posouvající síly a ohybového momentu lze vidět na obrázku 5.2

Maximální ohybový moment bude nyní:

$$M_{o_{max}} = Z a \cdot a \cdot g + \frac{q_o \cdot a^2}{2}; g = 9,81; q_o = M \cdot g, \quad (5.4)$$

Obrázek 5.1: Uzavřený svařovaný profil se čtvercovým průřezem, rozměr 20x20

Obrázek 5.2: Průběhy  $T(x)$  a  $Mo(x)$  včetně spojitého zatížení

příčměž  $a = \min(a, b)$ .

Maximální ohybový moment je:  $Mo_{max} = 133 \text{ N.m}$  a skutečné ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{Mo_{max}}{Wo} = \frac{133 \cdot 10^3}{690} = 192,75 \text{ N.mm}^{-2}$$

Bezpečnost vůči mezi pevnosti:

$$k_{pt} = \frac{\sigma_{pt}}{\sigma_o} = \frac{360}{192,75} = 1,9$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu:

$$k_{kt} = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_o} = \frac{235}{192,75} = 1,23$$

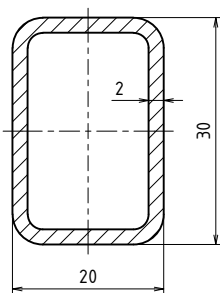
### 5.1.2 Vahadla ve druhé vrstvě (AB, BB)

U vahadel ve druhé vrstvě vzniká maximální ohybový moment pro zadané hodnoty u případu zatěžování přes 6 kleštín u letounu Explorer v vahadle AB2:  $Mo_{max2AB} = 260,15 \text{ N.m}$ . Maximální ohybový moment včetně zatížení od hmotnosti spodních vahadel je:  $Mo_{max} = 261,7 \text{ N.m}$ . Kvadratický moment průřezu v ohybu pro vahadla ve druhé vrstvě bude:

$$Wo \geq \frac{Mo_{max}}{\sigma_{oD}} = \frac{261,7 \cdot 10^3}{240} = 1090,4 \text{ mm}^3$$

Je volen profil uzavřený svařovaný s obdélníkovým průřezem, rozměr 30x20x2: kvadratický moment průřezu:  $Wo = 1290 \text{ mm}^3$  a hmotnost  $M = 1,317 \text{ kg/m}$ . 5.3

Obrázek 5.3: Uzavřený svařovaný profil s obdélníkovým průřezem, rozměr 30x20x2



**Kontrola zatížení včetně ohybu od spojitého zatížení** Zde se postupuje stejně jako u vahadel AA. K hmotnostem kleštin a hmotnostem vahadel AA se zohlední také nárůst ohybového momentu od spojitého zatížení.

Maximální ohybový moment je:  $M_{o_{max}} = 262,89 \text{ N.m}$  a skutečné ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{max}}}{W_o} = \frac{262,89 \cdot 10^3}{1290} = 203,79 \text{ N.mm}^{-2}$$

Bezpečnost vůči mezi pevnosti:

$$k_{pt} = \frac{\sigma_{pt}}{\sigma_o} = \frac{360}{203,79} = 1,8$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu:

$$k_{kt} = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_o} = \frac{235}{203,79} = 1,15$$

### 5.1.3 Vahadla ve třetí vrstvě (ABAB, CC, BC)

Tento případ bude výhodnější rozdělit na dva různé profily: vahadla BC 1,6 m dlouhá v počtu dvou kusů a jednou vahadlo použité jako ABAB nebo CC dlouhé 2,75 m.

**Vahadla BC** U vahadel BC byl původní návrhový ohybový moment:  $M_{o_{max}} = 436,95 \text{ N.m}$ . Maximální ohybový moment včetně zatížení od hmotnosti spodních vahadel je:  $M_{o_{max}} = 456,3 \text{ N.m}$ . Kvadratický moment průřezu v ohybu pro vahadla BC:

$$W_o \geq \frac{M_{o_{max}}}{\sigma_{oD}} = \frac{456,3 \cdot 10^3}{240} = 1901 \text{ mm}^3$$

Je volen profil uzavřený svařovaný s obdélníkovým průřezem, rozměr 40x25x2: kvadratický moment průřezu:  $W_o = 2390 \text{ mm}^3$  a hmotnost  $M = 1,772 \text{ kg/m}$ .5.4

**Kontrola zatížení včetně ohybu od spojitého zatížení** Zde se postupuje stejně jako u předchozích vrstev. K hmotnostem kleštin a hmotnostem vahadel v předchozích dvou vrstvách se zohlední také nárůst ohybového momentu od spojitého zatížení.

Maximální ohybový moment je potom:  $M_{o_{max}} = 459,97 \text{ N.m}$  a skutečné ohybové napětí:

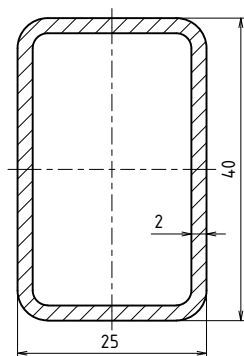
$$\sigma_o = \frac{M_{o_{max}}}{W_o} = \frac{459,97 \cdot 10^3}{2390} = 192,46 \text{ N.mm}^{-2}$$

Bezpečnost vůči mezi pevnosti:

$$k_{pt} = \frac{\sigma_{pt}}{\sigma_o} = \frac{360}{192,46} = 1,87$$



Obrázek 5.4: Uzavřený svařovaný profil s obdélníkovým průřezem, rozměr 40x25x2



Bezpečnost vůči mezi kluzu:

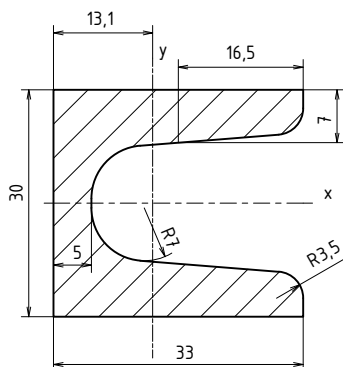
$$k_{kt} = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_o} = \frac{235}{192,46} = 1,22$$

**Vahadla ABAB, CC** Toto jsou vahadla v nejvyšší vrstvě pro uspořádání se šesti nebo osmi kleštinami. U těchto vahadel byl původní návrhový ohybový moment určen u vahadla ABAB:  $M_{o_{max}} = 1150,45 \text{ N.m}$ . Maximální ohybový moment včetně zatížení od hmotnosti spodních vahadel je:  $M_{o_{max}} = 1192,87 \text{ N.m}$ . Kvadratický moment průřezu v ohybu pro vahadla BC:

$$W_o \geq \frac{M_{o_{max}}}{\sigma_{oD}} = \frac{1192,87 \cdot 10^3}{240} = 4970,3 \text{ mm}^3$$

Je volen 2x profil U válcovaný za tepla, rozměr U 30: kvadratický moment průřezu:  $W_o = 2 \cdot 4260 = 8520 \text{ mm}^3$  a hmotnost  $M = 2 \cdot 4,27 = 8,54 \text{ kg/m}$ .5.5

Obrázek 5.5: Profil U válcovaný za tepla, rozměr U 30



**Kontrola zatížení včetně ohybu od spojitého zatížení** K hmotnostem kleštin a hmotnostem vahadel v předchozích dvou vrstvách se zohlední také nárůst ohybového momentu od spojitého zatížení.

