



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

LETECKÝ ÚSTAV

INSTITUTE OF AEROSPACE ENGINEERING

NÁVRH ÚPRAVY LETADLA WT10 ADVANTIC S PEVNÝM PODVOZKEM DLE PŘEDPISU CS-23

MODIFICATION OF THE WT10 AIRCRAFT FOR THE FIXED LANDING GEAR ACCORDING TO THE
CS-23 REQUIREMENTS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jaromír Kubiena

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. František Vaněk, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Letecký ústav
Student: **Bc. Jaromír Kubiena**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Stavba letadel
Vedoucí práce: **Ing. František Vaněk, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

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

Návrh úpravy letadla WT10 Advantic s pevným podvozkem dle předpisu CS-23

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhňte pevný hlavní podvozek pro letoun WT10 dle stavebního předpisu CS-23. Pro vybranou variantu proveďte konstrukční návrh a pevnostní kontrolu.

Cíle diplomové práce:

- varianty řešení a technicko-ekonomické zhodnocení
- návrh konstrukce a uchycení podvozku, plnění dle předpisu CS-23/FAR 23
- pevnostní výpočet a kontrola konstrukce podvozku a jeho uchycení
- 3D dispozice podvozku na letadle

Seznam literatury:

PAZMANY L.: Landing gear design for light aircraft. San Diego, Calif.: Pazmany Aircraft Corp., 1986. ISBN 0961677708.

CURREY N.S.: Aircraft landing gear design: principles and practices. Washington, D.C.: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1988. ISBN 0930403-41-X.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

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

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

Abstrakt

V této diplomové práci se zabýváme návrhem vhodné varianty tlumiče pro daný typ konstrukce hlavního podvozku letounu WT10 Advantic. Následně se zaměříme na konstrukční řešení vybrané varianty hlavního podvozku. Pro nově vybraný hlavní podvozek získáme případy zatížení při přistání, které spočítáme podle stavebního předpisu CS-23. Dále provedeme konstrukční návrh tlumiče a vypočteme plochu kataraktu tlumiče na základě získaných zatížení během přistání. Sestavíme a numericky vyřešíme pohybové rovnice popisující pohyb letounu s novým podvozkem během přistání. Na závěr provedeme pevnostní kontrolu přistávacího zařízení včetně tlumiče.

Summary

In this thesis, we deal with the design of a shock absorber variant for the type of main landing gear design of the aircraft WT10 Advantic. Then we focus on the design of the selected variant of the main landing gear. Next, we follow regulation CS-23 demands to calculate the load cases for the selected main landing gear. Then we design shock absorber based on the load during landing. We compile the equation of motion of the aircraft, which describes motion of the aircraft during landing, then we compute the equation. Finally, we focus on a stress analysis of the main landing gear and the shock absorber.

Klíčová slova

přistávací zařízení, tlumič, hlavní podvozek, WT10 Advantic, zatížení

Keywords

landing gear, shock absorber, main landing gear, WT10 Advantic, loading

KUBIENA, J. *Návrh úpravy letadla WT10 Advantic s pevným podvozkem dle předpisu CS-23*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 71 s. Vedoucí Ing. František Vaněk, Ph.D.

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a s použitím materiálů uvedených v seznamu literatury.

Bc. Jaromír Kubiena

Rád bych poděkoval svému vedoucímu diplomové práce Ing.Františkovi Vaňkovi, Ph.D. za vedení, podporu a odbornou pomoc. Rovněž bych rád poděkoval panu Ing. Ondrovi Markovi za poskytnutí cenných rad a zkušeností při návrhu tlumiče. Dále bych chtěl poděkovat za poskytnutá data a čas věnovaný konzultacím s diplomovou prací zaměstnancům společnosti Aerospool pánům Ing.Takacovi, Ing.Knapovi, Ing. Walovi. Na závěr bych chtěl poděkovat svým rodičům, kteří mi byli oporou v době celého studia.

Bc. Jaromír Kubiena

Obsah

Úvod	12
1 Letoun WT10 Advantic	14
1.1 Popis letounu	14
1.2 Technická specifikace	14
1.3 Současné přistávací zařízení WT10 Advantic	15
2 Varianty řešení hlavního podvozku a jeho konstrukčně-ekonomické zhodnocení	17
2.1 Typy tlumičů	17
2.2 Finální návrh podvozku s hydraulicko-pneumatickým tlumičem	18
3 Základní geometrie podvozku a centráž letounu	19
4 Konstrukce přistávacího zařízení - hlavní podvozek	21
5 Pozemní zatížení	25
5.1 Stanovení násobku během přistání	25
5.2 Zatížení při stání na zemi	26
5.3 Zatížení při vodorovném přistání s příďovým kolem těsně nad zemí	27
5.4 Zatížení při přistání s velkým úhlem podélného sklonu	27
5.5 Zatížení při přistání na jednu podvozkovou nohu	27
5.6 Boční zatížení	27
5.7 Zatížení při brzdění	28
5.8 Rozhodující pozemní zatížení uvažované pro výpočet pevnosti	29
6 Tlumič hlavního podvozku	30
6.1 Funkce a požadavky na tlumič podvozkových vzpěr	30
6.2 Hydraulicko-pneumatický tlumič	30
6.3 Statický výpočet hydraulicko-pneumatického tlumiče	33
6.4 Výpočet kataraktu hydraulicko-pneumatického tlumiče	36
6.5 Konstrukční řešení hydraulicko-pneumatického tlumiče	43
6.6 Dynamický popis chování letounu s novým tlumičem	44
7 Pevnostní kontrola přistávacího zařízení	51
7.1 Pevnostní kontrola vidlice a šroubových spojů	52
7.2 Pevnostní kontrola tlumiče	58
7.3 Pevnostní kontrola nůžek	63
7.4 Pevnostní kontrola nosníku podvozku	64
8 Závěr	68
9 Seznam příloh	71

Úvod

Neodmyslitelnou součástí každého letounu je přistávací zařízení. Díky přistávacímu zařízení je letoun schopen pohybu po zemi a zachycovat zatížení, která působí na letoun během přistání a pojíždění na zemi. To klade na konstrukci podvozku určité nároky, jako například dostatečná pevnost a tuhost nosných částí podvozku. Tlumící částí podvozku, kterými jsou pneumatika a tlumič musí převzít veškerou energii letounu během přistání. Účinnost těchto tlumících elementů pohlcovat energii letounu během přistání ovlivňuje velikost zatížení působící na konstrukci podvozku a draku letounu, a tím určuje mohutnost a hmotnost přistávacího zařízení. Každá část konstrukce na letounu musí mít co nejmenší hmotnost. Zejména u malých letounu, které jsou navrhovány dle stavebního předpisu CS-VLA a CS-23, je požadavek na konstrukci letounu včetně podvozku na nízké provozní a výrobní náklady při zároveň dlouhé životnosti. S ohledem na tyto požadavky je důležité navrhnout součásti konstrukce tak, aby se daly vyrobit nejdostupnější a nejlevnější výrobní technologií.

Současná konstrukce přistávacího zařízení letounu WT10 Advantic je zatahovací s konstrukcí pákového uspořádání bez nůžek, kdy hlavní vzpěra podvozku tvoří robustní tyč, ke které je pohyblivě spojena vidlice podvozku. K vidlici podvozku je dále pohyblivě spojen tlumič a kolo podvozku, kdy čep kola stlačuje tlumič přes pákový převod. Hlavní požadavek výrobce je návrh nové konstrukce pevného podvozku a tlumiče. Konstrukce podvozku má být upravená nahrazením robustní vzpěrné tyče za nůžky a tlumič podvozku bude sloužit jako hlavní vzpěra podvozku. Výrobce dále plánuje výrobu vlastních tlumičů, proto se táto práce hlouběji věnuje návrhu tlumiče.