Maximální ohybový moment je:  $M_{o_{max}} = 1260,7 \text{ N.m}$  a skutečné ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{max}}}{W_o} = \frac{1260,7 \cdot 10^3}{8520} = 147,97 \text{ N.mm}^{-2}$$

Bezpečnost vůči mezi pevnosti:

$$k_{pt} = \frac{\sigma_{pt}}{\sigma_o} = \frac{360}{147,97} = 2,4$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu:

$$k_{kt} = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_o} = \frac{235}{147,97} = 1,6$$

U vahadel ABAB a CC je potřeba vyšší bezpečnost než u předchozích vrstev. Musí se ještě počítat s tím, že v nejvyšší vrstvě systému se bude provádět dovyvážení tak, aby bylo možné přenést těžiště horního vahadla do místa pod profil, přes který se bude odlehčovat váha kleštin.

#### 5.1.4 Vahadlo ve čtvrté vrstvě (DD)

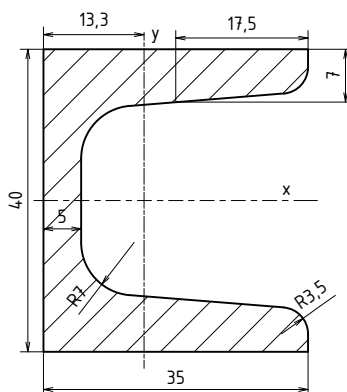
Toto vahadlo je použito pouze jednou, v případě zatěžování přes deset kleštin, a je zatíženo nejvyšším ohybovým momentem.

Původní návrhový ohybový moment byl určen:  $M_{o_{max}} = 1787,95 \text{ N.m}$ . Maximální ohybový moment včetně zatížení od hmotnosti spodních vahadel je:  $M_{o_{max}} = 2074,9 \text{ N.m}$ . Kvadratický moment průřezu v ohybu pro vahadlo DD je:

$$W_o \geq \frac{M_{o_{max}}}{\sigma_{oD}} = \frac{2074,9 \cdot 10^3}{240} = 8645,4 \text{ mm}^3$$

Je volen 2x profil U válcovaný za tepla, rozměr U 40: kvadratický moment průřezu:  $W_o = 2 \cdot 7050 = 14100 \text{ mm}^3$  a hmotnost  $M = 2 \cdot 4,87 = 9,74 \text{ kg/m}$ .5.6

Obrázek 5.6: Profil U válcovaný za tepla, rozměr U 40



**Kontrola zatížení včetně ohybu od spojitěho zatížení** K hmotnostem kleštin a hmotnostem vahadel v předchozích třech vrstvách se zohlední také nárůst ohybového momentu od spojitěho zatížení.

Maximální ohybový moment je pak:  $M_{o_{max}} = 2164,77 \text{ N.m}$  a skutečné ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{max}}}{W_o} = \frac{2164,77 \cdot 10^3}{14100} = 153,5 \text{ N.mm}^{-2}$$

Bezpečnost vůči mezi pevnosti:

$$k_{pt} = \frac{\sigma_{pt}}{\sigma_o} = \frac{360}{153,5} = 2,3$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu:

$$k_{kt} = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_o} = \frac{235}{153,5} = 1,5$$

Stejně jako u vahadel ABAB a CC je i zde potřeba vyšší bezpečnost než u předchozích vrstev. Musí se ještě počítat s nutností dovyvážení.

## 5.2 Výsledné parametry zvolených profilů

V následující tabulce jsou uvedeny parametry zvolených profilů, podle kterých je bude možné objednat z nabídky Ferony [3]

Tabulka 5.1: Parametry zvolených profilů

Vrstva	Označení	Profil	délka	počet kusů
První	AA	uzavřený svařovaný čtvercový 20x2	0,79 m	2
			1,05 m	2
Druhá	AB, BB	uzavřený svařovaný obdélníkový 30x20x2	1,4 m	2
Třetí	BC ABAB, CC	uzavřený svařovaný obdélníkový 40x25x2 U válcovaný za tepla U 30	1,6 m	2
			2,75 m	2
Čtvrtá	DD	U válcovaný za tepla U 40	3,5 m	2

# 6. Návrh konstrukce vahadlového systému

V předchozí kapitole byly určeny jednotlivé profily vahadel, podle nichž se nyní bude řešit konstrukce pojezdů a táhel. Vzhledem k tomu, že požadavek této práce je nevrátit do profilů díry, bude konstrukce pojezdů řešena pomocí svěrných spojů.

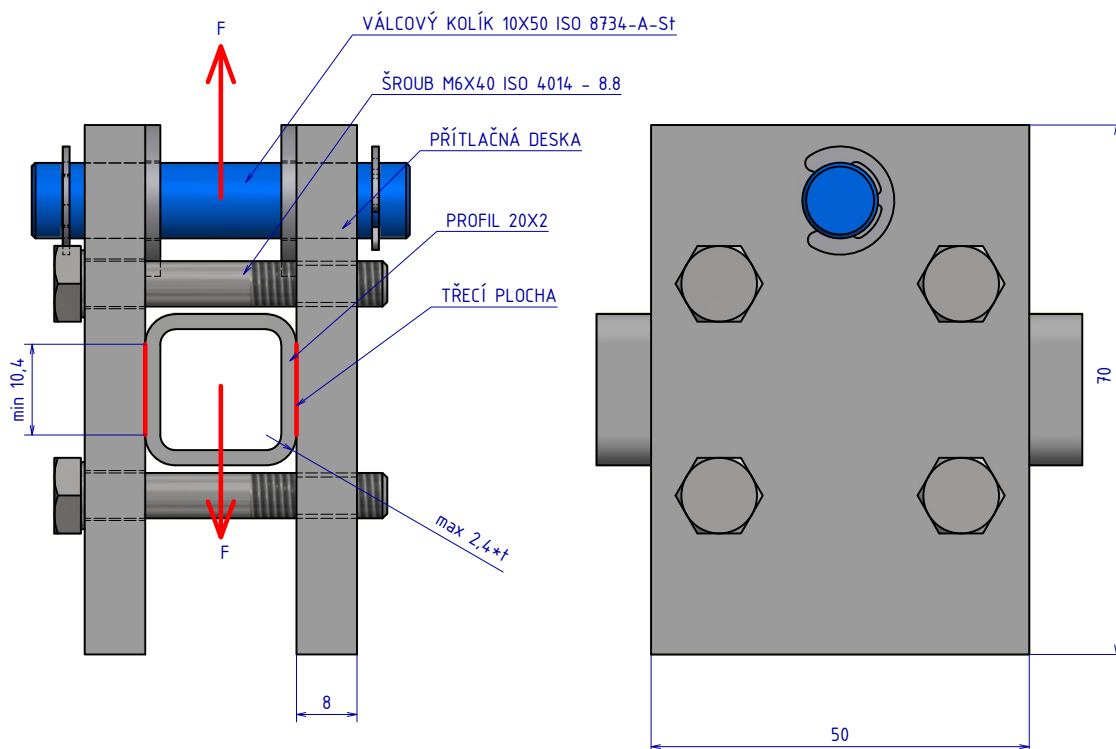
## 6.1 Návrh pojezdů pro jednotlivé profily

Je potřeba navrhnout dva typy svěrných spojů a to: první typ pro všechny uzavřené profily (čtvercový 20x2 a obdélníkové 30x20x2 a 40x25x2) a druhý typ pro vahadla tvořená dvojicí profilů U (U30, U40).