1. Letoun WT10 Advantic

1.1. Popis letounu



Obrázek 1.1: Letoun WT10 Advantic [3]

Advantic WT10 je čtyřmístný jednomotorový celokompozitový dolnoplošník. Letoun je navržen a vyráběn slovenskou firmou AEROSPOOL s.r.o, nacházející se v Prievidzi. Letoun se doposud prodává jako stavebnice, která je certifikována v kategorii amatérské stavby experimental. Cílem firmy AEROSPOOL je letoun Advantic WT10 certifikovat dle předpisu CS-23. První vzlet se uskutečnil 11. dubna 2013. Advantic WT10 vychází z koncepce dvousedadlového jednomotorového dolnoplošníku WT9 Dynamic kategorie ULL s hmotností 450 kg nebo s hmotností 472,5 kg v případě záchranného systému Magnum M901. Letoun WT9 Dynamic firma vyrábí v různých variantách a modifikacích již od roku 2001. WT9 Dynamic patří mezi velice úspěšné letouny a je držitelem certifikací mnoha různých zemí. V roce 2014 získala firma typový certifikát německého leteckého úřadu DAEC pro verzi Dynamic Turbo Tow.

Advantic WT10 má celouhlikovou sendvičovou konstrukci draku. Je vybaven pohonnou jednotkou ROTAX 914 se vzletovým výkonem 115Hp a má hydraulicky ovládanou třílistou vrtuli constant speed MTV-34 od výrobce MT Propeller. Vztlaková mechanizace nosných ploch se skládá z křidélek a elektricky ovládané vztlakové klapky. Křídla jsou zakončena winglety. Letoun je vybaven elektro-hydraulickým zatahovatelným podvozkem s příďovým říditelným kolem. Hlavní podvozek letounu je vybaven hydraulickými brzdami Beringer. Palubní deska je osázená multifunkčním systémem SkyView, radiostanicí a odpovídačem. Letoun je vybaven záchranným systémem Magnum M901. [3], [4].

1.2. Technická specifikace

Rozměry		
Rozpětí křídel	9,4	<i>m</i>
Plocha křídel	10,61	<i>m</i> ²
Délka	7,485	<i>m</i>
Výška	2,1	<i>m</i>

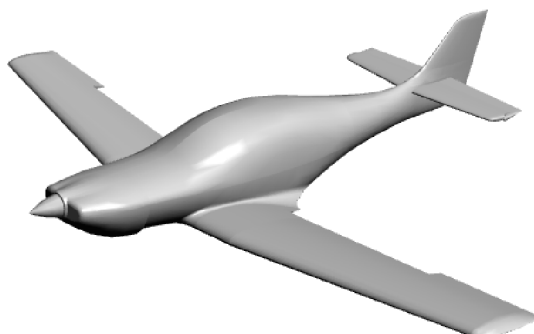
Tabulka 1.1: Základní rozměry letounu

Hmotnosti		
Maximální vzletová hmotnost	850,0	kg
Maximální přistávací hmotnost	850,0	kg
Maximální hmotnost paliva	96,8	kg
Maximální hmotnost 1 pilota (přední sedadlo)	120,0	kg
Minimální hmotnost posádky	77,0	kg
Maximální celková zátěž v zadním prostoru pro cestující	150,0	kg
Maximální hmotnost zavazadla	5,0	kg

Tabulka 1.2: Hmotnosti letounu

Výkonnost		
Pádová rychlost V_{S0}	88	km/h
Maximální rychlost klapková V_{FE}	159	km/h
Návrhová obratová rychlost V_A	208	km/h
Nepřekročitelná rychlost V_{NE}	280	km/h
Stoupání (při klapkách a M_{TOW})	3,75	m/s