### 6.1.1 Pojezdy pro první vrstvu (AA)

Konstrukční návrh pojezdu pro vahadla v první vrstvě lze vidět na obrázku 6.1

Obrázek 6.1: Návrh pojezdu pro profil 20x2



Polotovar přítlačných desek pro první vrstvy byl zvolen: tyč plochá tažená za studena, ČSN EN 10278, rozměr 50x8, z nabídky Ferony [3]. Sevření se realizuje pomocí předepjatých šroubových spojů, zde jsou použity čtyři vysokopevnostní šrouby M6 x 40 ISO 4014 - 8.8. Pro přenos síly na táhlo je použit válcový kolík z kalené oceli 10 x 50 ISO 8734 - A -St. Na kolík bude buď přímo připojeno ocelové lanko, nebo bude na kolíku šroub s okem DIN 444 B - M10 x 50, na něj pak matice napínáku M10 DIN 1478 a na matici hák pro napínák M10.

**Svěrný spoj** Obecně lze únosnost svěrného spoje vyjádřit rovnicí:

$$k \cdot F \leq T = f \cdot N \quad (6.1)$$

kde  $k$  je součinitel bezpečnosti ( $k = 2$ ),  $F$  je vnější zatížení, pro případ první vrstvy vahadel je maximální vnější zatížení  $F = 691 \text{ N}$ ,  $T$  je třecí síla, která závisí na normálním přítlaku (výsledné svěrné síle)  $N$  a součiniteli tření  $f$  (pro spoj ocel na ocel  $f = 0,15$ ). [4] Pokud všech  $i$  šroubů bude utaženo na stejné předpětí  $Q_O$ , pak je velikost výsledné svěrné síly dána vztahem:

$$N = i \cdot Q_O \quad (6.2)$$

Spojením předchozích dvou vztahů lze určit potřebné montážní předpětí v jednom šroubu:

$$Q_O \geq \frac{k \cdot F}{f \cdot i} = \frac{2 \cdot 691}{0,15 \cdot 4} = 2300 \text{ N} \quad (6.3)$$

Kontrola tlaku mezi deskami a profilem:

$$p_O = \frac{i \cdot Q_O}{A} = \frac{4 \cdot 2300}{2 \cdot 50 \cdot 10,4} = 8,8 \text{ N.mm}^{-2} \leq p_D = 40 \text{ N.mm}^{-2} \quad (6.4)$$

**Pevnostní kontrola šroubů** Tahové napětí ve šroubu:

$$\sigma_{Q_O} = \frac{Q_O}{S_3} = \frac{4 \cdot Q_O}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 2300}{\pi \cdot 4,773^2} = 128,6 \text{ N.mm}^{-2} \quad (6.5)$$

Dílčí výpočty pro smykové napětí:

$$\text{tg} \gamma = \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{1}{\pi \cdot 5,35} \rightarrow \gamma = 3,4049^\circ \quad (6.6)$$

$$\text{tg} \beta_n = \text{tg} \beta \cdot \text{tg} \gamma = \text{tg} 30^\circ \cdot \text{tg} 3,4049^\circ \rightarrow \beta_n = 29,956^\circ \quad (6.7)$$

$$\text{tg} \phi' = f = \frac{f_z}{\cos \beta_n} = \frac{0,13}{\cos 29,956^\circ} \rightarrow \phi' = 8,533^\circ \quad (6.8)$$

$$M_{K\check{s}} = Q_O \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\gamma + \phi') = 2300 \cdot \frac{5,35}{2} \cdot \text{tg}(3,4049 + 8,533) = 1300,8 \text{ N.mm} \quad (6.9)$$

Smykové napětí:

$$\tau = \frac{M_{K\check{s}}}{W_{K\check{s}}} = \frac{16 \cdot M_{K\check{s}}}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{16 \cdot 1300,8}{\pi \cdot 4,773^3} = 60,9 \text{ N.mm}^{-2} \quad (6.10)$$

Redukované napětí (podle hypotézy  $\tau_{max}$ )

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{Q_O}^2 + \alpha^2 \cdot \tau^2} = \sqrt{128,6^2 + 2^2 \cdot 60,9^2} = 177,1 \text{ N.mm}^{-2} \quad (6.11)$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu materiálů šroubů (mez kluzu pro šrouby pevnostní třídy 8.8 je:  $\sigma_{Kt} = 640 \text{ N.mm}^{-2}$ )

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{Kt}}{\sigma_{red}} = \frac{640}{177,1} = 3,6 \quad (6.12)$$

**Stanovení potřebného utahovacího momentu na klíči pro jeden šroub** Potřebný utahovací moment ( $M_{KK}$ ) je dán součtem třecího momentu pod hlavou šroubu ( $M_{TH}$ ) a momentu v závitu ( $M_{K\check{S}}$ ).

$$M_{KK} = M_{TH} + M_{K\check{S}}$$

Třecí moment pod hlavou šroubu:

$$M_{TH} = Q_O \cdot f_H \cdot \rho_H$$

přičemž  $\rho_H \simeq 0,8 \cdot d_2$  a  $f_H = \operatorname{tg}\phi_H = 0,15$ , pak  $M_{TH}$  je :

$$M_{TH} = 0,24 \cdot Q_O \cdot \frac{d_2}{2} = 0,24 \cdot 2300 \cdot \frac{5,35}{2} = 1476,6 \text{ N.mm}$$

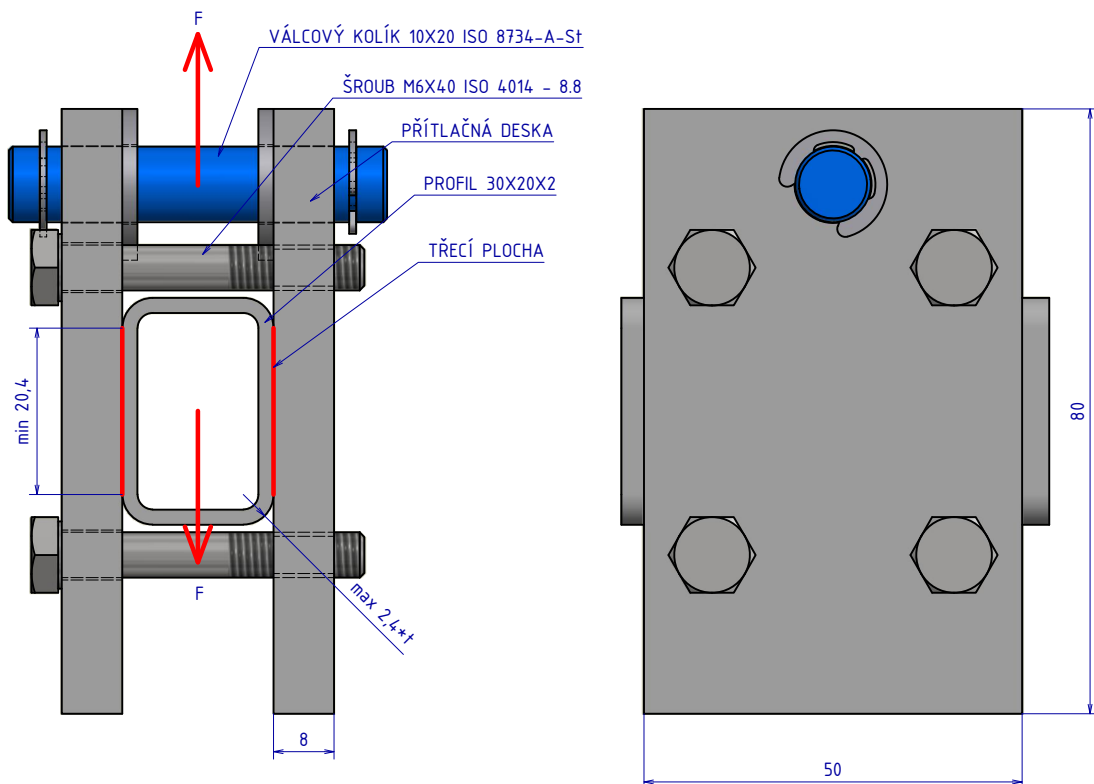
Potřebný utahovací moment je:

$$M_{KK} = M_{TH} + M_{K\check{S}} = 1476,6 + 1300,8 = 2777,4 \text{ N.mm} = 2,8 \text{ N.m}$$

### 6.1.2 Pojezdy pro druhou vrstvu (AB, BB)

Konstrukční návrh pojezdu pro vahadla ve druhé vrstvě lze vidět na obrázku 6.2

Obrázek 6.2: Návrh pojezdu pro profil 30x20x2



Polotovary přítláčných desek, šrouby, válcový kolík i případně napínák jsou použity stejné jako u pojezdu pro vahadla v první vrstvě.