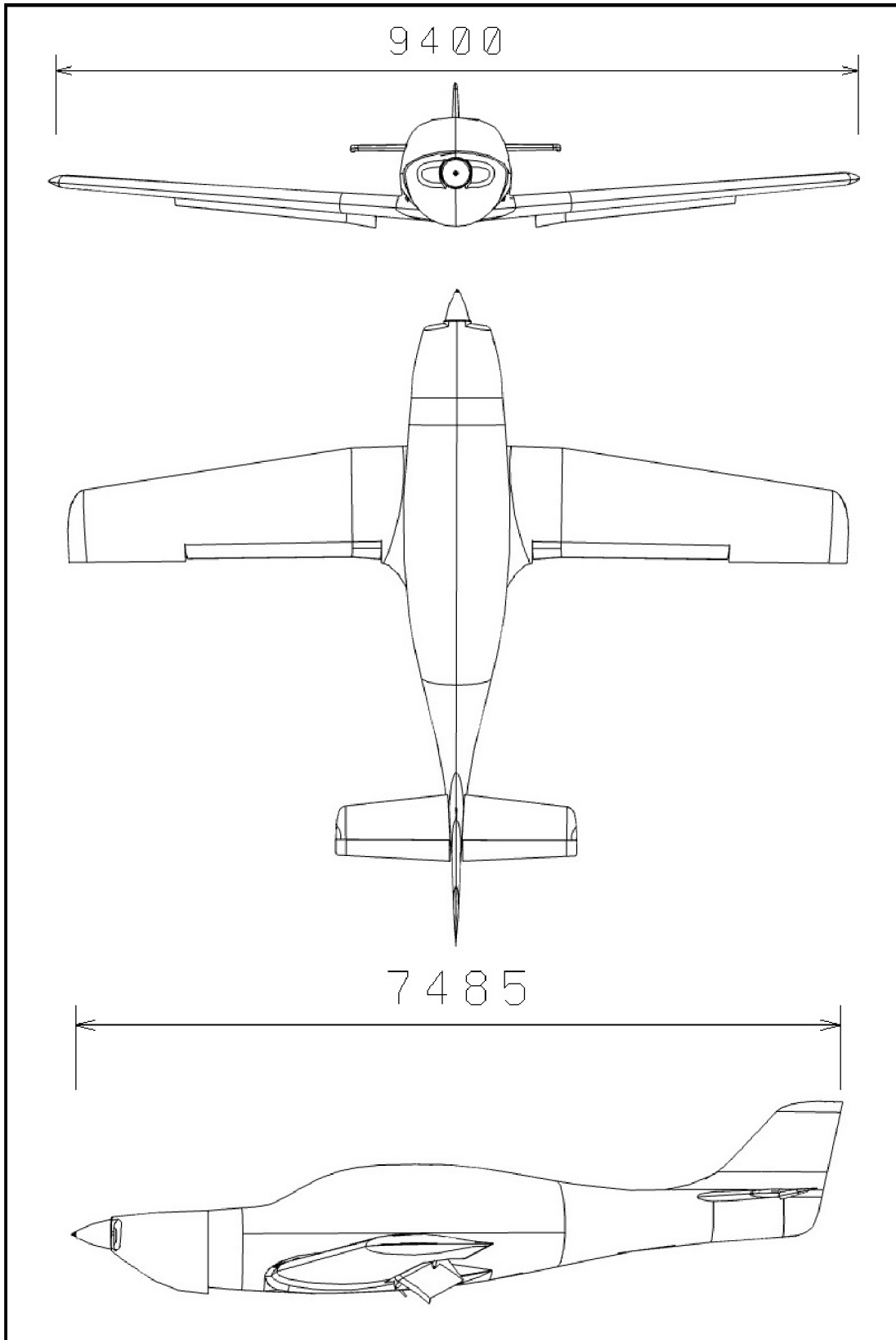
Tabulka 1.3: Výkony letounu



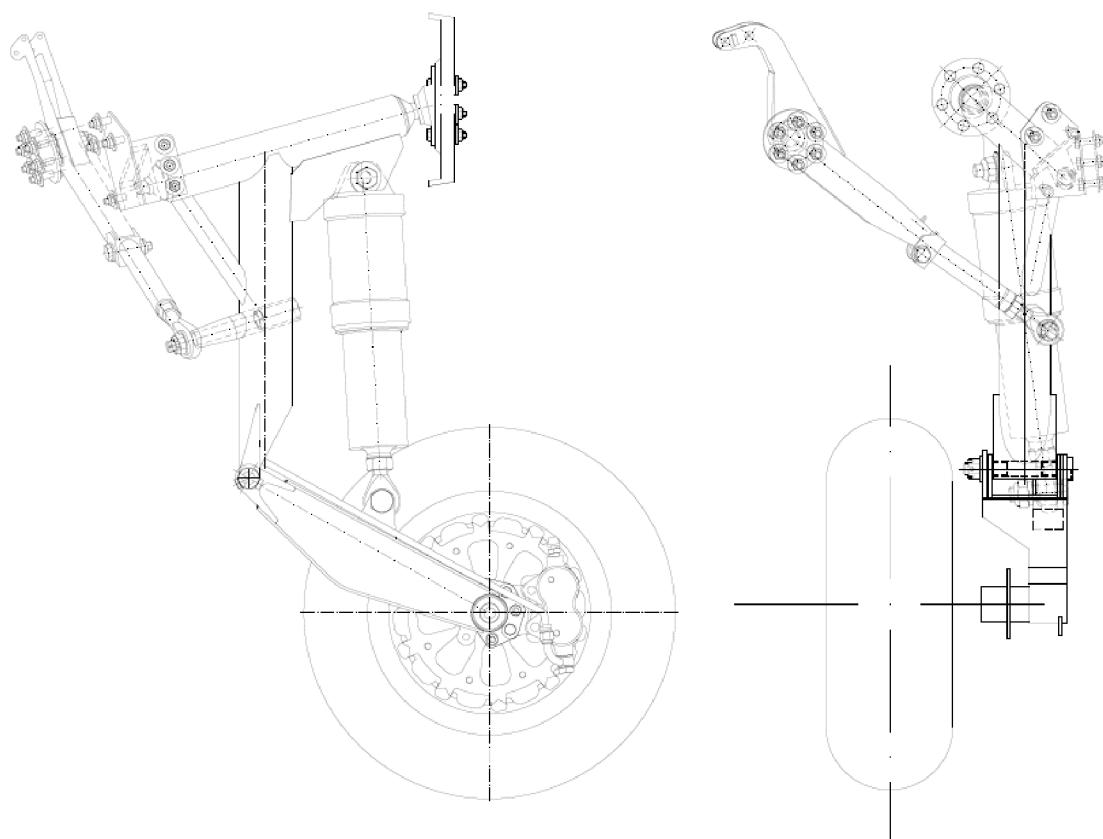
Obrázek 1.2: 3D náhled WT10 Advantic

1.3. Současné přistávací zařízení WT10 Advantic

Současný podvozek letounu WT10 Advantic je zatahovací a jeho konstrukční uspořádání odpovídá pákovému podvozku, viz obrázek 1.4. Hmotnost současné hlavní podvozkové nohy včetně kola, brzdového a zatahovacího vybavení je 12 kg. Tlumič hlavního podvozku je hydraulicko-pneumatický o maximálním zdvihu 70 mm. Pneumatika má průměr 360 mm a má tloušťku 120 mm.



Obrázek 1.3: Muška WT10 Advantic



Obrázek 1.4: Současný hlavní podvozek

2. Varianty řešení hlavního podvozku a jeho konstrukčně-ekonomické zhodnocení

Hlavním požadavkem výrobce byl návrh hlavního pevného podvozku, jehož konstrukce měla být dále modifikovaná na pákový podvozek s nůžkami. Dalším požadavkem byl návrh tlumiče. V této kapitole jsou navrženy možné varianty tlumičů a je zde uvedeno krátké pojednání o nevýhodách teleskopických podvozků oproti pákovému podvozku. V této kapitole bylo čerpáno z [1], [9], [10].

2.1. Typy tlumičů

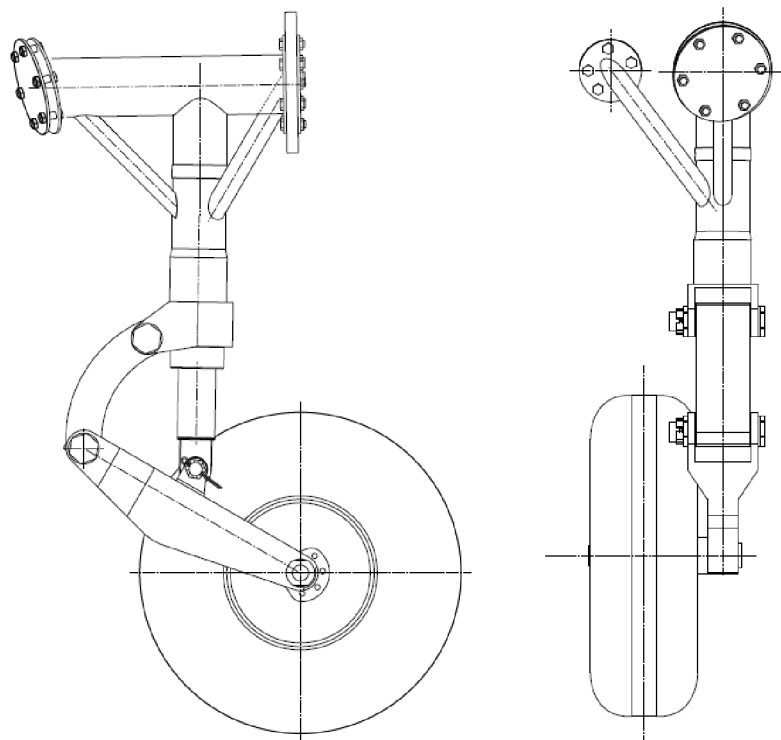
Je několik typů tlumičů, které se dělí podle druhu pružícího elementu. Jednotlivé typy pružících elementů jsou: ocelová pružina (listová nebo šroubovitá), gumová pružina, kapalina, plyn nebo kombinace obou médií plynu a kapaliny. Všechny tyto výjmenované typy tlumičů (až na listovou pružinu) jsou vhodné pro pákový podvozek s nůžkami, avšak každý má své výhody a nevýhody. Nejlepší volbou tlumiče je hydraulicko-pneumatický,

dle [1] má největší účinnost a specifickou účinnost¹ oproti ostatním typům tlumičů. Svými tlumícími charakteristikami se blíží tlumiči se šroubovitou pružinou, avšak obecně konstrukce tlumiče s ocelovou pružinou může být až sedmkrát těžší při zároveň nižší účinnosti o 20 %. Druhým neoptimálnějším typem tlumiče po hydraulicko-pneumatickém je kapalinový, který má o něco menší specifickou účinnost. Hmotnost kapalinového tlumiče je větší z důvodu větších tlaků, s kterými tlumič pracuje, je proto potřeba robustnější konstrukce. Výhoda kapalinového tlumiče, kterou uvádí [1] je ten, že má menší náchylnost k únavovému poškození oproti hydraulicko-pneumatickému tlumiči. Třetí nejlepší variantou je použití tlumiče s gumovou pružinou. Tento typ tlumiče se nejvíce používá u malých sportovních letounů z důvodu menší hmotnosti, jednodušší konstrukce a menší důraz je také kladen na výrobní přesnost oproti ostatním typům tlumičů. S těmito výhodami jsou spojené menší výrobní a údržbové náklady. Ovšem účinnost tlumiče s gumovou pružinou je podstatně menší než u kapalinového tlumiče. Hydraulicko-pneumatický tlumič se dále dělí na jednokomorový a dvoukomorový. Dvoukomorový tlumič má lepší hysterezi a nedochází k mísení plynu s kapalinou. Dvoukomorový tlumič má složitější konstrukci a je náročnější na výrobu. Pro menší sportovní letouny jako je WT10 Advantic se může použít jednokomorový tlumič.