**Svěrný spoj** Postup výpočtu svěrného spoje bude stejný jako v předchozím případě. Maximální vnější zatížení je v tomto případě  $F = 922 \text{ N}$ .

Potřebné montážní předpětí v jednom šroubu:

$$Q_O \geq \frac{k \cdot F}{f \cdot i} = \frac{2 \cdot 922}{0,15 \cdot 4} = 3073,3 \text{ N}$$

Kontrola tlaku mezi deskami a profilem:

$$p_O = \frac{i \cdot Q_O}{A} = \frac{4 \cdot 3073,3}{2 \cdot 50 \cdot 20,4} = 6,02 \text{ N.mm}^{-2} \leq p_D = 40 \text{ N.mm}^{-2}$$

**Pevnostní kontrola šroubů** Tahové napětí ve šroubu:

$$\sigma_{Q_o} = \frac{Q_O}{S_3} = \frac{4 \cdot Q_O}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 3073,3}{\pi \cdot 4,773^2} = 171,8 \text{ N.mm}^{-2}$$

Dílčí výpočty pro určení smykového napětí zůstávají stejné jako v předchozím případě, neboť jsou použity stejné šrouby. Moment v závitě je potom:

$$M_{K\check{s}} = Q_O \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\gamma + \phi') = 3073,3 \cdot \frac{5,35}{2} \cdot \text{tg}(3,4049 + 8,533) = 1738,1 \text{ N.mm}$$

Smykové napětí:

$$\tau = \frac{M_{K\check{s}}}{W_{K\check{s}}} = \frac{16 \cdot M_{K\check{s}}}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{16 \cdot 1738,1}{\pi \cdot 4,773^3} = 81,41 \text{ N.mm}^{-2}$$

Redukované napětí (podle hypotézy  $\tau_{max}$ )

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{Q_o}^2 + \alpha^2 \cdot \tau^2} = \sqrt{171,8^2 + 2^2 \cdot 81,41^2} = 236,7 \text{ N.mm}^{-2}$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu materiálů šroubů (mez kluzu pro šrouby pevnostní třídy 8.8 je:  $\sigma_{Kt} = 640 \text{ N.mm}^{-2}$ )

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{Kt}}{\sigma_{red}} = \frac{640}{236,7} = 2,7$$

**Stanovení potřebného utahovacího momentu na klíči pro jeden šroub** Třecí moment pod hlavou šroubu:

$$M_{TH} = 0,24 \cdot Q_O \cdot \frac{d_2}{2} = 0,24 \cdot 3073,3 \cdot \frac{5,35}{2} = 1973 \text{ N.mm}$$

Potřebný utahovací moment je:

$$M_{KK} = M_{TH} + M_{K\check{s}} = 1973 + 1738,1 = 3711 \text{ N.mm} = 3,7 \text{ N.m}$$

### 6.1.3 Pojezdy pro třetí vrstvu (BC)

Konstrukční návrh pojezdu pro vahadla ve třetí vrstvě lze vidět na obrázku 6.3

Polotovary přitlačných desek a případně napínák jsou použity stejné jako u pojezdu pro vahadla v první vrstvě. Rozdíl je pouze v délce použitých šroubů a válcového kolíku.

**Svěrný spoj** Postup výpočtu svěrného spoje bude stejný jako v předchozím případě. Maximální vnější zatížení je v tomto případě  $F = 1521 \text{ N}$ .

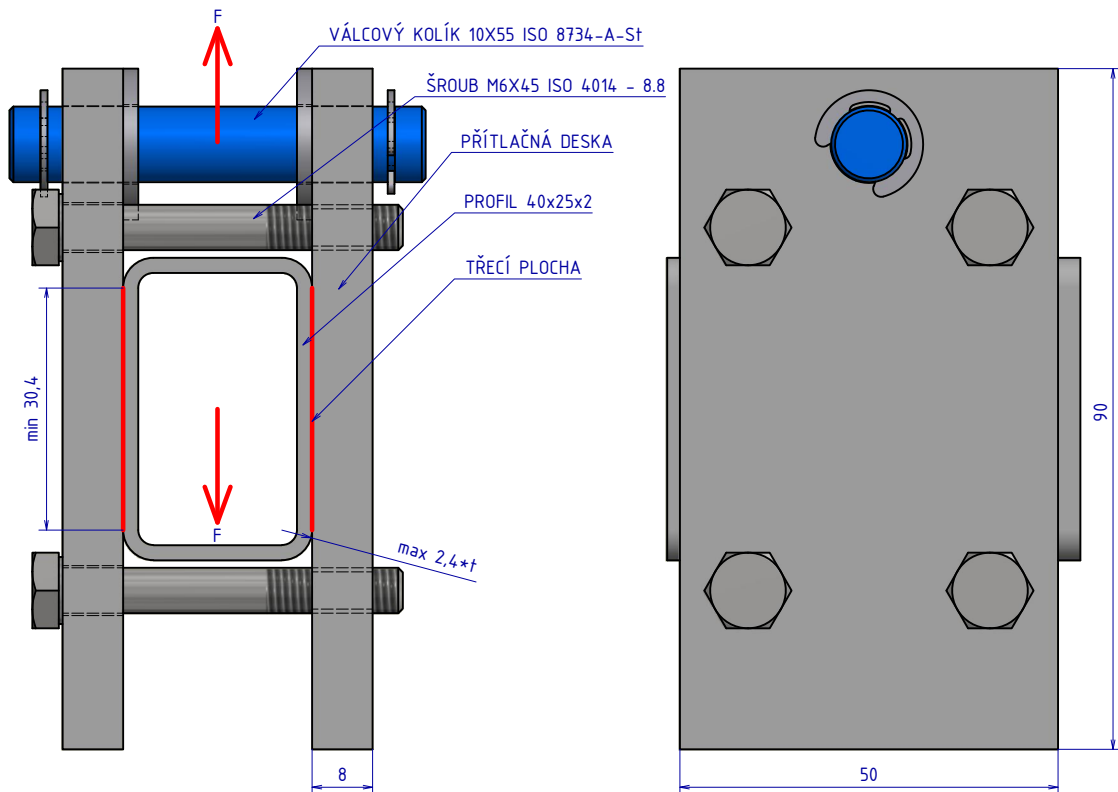
Potřebné montážní předpětí v jednom šroubu:

$$Q_O \geq \frac{k \cdot F}{f \cdot i} = \frac{2 \cdot 1521}{0,15 \cdot 4} = 5070 \text{ N}$$

Kontrola tlaku mezi deskami a profilem:

$$p_O = \frac{i \cdot Q_O}{A} = \frac{4 \cdot 5070}{2 \cdot 50 \cdot 30,4} = 6,67 \text{ N.mm}^{-2} \leq p_D = 40 \text{ N.mm}^{-2}$$

Obrázek 6.3: Návrh pojezdu pro profil 40x25x2



**Pevnostní kontrola šroubů** Tahové napětí ve šroubu:

$$\sigma_{Qo} = \frac{Q_o}{S_3} = \frac{4 \cdot Q_o}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 5070}{\pi \cdot 4,773^2} = 283,4 \text{ N.mm}^{-2}$$

Dílčí výpočty pro určení smykového napětí zůstávají opět stejné jako v předchozích případech. Moment v závitě je potom:

$$M_{Kš} = Q_o \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\gamma + \phi') = 5070 \cdot \frac{5,35}{2} \cdot \text{tg}(3,4049 + 8,533) = 2867,4 \text{ N.mm}$$

Smykové napětí:

$$\tau = \frac{M_{Kš}}{W_{Kš}} = \frac{16 \cdot M_{Kš}}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{16 \cdot 2867,4}{\pi \cdot 4,773^3} = 134,3 \text{ N.mm}^{-2}$$

Redukované napětí (podle hypotézy  $\tau_{max}$ )

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{Qo}^2 + \alpha^2 \cdot \tau^2} = \sqrt{283,4^2 + 2^2 \cdot 134,3^2} = 390,5 \text{ N.mm}^{-2}$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu materiálů šroubů (mez kluzu pro šrouby pevnostní třídy 8.8 je:  $\sigma_{Kt} = 640 \text{ N.mm}^{-2}$ )

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{Kt}}{\sigma_{red}} = \frac{640}{390,5} = 1,6$$

**Stanovení potřebného utahovacího momentu na klíči pro jeden šroub** Třecí moment pod hlavou šroubu:



$$M_{TH} = 0,24 \cdot Q_O \cdot \frac{d_2}{2} = 0,24 \cdot 5070 \cdot \frac{5,35}{2} = 3255 \text{ N.mm}$$

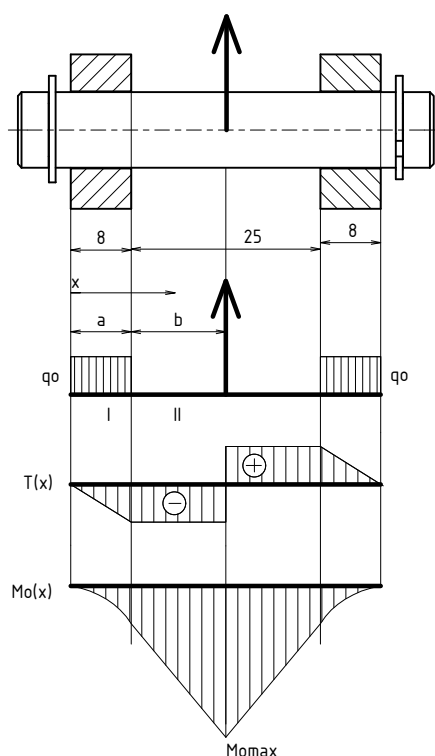
Potřebný utahovací moment je:

$$M_{KK} = M_{TH} + M_{K\delta} = 3255 + 2867,4 = 6122,4 \text{ N.mm} = 6,1 \text{ N.m}$$

**Kontrola válcového kolíku použitého ve všech případech tenkostěnných profilů** Pro kolík válcový kalený DIN 6325 10x55 nebo 10x50, použitý ve všech předchozích případech, stačí provést kontrolu pro největší možné zatížení a to silou  $F = 1521 \text{ N}$ . Nejvíce nepříznivý způsob zatížení by byl v případě, že se bude síla v kolíku přenášet přímo přes ocelové lanko a síla se tak nerozloží na větší plochu.

Způsob zatížení, zjednodušený model, průběh posouvající síly  $T(x)$  a průběh ohybového momentu  $Mo(x)$  lze vidět na obrázku 6.4

Obrázek 6.4: Průběhy  $T(x)$  a  $Mo(x)$  v kolíku



Nejprve se ze statické podmínky určí velikost spojitého zatížení, reprezentující rozložení síly do přitlačných desek:

$$F - 2 \cdot q_O \cdot a = 0 \rightarrow q_O = \frac{F}{2 \cdot a} = \frac{1521}{2 \cdot 8} = 95,034 \text{ N.mm}^{-1}$$

Průběh ohybového momentu pak bude v části přitlačné desky dle obrázku  $x \in (0; a)$  :

$$M_{oI}(x) = -q_O \cdot x \cdot \frac{x}{2} \rightarrow M_{oI}(0) = 0, M_{oI}(a) = -95,034 \cdot 8 \cdot \frac{8}{2} = -3041 \text{ N.mm}$$

A ohybový moment v  $x \in (a; a+b)$  :

$$M_{oII}(x) = -q_O \cdot a \cdot \left(x - \frac{a}{2}\right) \rightarrow M_{oII}(a+b) = -95,034 \cdot 8 \cdot \left(12,5 + \frac{8}{2}\right) = -12544,5 \text{ N.mm}$$

Ohybové napětí v kolíku bude:

$$\sigma_O = \frac{M_{Omax}}{W_O} = \frac{32 \cdot M_{Omax}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 12544,5}{\pi \cdot 10^3} = 127,8 \text{ N.mm}^{-2}$$

Střih:

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{2 \cdot 1521}{\pi \cdot 10^2} = 9,68 \text{ N.mm}^{-2}$$

Redukované napětí (podle hypotézy  $\tau_{max}$ )

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_O^2 + \alpha^2 \cdot \tau^2} = \sqrt{127,8^2 + 2^2 \cdot 9,68^2} = 129,25 \text{ N.mm}^{-2}$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu materiálu kolíku (kalené kolíky se vyrábějí z ocelí tříd 16 a 19, nejmenší mez kluzu pro ocel 16 220 je :  $\sigma_{Kt} = 500 \text{ N.mm}^{-2}$ )

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{Kt}}{\sigma_{red}} = \frac{500}{129,25} = 3,87$$