2.2. Finální návrh podvozku s hydraulicko-pneumatickým tlumičem

Byl vybrán pákový podvozek s nůžkami s jednokomorovým hydraulicko-pneumatickým tlumičem. Konstrukce pákového podvozku má výhodu oproti teleskopické konstrukci podvozku, jednak v menším namáhání tlumiče, kdy u teleskopického podvozku vznikají v tlumiči větší přídatné radiální zatížení, což narušuje plynulý chod tlumiče a snižuje schopnost tlumiče pohltit energii letounu během přistání. U teleskopického podvozku je nutno vyrobit mohutnější tlumič, což se projeví na větší hmotnosti a ceně tlumiče. Z tohoto důvodu je nejlepší volba konstrukce podvozku s pákovým převodem. Další výhodou pákového podvozku oproti teleskopickému je ten, že se tlumič nachází výše nad zemí a nezanáší se tolik nečistotami, které se mohou dostat přes těsnění do pracovního prostoru tlumiče a tím zmenšují životnost tlumiče. Pojednání o hydraulicko-pneumatickém tlumiči je v další kapitole 6. Finální konstrukce podvozku je na obrázku 2.1.

¹Specifická účinnost je rovna podílu účinnosti ku hmotnosti tlumiče



Obrázek 2.1: Nový hlavní podvozek

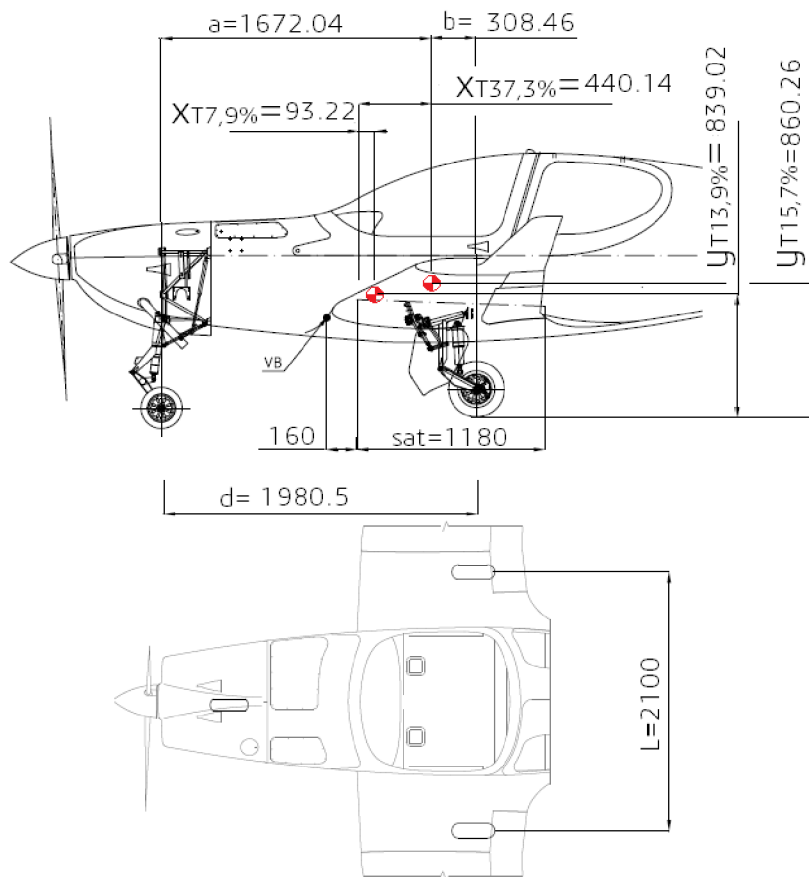
3. Základní geometrie podvozku a centráž letounu

Od výrobce byla získaná hmotnostní obálka a poloha centráže letounu WT10 se současným zatahovacím podvozkem. Umístění nového pevného podvozku se současným podvozkem je identické tak, že rozměr rozvoru a rozchodu podvozku je zachován, výška podvozku je stejná a hmotnost podvozku je přibližně stejná. Proto se bude v této práci vycházet z těchto získaných dat od výrobce. Jelikož se zde bude provádět návrh pouze hlavního podvozku, bude se zde uvažovat zadní krajní poloha těžiště, která nejvíce zatěžuje hlavní podvozek. V této kapitole bylo čerpáno z [2] a [5].

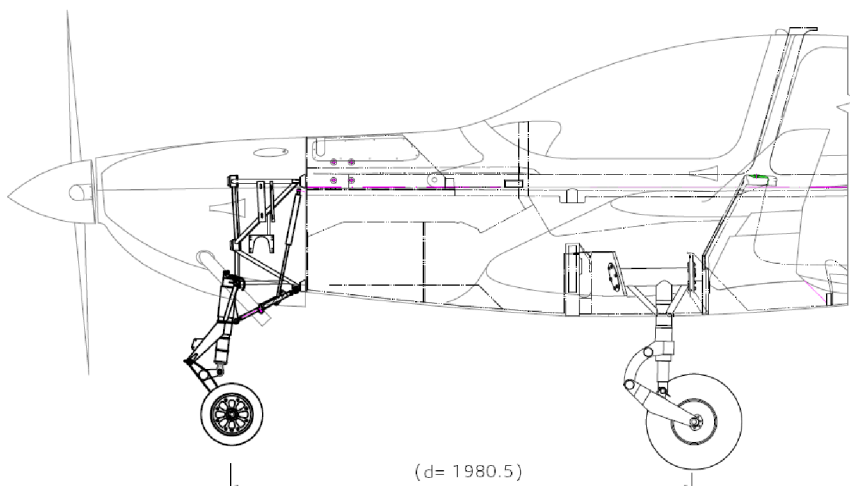
V tabulce 3.1 a na obrázku 3.1 jsou uvedeny dvě krajní polohy centráže dodané výrobcem pro současný podvozek. S těmito centrážemi se bude navrhovat i nový hlavní podvozek. Letoun s novým podvozkem je zobrazený na obrázku 3.2. Od výrobce byla k dispozici pouze 2D výkresová dokumentace letounu, z tohoto důvodu není zobrazen náhled 3D letounu s novým hlavním podvozkem.

Hmotnost [kg]	X [%sat]	Y [%sat]	poznámka
850	37,3	15,7	zadní pozice centráže
586,7	7,9	13,9	přední pozice centráže

Tabulka 3.1: Poloha těžiště letounu v krajních polohách



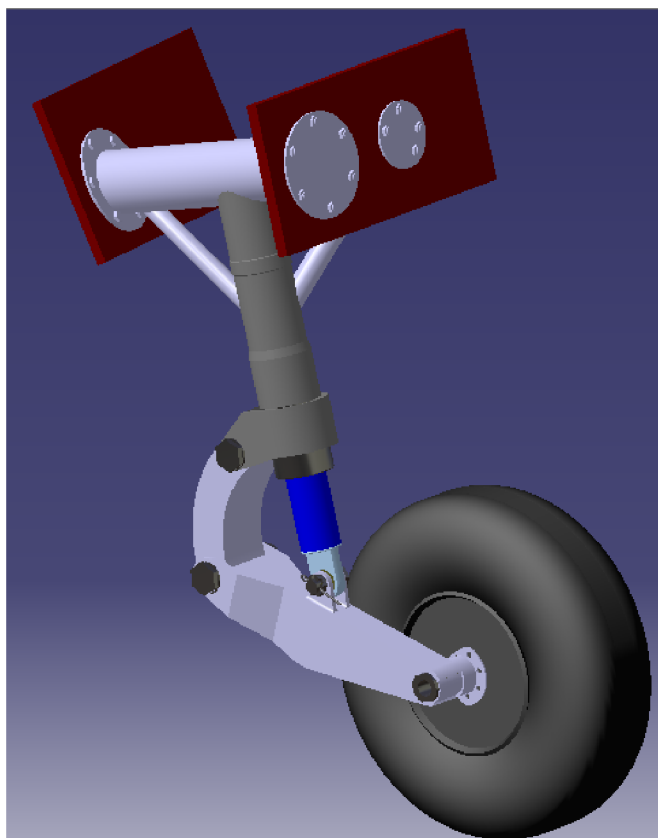
Obrázek 3.1: Geometrie podvozku WT10



Obrázek 3.2: Nový hlavní podvozek WT10

4. Konstrukce přistávacího zařízení - hlavní podvozek

Byla navržena konstrukce nového nezatahovacího podvozku, viz obrázek 4.1 a 4.2. Umístění podvozku na letounu je zobrazeno na obrázku 3.2. Jednotlivé součásti na obrázku 4.1 a 4.2 jsou barevně odlišeny z důvodu přehlednosti.