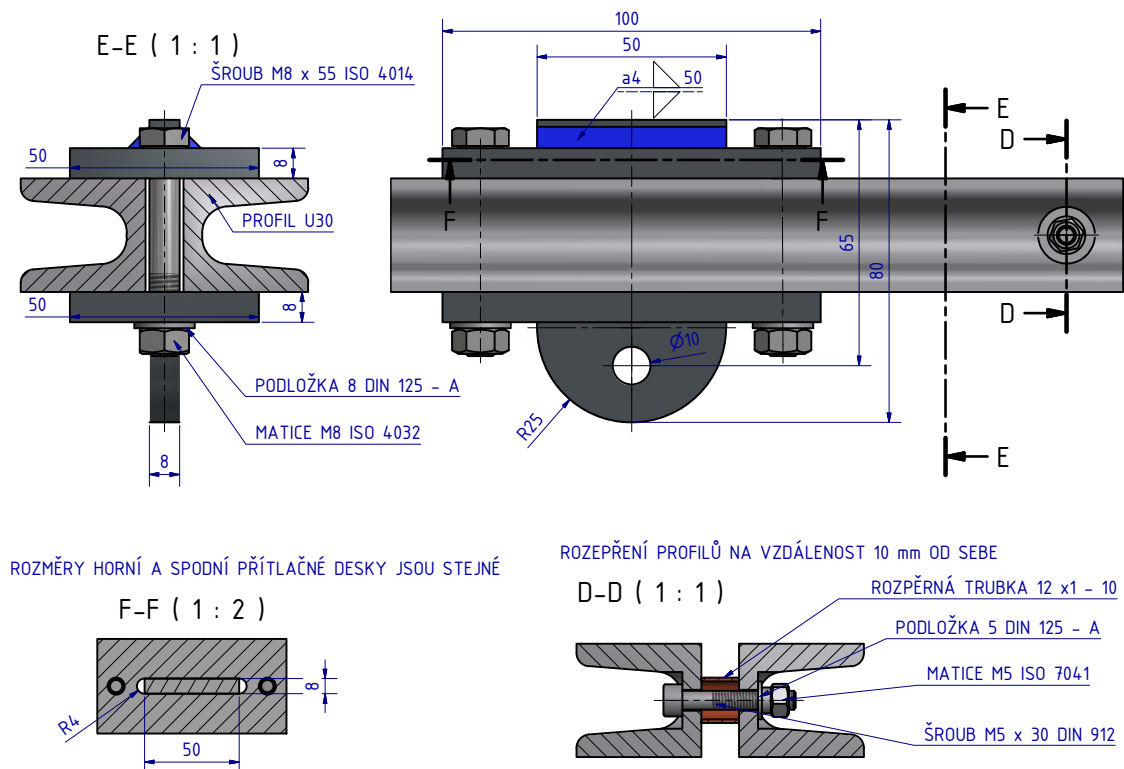
Kontrola na otlacení:

$$p = \frac{F}{2 \cdot d \cdot a} = \frac{1521}{2 \cdot 10 \cdot 8} = 9,5 \text{ N.mm}^{-2} \leq p_D = 40 \text{ N.mm}^{-2}$$

#### 6.1.4 Pojezdy pro třetí vrstvu (ABAB, CC)

Konstrukční návrh pojezdu pro vahadla ve třetí vrstvě lze vidět na obrázku 6.5. Díky tomuto konstrukčnímu řešení bude všechna hmotnost, kterou má pojezd přenést, rozložena do opěrné plochy mezi horní deskou a vahadlem. Síla od hmotnosti se přenáší ze svislé desky na horní vodorovnou desku prostřednictvím oboustranného koutového svarového spoje. Šrouby slouží pouze k vymezení polohy pojezdu na vahadle.

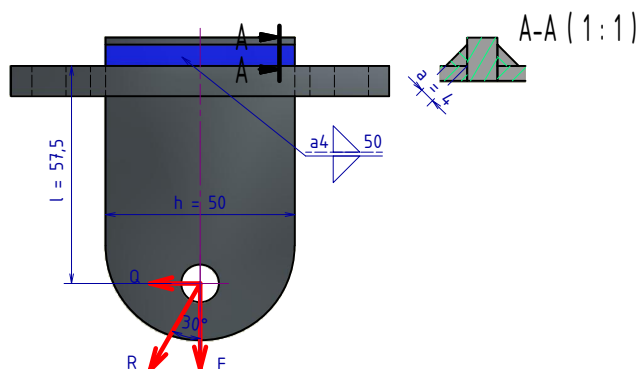
Obrázek 6.5: Návrh pojezdu pro profily U 30



Polotovary dvou přitlačných a prostřední desky je stejný jako u pojezdů pro vahadla v nižších vrstvách (tyč plochá tažená za studena, rozměr 50x8). Prostřední deska prochází skrz díru v obou deskách a je svařena s jednou deskou na vnější straně oboustranným koutovým svarem. Profily tvořící vahadlo jsou rozepřeny na vzdálenost 10 mm od sebe pomocí šroubů a vsazených trubek. Z toho důvodu je potřeba v profilech vytvořit díry pro šrouby a také zahloubení pro hlavy šroubů.

**Svarový spoj** Desky pojezdu jsou vyrobeny z materiálu S235 JRC + C (1.0122) dle EN 10277-2. Jedná se o ocel vhodnou ke svařování všemi svářecími postupy. Smluvní mez kluzu tohoto materiálu je  $R_{p0,2} = 355 \text{ N.mm}^{-2}$ . Na obrázku 6.6 lze vidět, jakým způsobem bude oboustranný koutový svar namáhán. Toto je vzhledem k přidavným zatížením horší případ než svislé zavěšení, kde by nastalo pouze namáhání svaru na tah. Zatížení zaváděné šikmo je uvažováno zejména z důvodu bezpečnosti pro případ, kdy se vahadlo během zatěžování křídla naklání podle toho, jak se deformuje křídlo.

Obrázek 6.6: Svar pojezdu pro profil U 30



Zadaným parametrem dle obrázku je síla  $R$ , jejíž velikost je dána maximální hmotností přenášenou tímto pojezdem.  $R = 190 \cdot 9,81 = 1864 \text{ N}$ . Dále je zadáno, že maximální úhel sklonu působení síly  $R$  od svislé osy je  $30^\circ$ . Potom tedy  $F = R \cdot \cos 30^\circ = 1614 \text{ N}$  a  $Q = R \cdot \sin 30^\circ = 932 \text{ N}$ .

**TAH:**

$$\tau_{t\perp} = \frac{F}{2 \cdot a \cdot h} = \frac{1614}{2 \cdot 4 \cdot 50} = 4,04 \text{ N.mm}^{-2} \quad (6.13)$$

**OHYB:**

$$\tau_{o\perp} = \frac{Q \cdot l}{2 \cdot W_o} = \frac{Q \cdot l}{2 \cdot \frac{1}{6} \cdot a \cdot h^2} = \frac{3 \cdot Q \cdot l}{a \cdot h^2} = \frac{3 \cdot 932 \cdot 57,5}{4 \cdot 50^2} = 16,1 \text{ N.mm}^{-2} \quad (6.14)$$

**SMYK:**

$$\tau_{sII} = \frac{Q}{2 \cdot a \cdot h} = \frac{932}{2 \cdot 4 \cdot 50} = 2,3 \text{ N.mm}^{-2} \quad (6.15)$$

**Výsledné napětí:** Převodní součinitelé jsou:  $\alpha_{\tau\perp} = 0,75$  a  $\alpha_{\tau II} = 0,65$ .

$$\tau_v = \sqrt{\left(\frac{\tau_{t\perp} + \tau_{o\perp}}{\alpha_{\tau\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{sII}}{\alpha_{\tau II}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4,04 + 16,1}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{2,3}{0,65}\right)^2} = 27,1 \text{ N.mm}^{-2} \quad (6.16)$$

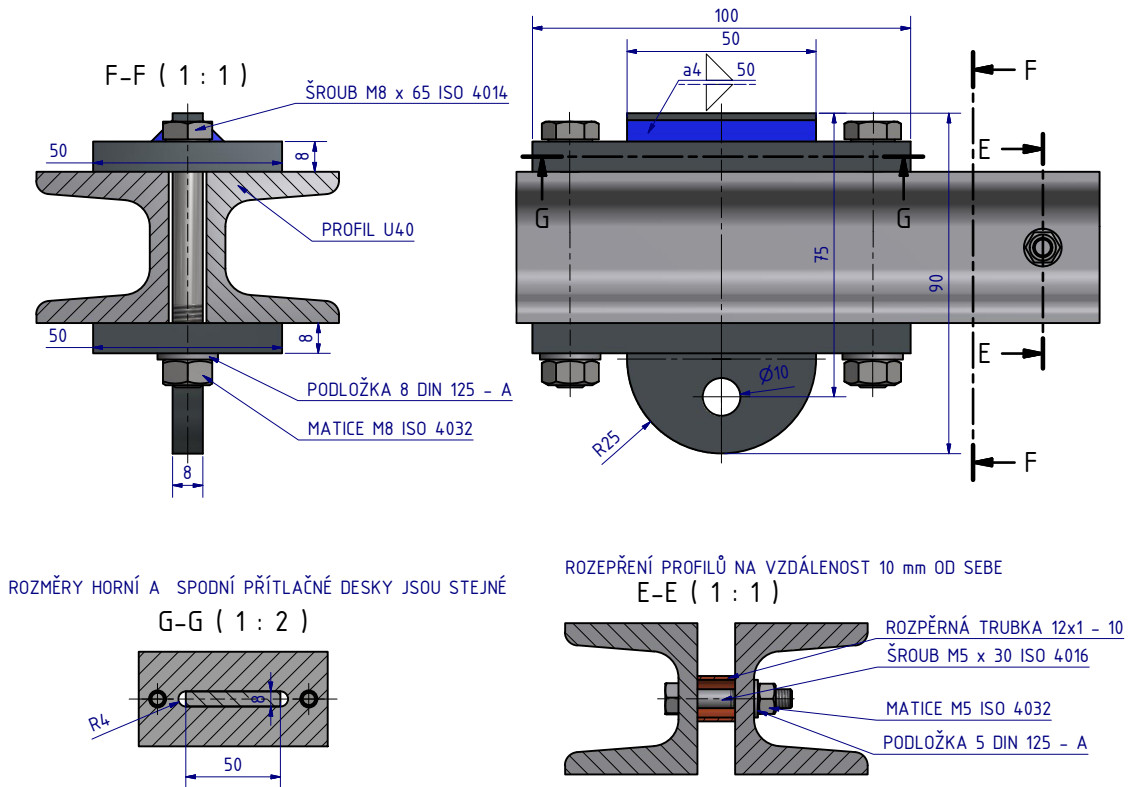
Bezpečnost vůči mezi kluzu základního materiálu:

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\tau_v} = \frac{355}{27,1} = 13,1 \quad (6.17)$$

### 6.1.5 Pojezdy pro čtvrtou vrstvu (DD)

Konstrukční návrh pojezdu pro vahadla ve čtvrté vrstvě lze vidět na obrázku 6.7.

Obrázek 6.7: Návrh pojezdu pro profily U 40



Konstrukce pojezdu je téměř stejná jako u pojezdů pro vahadlo z profilů U 30. Vodorovné desky jsou stejné, rozdíl je pouze v délce svislé desky a v délce použitých šroubů.

**Svarový spoj** Způsob zatížení svaru a rozměry jsou stejné, jako u svaru pojezdu pro profil U 30 6.6. Změní se pouze rozměr  $l$ .  $l = 67,5 \text{ mm}$  a velikosti sil. Síla  $R$ , jejíž velikost je dána maximální hmotností přenášenou tímto pojezdem:  $R = 300 \cdot 9,81 = 2943 \text{ N}$ . Maximální úhel sklonu působení síly  $R$  od svislé osy zůstává  $30^\circ$ . Potom tedy  $F = R \cdot \cos 30^\circ = 2549 \text{ N}$  a  $Q = R \cdot \sin 30^\circ = 1471 \text{ N}$ .

**TAH:**

$$\tau_{t\perp} = \frac{F}{2 \cdot a \cdot h} = \frac{2549}{2 \cdot 4 \cdot 50} = 6,4 \text{ N.mm}^{-2}$$

**OHYB:**

$$\tau_{o\perp} = \frac{3 \cdot Q \cdot l}{a \cdot h^2} = \frac{3 \cdot 1471,5 \cdot 67,5}{4 \cdot 50^2} = 29,8 \text{ N.mm}^{-2}$$

**SMYK:**

$$\tau_{sII} = \frac{Q}{2 \cdot a \cdot h} = \frac{1471,5}{2 \cdot 4 \cdot 50} = 3,7 \text{ N.mm}^{-2}$$

**Výsledné napětí:** Převodní součinitelé jsou:  $\alpha_{\tau\perp} = 0,75$  a  $\alpha_{\tau II} = 0,65$ .

$$\tau_v = \sqrt{\left(\frac{\tau_{t\perp} + \tau_{o\perp}}{\alpha_{\tau\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{sII}}{\alpha_{\tau II}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{6,4 + 29,8}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{3,7}{0,65}\right)^2} = 48,6 \text{ N.mm}^{-2}$$

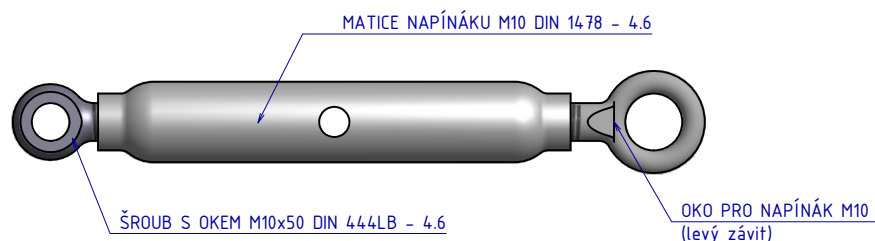
Bezpečnost vůči mezi kluzu základního materiálu:

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\tau_v} = \frac{355}{48,6} = 7,3$$

## 6.2 Napínáky

**Napínák pod tenkostěnné profily** Napínák, který bude použit pod vahadly z tenkostěnných profilů lze vidět na obrázku 6.8

Obrázek 6.8: Napínák 1



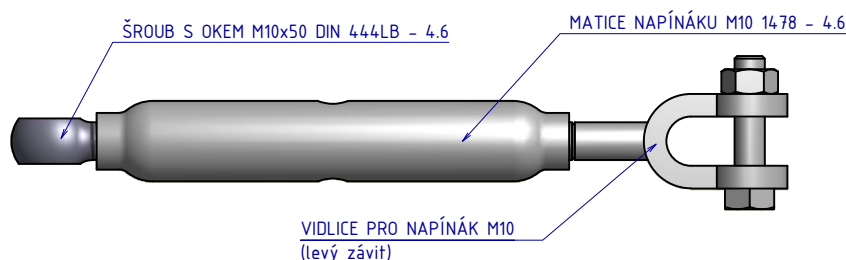
Nosnost oka pro napínák M10 uvedená výrobcí je 300 kg a nosnost matice napínáku M10 DIN 1478 je 1330 kg. Největší přenášená hmotnost pro tyto napínáky je 72 kg.

Kontrola šroubu s okem DIN 444: Pro spoj bez předpětí utahovaný v zatíženém stavu je dovolené napětí  $\sigma_D \simeq 0,6 \cdot \sigma_{Kt} = 0,6 \cdot 240 = 138 \text{ N.mm}^{-2}$  Tahové napětí ve šroubu je:

$$\sigma_O = \frac{F}{S_3} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 72 \cdot 9,81}{\pi \cdot 8,16^2} = 13,5 \text{ N.mm}^{-2} \leq \sigma_D = 138 \text{ N.mm}^{-2}$$

**Napínák pod U profily** Napínák, který bude použit pod vahadly z U profilů lze vidět na obrázku 6.9. Šroub s okem bude spojen s pojezdem na tenkostěnném profilu a čep vidlice pro napínák bude vsazen do díry v pojezdu na vahadle tvořeném U profily.

Obrázek 6.9: Napínák 2



Nosnost vidlice pro napínák M10 uvedená výrobcí je 500 kg. Největší přenášená hmotnost pro tento případ je 155 kg.