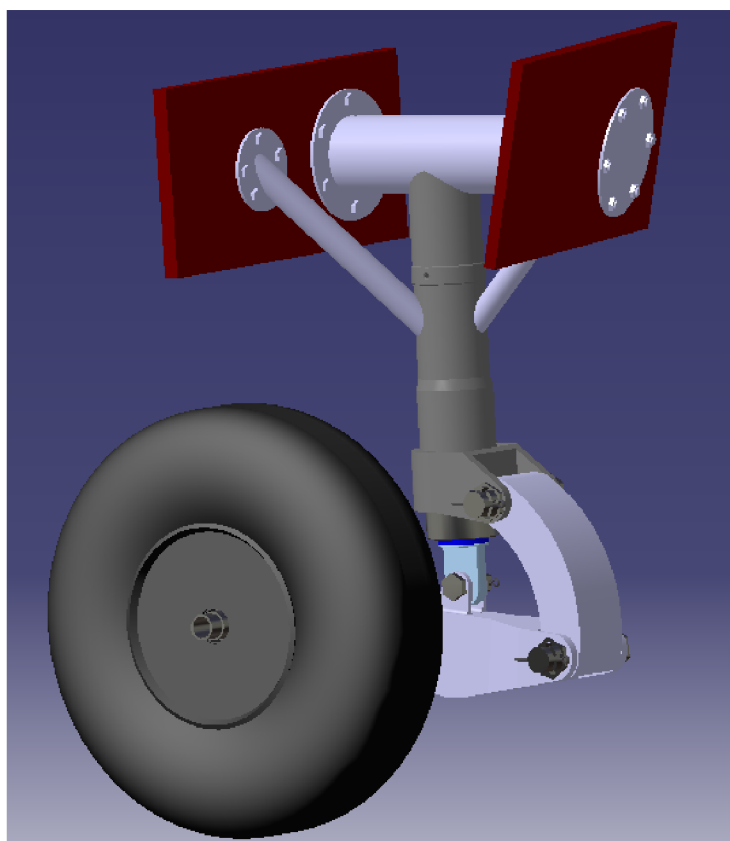


Obrázek 4.1: 3-D vizualizace hlavního podvozku při nezatíženém stavu

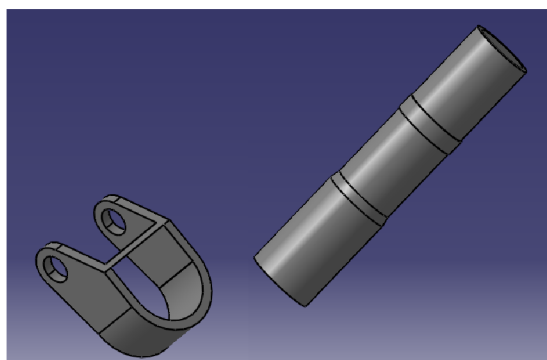
Podvozek se skládá z těchto součástí:

Tlumič Tlumič tvoří opěrnou nohu podvozku, viz obrázek 4.3. Na obrázku 4.3 je také vidět oko pro uchycení nůžek tlumiče. Výroba tohoto oka může být provedena svařením jednotlivých částí. Tyto části mohou být vyrobené z polotvaru plechu a trubky. Způsob obrábění se může zvolit například frézováním nebo levnější variantou, což je obrábění vodním paprskem.

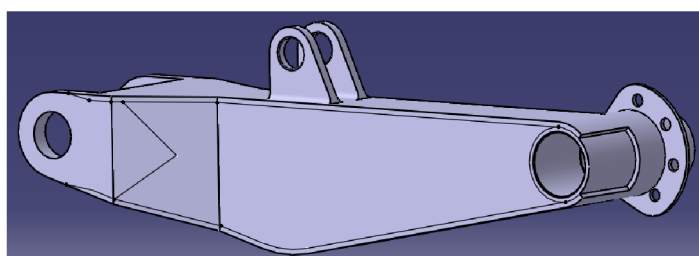
Vidlice Vidlice je vyrobena z plechu, viz obrázek 4.4. Tyto plechy jsou k sobě svařeny do obdélníkového průřezu. Další částí vidlice jsou malá oka sloužící pro uchycení šroubu s okem tlumiče a velká oka sloužící pro uchycení šroubu s okem nůžek. Obě tyto oka jsou přivařené k tělu vidlice. Náboj sloužící k uchycení čepu od kola podvozku je trubka svařená k vidlici.



Obrázek 4.2: 3-D vizualizace hlavního podvozku při plném stlačení tlumiče



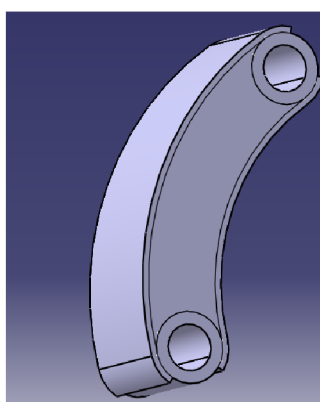
Obrázek 4.3: Válec tlumiče a oko pro uchycení nůžek



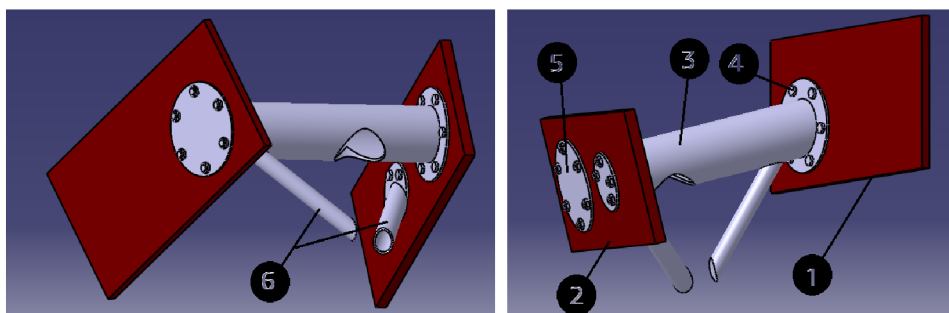
Obrázek 4.4: Vidlice podvozku

Nůžky Nůžky jsou vyrobené ze svařovaných plechů a trubek podobně jako u vidlice. Prohnutí nůžek bylo zvoleno z důvodu kolize v případě rovných nůžek s vidlicí při maximálním stlačení tlumiče. Nůžky jsou na obrázku 4.5.

Nosník podvozku Nosník podvozku (3) je přišroubován na každé straně nosníku šesti šrouby M8 (4) ke dvěma stojinám kompozitového nosníku křídla letounu naznačenými dvěma hnědými plochami na obrázku 4.6. Jeden nosník má funkci vedlejšího nosníku (1) křídla a druhý nosník (2) je pomocný, který slouží k připevnění podvozku. Velká podložka (5) slouží k lepšímu rozložení tlakového napětí způsobené utaženými šrouby (4). Válec tlumiče je s nosníkem (3) svařen. Nosník podvozku (3) může být vyroben z trubkového polotovaru. Pomocné nosné vzpěry (6) slouží k dodatečnému zpevnění podvozku a jsou rovněž vyrobeny z trubkového polotovaru.



Obrázek 4.5: Nůžky podvozku

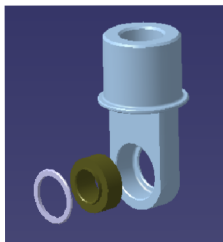


Obrázek 4.6: Nosník podvozku s naznačenými nosníky křídla

Spojovací šrouby a ložisko Šrouby použité pro spojení nůžek s vidlicí a nůžek s válcem tlumiče jsou lícové šrouby M18 s korunovou maticí a pojistnou závlačkou. Pro spoj mezi pístnicí tlumiče a vidlicí byl vybrán lícový šroub M15 s korunovou maticí a pojistnou závlačkou. Spojení mezi pístnicí tlumiče a vidlicí je navíc opatřeno naklápěcím ložiskem GE15 ES, kvůli možnému vzájemnému vyosení os ok tlumiče a vidlice. Viz obrázek 4.7. Podložka na obrázku je svařená s okem tlumiče. Podložka brání axiálnímu posunutí ložiska.

Ostatní komponenty Čep kola, brzda kola a disky jsou součásti vyráběné firmou Beringer. Uchycení brzdy kola k vidlici je řešeno prostřednictvím přivařeného dílce

k vidlici se čtyřmi otvory pro přišroubování brzdových čelistí. Dílec se nachází u náboje vidlice pro čep kola. Viz.obrázek 4.4.



Obrázek 4.7: Naklápěcí ložisko s okem tlumiče a podložkou

5. Pozemní zatížení

V této kapitole se vypočítá zatížení působící na hlavní podvozek během přistání dle předpisu CS-23. Všechny případy zatížení jsou počítány pro zadní polohu těžiště s maximální přistávací hmotností. Vychází se z obrázku 3.1. V této kapitole bylo čerpáno z [6], [5] a [16] a stavebního předpisu CS-23 [18].

5.1. Stanovení násobku během přistání

Výpočet násobku se provede podle odstavce předpisu CS-23.473. Tento odstavec stanovuje podmínky pro návrhovou přistávací hmotnost, rychlost klesání, provozní násobek zatížení setrvačnými silami a provozní násobek zatížení reakcí země.

Výrobce uvádí maximální přistávací hmotnost W rovnou maximální vzletové hmotnosti. Maximální přistávací hmotnost je:

$$M = M_{TOW} = 850kg = 1873,93lb \quad (5.1)$$

Klesací rychlost podle odrážky (d) se má pohybovat v intervalu od $7ft/s = 2,1m/s$ do $10ft/s = 3m/s$. Výpočet klesací rychlosti dle předpisu CS-23 je

$$v_y = 4.4 \cdot \left(\frac{M}{S}\right) = 4,4 \cdot \left(\frac{1873,93}{114,205}\right)^{\frac{1}{4}} = 8,85ft/s = 2,7m/s \quad (5.2)$$

Tato rychlost vyhovuje dle CS-23. Jelikož výrobce uvádí klesací rychlost 3 m/s, bude se uvažovat tato vyšší klesací rychlost.

V případě přistávacího zařízení s příďovým podvozkem se těžiště letounu nachází mezi hlavním a příďovým podvozkem. Těžiště není umístěno nad hlavním podvozkem, z tohoto důvodu vzniká excentrické zatížení během přistání na hlavní podvozek, kde vzniká reakční nárazová síla. Je tedy nutno vypočítat redukovanou hmotnost například dle [6]. Nejprve se určí poloměr setrvačnosti i_z :

$$i_z = (0.18 - 0.22) \cdot d = 0.2 \cdot d = 0,2 \cdot 7,5 = 1,5m \quad (5.3)$$

Největší zatížení na hlavní podvozek vzniká, když je těžiště letounu nejbližší hlavnímu podvozkou, proto se bude pouze uvažovat zadní centráž s maximální hmotností. Pro zadní centráž je excentricita rovna $e = 0.30846m$, viz obrázek 3.1 Redukovaná hmotnost je

$$M_{red} = \frac{M}{1 + \left(\frac{e}{i_z}\right)^2} = \frac{850}{1 + \left(\frac{0,30846}{1,5}\right)^2} = 815,51kg. \quad (5.4)$$

Násobek je definován jako poměr vzdušných sil ku tíze letounu nebo jako hmotnostních sil ku tíze letounu. Předpis CS-23 uvádí dva druhy násobku. První násobek vzniká setrvačnými silami a druhý násobek vzniká reakcí země. Při výpočtu násobku se vychází ze zákona zachování energie. Část potenciální a kinetické energie je pohlceno přistávacím zařízením a část energie převezme vztlačová síla křídla letounu.

Kinetická energie přistávacího rázu je

$$E_K = \frac{1}{2} M_{red} v_y^2 = \frac{1}{2} 815,51 \cdot 3^2 = 3669,8J. \quad (5.5)$$

Pro výpočet potenciální energie je potřeba odhadnout stlačení tlumiče h_{tl} a dráhy pneumatiky¹ h_{pn} při přistání. Odhad je stanoven na hodnotu $h = h_{pn} + h_{tl} = 75,6 + 169,9 = 245,5mm$. Při výpočtu potenciální energie se uvažuje, že dvě třetiny tíhy letounu převezme vztlačková síla křídla, dle CS-23. Výpočet kinetické energie je s tíhovým zrychlením $g = 9,81 \frac{m}{s^2}$

$$E_p = \frac{1}{3} M_{red} g h = \frac{1}{3} 815,51 \cdot 9,81 \cdot 0,2455 = 655J. \quad (5.6)$$

Celková energie na jednu nohu podvozku je

$$E_c = \frac{1}{2} (E_p + E_k) = \frac{1}{2} (655 + 3667) = 2163J. \quad (5.7)$$

Rázová síla R_y působící na kola podvozku, při účinnosti tlumiče $\eta_{tl} = 0,8$ a účinnosti pneumatiky $\eta_{pn} = 0,45$ je

$$R_y = \frac{E_c}{\eta_{tl} h_{tl} + \eta_{pn} h_{pn}} = \frac{2163}{0,80 \cdot 0,1699 + 0,45 \cdot 0,0756} = 12724N. \quad (5.8)$$

Provozní násobek zatížení reakcí od země je

$$n_z = \frac{2R_y}{G} = \frac{2R_y}{M_{red}g} = \frac{2 \cdot 2162,3}{815,51 \cdot 9,81} = 3,18. \quad (5.9)$$

Provozní násobek setrvačných sil je

$$n_s = n_z + \frac{2}{3} = 3,18 + \frac{2}{3} = 3,85. \quad (5.10)$$

5.2. Zatížení při stání na zemi

Nyní se vypočítá reakce působící na kolo hlavního podvozku R_{2y} a reakce působící na příďové kolo R_{1y} podvozku, podle silové a momentové rovnováhy, kdy hmotnost těžiště letounu je

$$G = M_{TOW}g = 850 \cdot 9,81 = 8339N.$$

Délkové rozměry a , b , $d = a + b$ jsou vidět na obrázku 3.1. Sílová a momentová rovnováha je

$$G = R_{1y} + R_{2y}, \quad (5.11)$$

$$0 = R_{1y}a - R_{2y}b. \quad (5.12)$$

Svislá složka síly v těžišti se do podvozkových noh hlavního podvozku rozdělí stejně. Síla působící na jednu nohu hlavního podvozku je

$$\frac{1}{2} R_{2y} = \frac{1}{2} \frac{a}{d} G = \frac{1}{2} \frac{1672}{1981} \cdot 8339 = 3520N. \quad (5.13)$$

¹Velikost dráhy pneumatiky je odhadnuto s ohledem na pákový převod podvozku.