Kontrola šroubu s okem DIN 444:

Tahové napětí ve šroubu je:

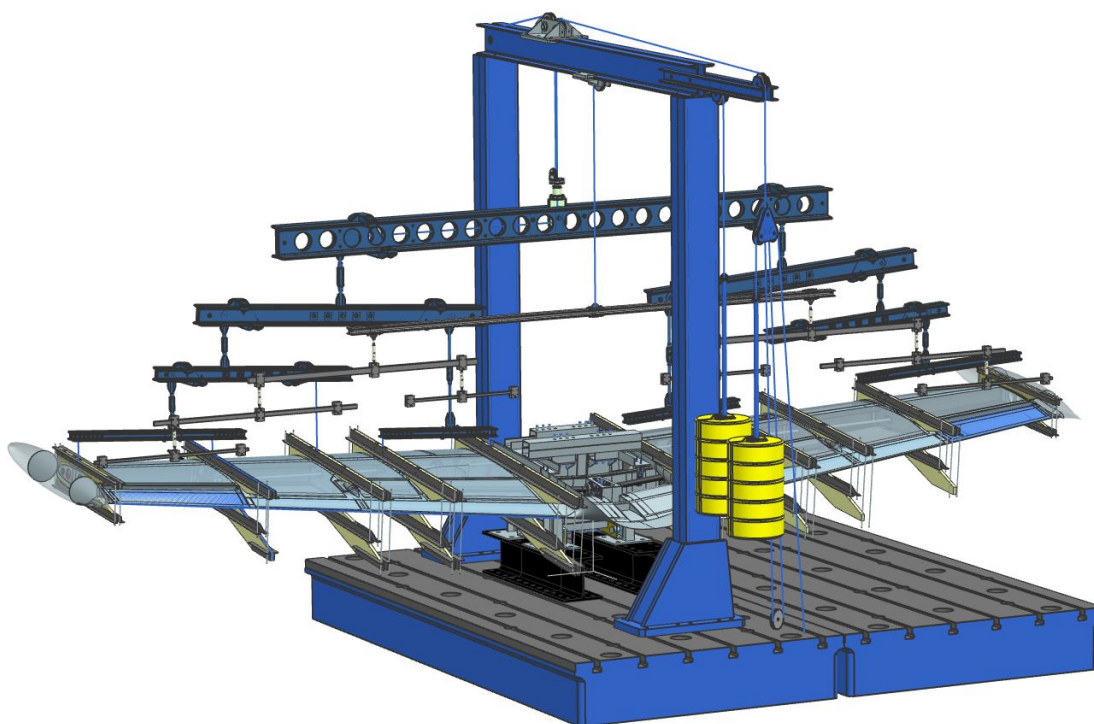
$$\sigma_O = \frac{F}{S_3} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 155 \cdot 9,81}{\pi \cdot 8,16^2} = 29 \text{ N.mm}^{-2} \leq \sigma_D = 138 \text{ N.mm}^{-2}$$

Použité napínací matice, oka pro napínáky a vidlice pro napínáky a jejich parametry jsou dostupné např. na [1]. Šrouby s okem a závitem k hlavě DIN 444 LB jsou dostupné např. na [2].

### 6.3 Model vyvažovacího systému

Níže lze vidět obrázek zkoušky křídla UL-39 s vloženým modelem vyvažovacího vahadlového systému.

Obrázek 6.10: Model zkoušky křídla UL-39 s vyvažovacím vahadlovým systémem



## 7. Závěr

V této práci byl navržen vahadlový systém sloužící k vyvažování hmotností kleštín v průběhu pevnostních zkoušek křídel. Návrh konstrukce byl proveden tak, aby bylo možné systém použít pro zadaný rozsah rozměrů a hmotností kleštín.

Dle zadaných parametrů bylo navrženo uspořádání vahadlového systému pro varianty křídel s pěti, šesti, osmi a deseti kleštínami. Dle roztečí kleštín a navržené geometrie byly zvoleny délky jednotlivých vahadel a jejich počty, tak aby vyhovovaly všem zadaným zkoušeným křídům.

Dále bylo stanoveno zatížení vahadel a maximální ohybové momenty v jednotlivých vrstvách systému. Po zjištění maximálních ohybových napětí a se znalostí materiálových parametrů vahadel byly zvoleny profily v jednotlivých vrstvách systému. Také byla provedena kontrola zvolených profilů a byly určeny bezpečnosti vůči mezi pevnosti a vůči mezi kluzu. Pro spodní vrstvy systému byly zvoleny uzavřené svařované tenkostěnné profily a pro horní vahadlo byla zvolena dvojice profilů U.

Pro zvolené profily byly navrženy pojezdy, tak aby do profilů již nebylo potřeba vrtat, jako to bylo nutné v původním vahadlovém systému.

Pro uzavřené tenkostěnné vahadla byla navržena konstrukce svěrných spojů. Potřebné sevření se v třecím spoji realizuje pomocí předepjatých šroubových spojů. Podle zadaných maximálních vnějších zatížení bylo určeno potřebné montážní předpětí v jednom šroubu a byla provedena kontrola tlaku mezi deskami a profilem a pevnostní kontrola šroubů. Také byl stanoven potřebný utahovací moment na klíči pro jeden šroub. Svěrný spoj, použité šrouby a kolík vyhovují svým dimenzováním maximálnímu možnému zatížení.

Pro horní vahadlo tvořené dvojicí U profilů byla navržena konstrukce pojezdu tak, že se zatížení přenáší opřením desky o vodorovnou část vahadla. Zatížení v pojezdu se přenáší z vodorovné desky na svislou prostřednictvím oboustranného koutového svarového spoje. Použité šrouby slouží pouze k vymezení polohy pojezdu na vahadle. Pro tento typ spoje byla provedena pevnostní kontrola svarového spoje. Předepsané svarové spoje svým dimenzováním vyhovují pevnostním požadavkům.

Dále byly zvoleny dva napínáky pro spojení jednotlivých vrstev systému.

Práce splňuje všechny body zadání. Navržená konstrukce vahadlového systému vyhovuje svým dimenzováním zadaným hmotnostem a roztečím kleštín zkoušených křídel. Díky navrženému novému systému by se měla urychlit příprava pevnostních zkoušek křídel v laboratoři Ústavu letadlové techniky ČVUT na Karlově náměstí.

# Literatura

- [1] Lanové napínáky. <http://www.metal-trade.cz/cs/eshop/38-napinaky>, [Online; accessed 7-June-2016].
- [2] Šrouby s okem s plným závitem DIN 444LB. <http://www.fabory.com/cs/Spojovac%C3%AD-materi%C3%A1l/%C5%A0rouby-s-okem-a-h%C3%A1kem/%C5%A0rouby-s-okem/%C5%A0rouby-s-okem-s-pln%C3%BDm-z%C3%A1vitem-DIN-444LB/c/01051502>, [Online; accessed 7-June-2016].
- [3] Sortiment Ferony. <http://www.ferona.cz/cze/sortiment/sortiment.php>, [Online; accessed 13-May-2016].
- [4] Doc. Ing. Vladimír Švec, C.: *ČÁSTI A MECHANISMY SROJŮ, Spoje a části spojovací*. ČVUT, 1997.
- [5] Michalec, J.: *Pružnost a pevnost I*. ČVUT, 1995.
- [6] Špunda, J.: *Stavebná mechanika a pevnost letounu*. Vojenská akademie Antonína Zápotockého, first edition, 1961.
- [7] Růzha, Z.: Počátky experimentálních zkoušek pevnosti v československém letectví.