5.3. Zatížení při vodorovném přistání s příďovým kolem těsně nad zemí

Letoun přistává pouze na hlavní podvozek. Pozemní zatížení příďového podvozku v okamžiku prvního přistávacího rázu je nulové, příďové kolo se nachází těsně nad zemí. Při výpočtu se uvažuje CS 23.479 (a) (2) (ii) a dodatek C - Základní podmínky pro přistání. Velikost složek sil v těžišti letounu je stejná jako v předchozím případě zatížení. Pro hmotnost $M = 850\text{kg}$ platí součinitel $K = 0,25$.

Zde se uvažuje, že těžiště se nachází nad hlavním podvozkem. Svislá i vodorovná složka síly v těžišti se do podvozkových noh rozdělí stejně. Působící síly na jedno kolo hlavního podvozku během přistání jsou

$$\frac{1}{2}R_{2y} = \frac{1}{2}n_z Mg = \frac{1}{2}3,18 \cdot 850 \cdot 9,81 = 13258N, \quad (5.14)$$

$$\frac{1}{2}R_{2x} = \frac{1}{2}kn_s Mg = \frac{1}{2}0,25 \cdot 3,85 \cdot 850 \cdot 9,81 = 4013N. \quad (5.15)$$

5.4. Zatížení při přistání s velkým úhlem podélného sklonu

Letoun přistává pouze na hlavní podvozek s velikostí úhlu podélného sklonu, kdy účinek setrvačné a reakční síly se uvažuje pouze ve svislém směru. V těžišti působí pouze síla F_{Ty} . Pro výpočet je použit dodatek C ze stavebního předpisu CS-23 - Základní podmínky pro přistání.

Zde se uvažuje, že těžiště se nachází nad hlavním podvozkem. Svislá složka síly v těžišti se do podvozkových noh rozdělí stejně. Působící síla na jedno kolo hlavního podvozku během přistání je

$$\frac{1}{2}R_{2y} = \frac{1}{2}n_z Mg = \frac{1}{2}3,18 \cdot 850 \cdot 9,81 = 13258N. \quad (5.16)$$

5.5. Zatížení při přistání na jednu podvozkovou nohu

Podmínky pro přistání na jedno kolo stanovuje odstavec CS 23.483. Letoun je ve vodorovné poloze a země se dotýká pouze jedním kolem hlavního podvozku, reakce v jedné podvozkové noze musí být stejná jako reakce při vodorovném přistání podle CS 23.479.

Síly působící na jedno kolo hlavního podvozku jsou

$$\frac{1}{2}R_{2y} = 13258N, \quad (5.17)$$

$$\frac{1}{2}R_{2x} = 4013N. \quad (5.18)$$

5.6. Boční zatížení

Vodorovné síly ve směru rozpětí křídla vznikají při přistání s bočním větrem nebo při zatáčení během pojíždění. Odstavec CS 23.483 pro určení svislých i bočních sil stanovuje

provozní násobky svislého statického zatížení. Reakce jsou uvažovány pouze v hlavním podvozku. Provozní násobek svislého zatížení v těžišti letounu je stanoven na hodnotu 1,33. Boční provozní násobek je stanoven na hodnotu 0,83, který se do podvozkových noh hlavního podvozku rozděluje v poměru 0,33 a 0,5. Svislá a boční složka síly v těžišti je využitím násobků

$$F_{Ty} = n_y Mg = 1,33 \cdot 850 \cdot 9,81 = 11090N,$$

$$F_{Tz} = n_z Mg = 0,83 \cdot 850 \cdot 9,81 = 6921N .$$

Svislá složka síly v těžišti se do podvozkových noh rozdělí stejně. Síla ve směru y působící na jedno kolo hlavního podvozku je

$$\frac{1}{2}R_{2y} = \frac{1}{2}F_{Ty} = \frac{1}{2}11090 = 5545N. \quad (5.19)$$

Jednotlivé síly působící ve směru z se rozdělí na každé kolo hlavního podvozku dle velikosti násobku následovně

$$R_{2z_1} = n_{z_1} Mg = 0,5 \cdot 850 \cdot 9,81 = 4169N, \quad (5.20)$$

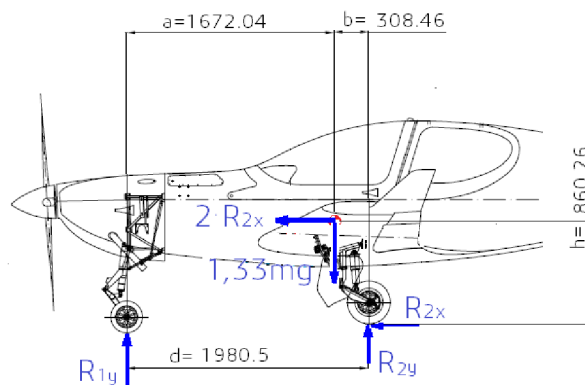
$$R_{2z_2} = n_{z_2} Mg = 0,33 \cdot 850 \cdot 9,81 = 2752N . \quad (5.21)$$

5.7. Zatížení při brzdění

Předpis v odstavci CS 23.493 určuje podmínky brzdění při pojíždění na dráze. Uvažovány jsou podmínky pro vodorovné přistání. Jako v předchozím případě, i v tomto je stanovena svislá a odporová složka síly v těžišti letounu pomocí provozního násobku statického zatížení, který je 1,33 pro svislou a 0,8 pro odporovou složku. Setrvačná síla v těžišti je uvažována pouze ve směru tíhové síly, využitím násobku ji lze stanovit jako

$$F_{Ty} = n_y Mg = 1,33 \cdot 850 \cdot 9,81 = 11090N,$$

Svislá složka síly v těžišti se do podvozkových noh rozdělí stejně. Nyní sestavíme silovou a momentovou rovnováhu, kdy jednotlivé síly a rozměry jsou vyznačeny na obrázku 5.1:



Obrázek 5.1: Síly působící na podvozek během brzdění

$$R_{1y} = \frac{2R_{2x} \cdot h + 1,33 \cdot mg(d - a)}{d} \quad (5.22)$$

$$R_{2y} \cdot 2 + R_{1y} = 1,33 \cdot mg \quad (5.23)$$

$$R_{2x} = R_{2y} \cdot 0.8 \quad (5.24)$$

Úpravou rovnic (5.22), dostaneme jednotlivé reakce v příďovém podvozku R_{1y} a v hlavním podvozku R_{2y}, R_{2x} :

$$R_{1y} = \frac{1,33 \cdot mg(0,8 \cdot h + d - a)}{d + 0,8 \cdot h} = \frac{1,33 \cdot 850 \cdot 9,81 \cdot (0,8 \cdot 860,26 + 1980,5 - 1672,04)}{1980,5 + 0,8 \cdot 860,26} = 4142N$$

$$R_{2y} = \frac{1,33 \cdot mg - R_{1y}}{2} = 3474N$$

$$R_{2x} = R_{2y} \cdot 0,8 = 2779N$$

5.8. Rozhodující pozemní zatížení uvažované pro výpočet pevnosti

Největší pozemní zatížení, které přenáší hlavní podvozek do draku letounu je při vodorovném přistání s příďovým kolem těsně nad zemí. V tomto případě vzniká největší svislá $R_Y = 13258N$ i vodorovná $R_X = 4013N$ síla působící na podvozek.

6. Tlumič hlavního podvozku

Zařízením podílející se na pohlcení energie letounu během přistání je tlumič podvozkových vzpěr a pneumatika. Na jejich vlastnostech záleží namáhání přistávacího zařízení a pojíždějící vlastnosti letounu. Bez těchto tlumících komponent by se letoun během přistání nejen vážně poškodil, ale mohl by způsobit zranění lidské posádky letounu. Proto je důležité věnovat stejnou pozornost při návrhu a dimenzování přistávacího zařízení jako při návrhu a výpočtu jiných nezbytných částí letounu, například draku letounu.

V této kapitole bylo čerpáno z [1], [6],

6.1. Funkce a požadavky na tlumič podvozkových vzpěr

Tlumič podvozkových vzpěr má splňovat tyto hlavní požadavky:

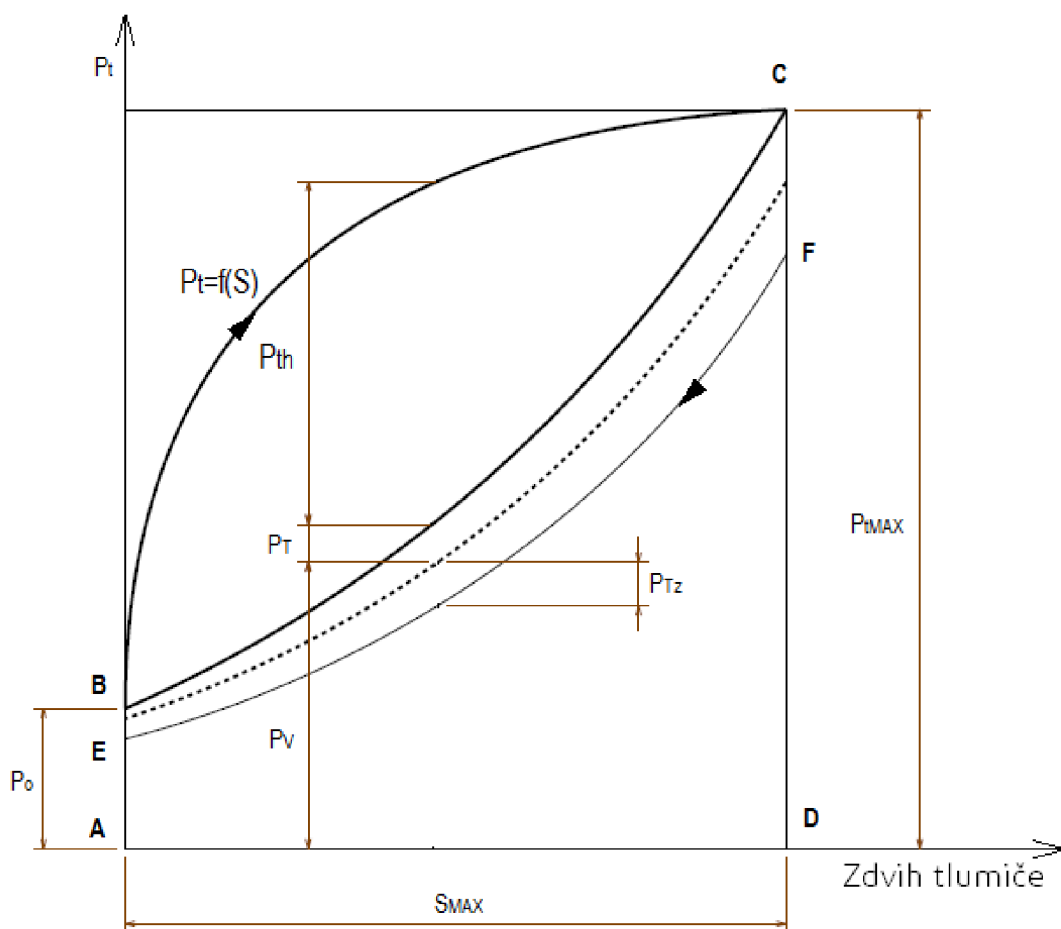
1. zachytit při přímém zdvihu kinetickou a třetinu potenciální energie nárazu (dle CS-23)
2. zachycovat tuto energii tak, aby síly v tlumiči vzrůstaly plynule, dosahující maximální velikosti na konci přímého zdvihu
3. mít co největší hysterezi
4. mít dostatečně tuhou nosnou konstrukci podvozku
5. tlumící vlastnosti tlumiče se nesmějí měnit se změnou teploty

6.2. Hydraulicko-pneumatický tlumič

Hydraulicko-pneumatický tlumič spolu s pneumatikou mění kinetickou a potenciální energii letounu během přistání na energii tlakovou, tepelnou, deformační a na energii třecí.

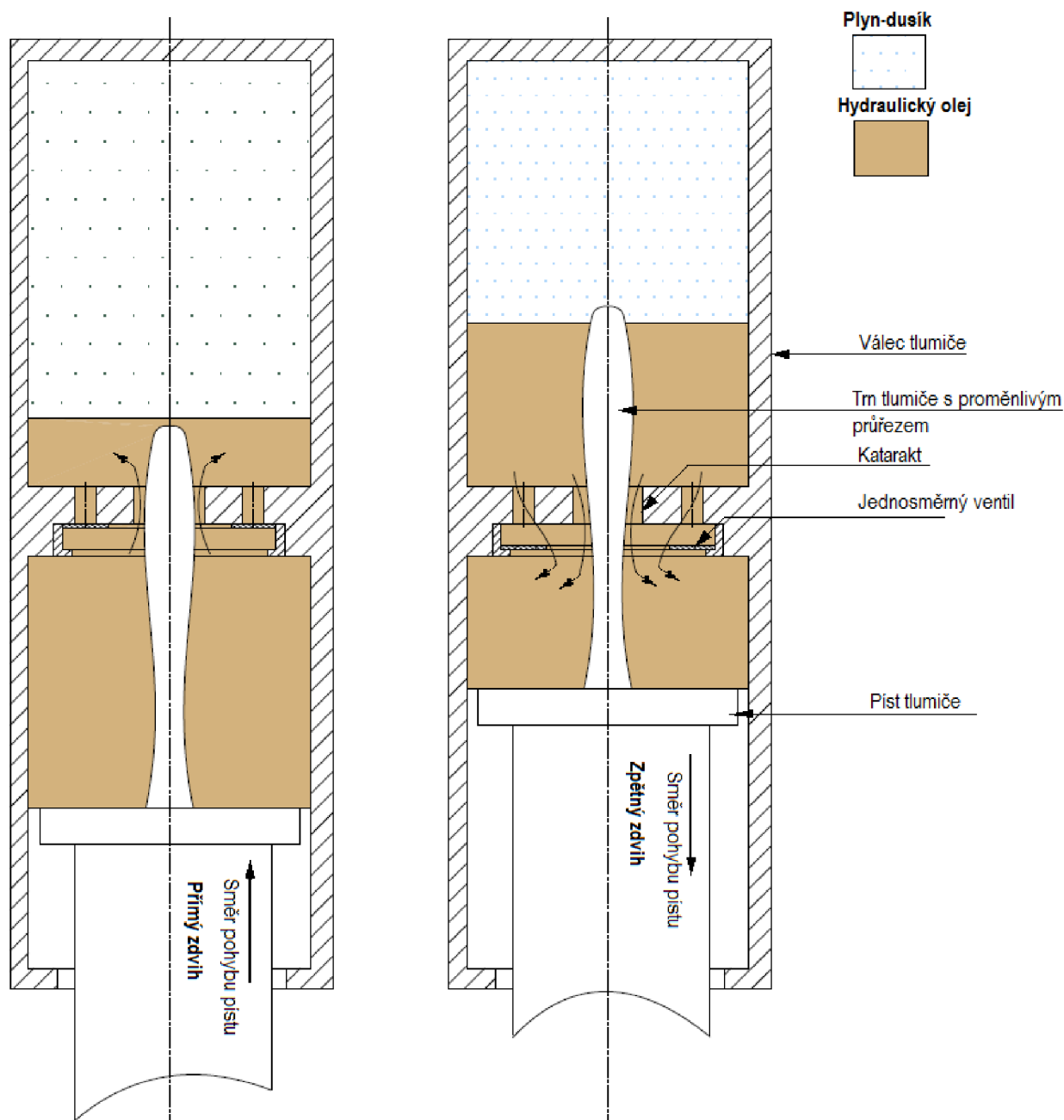
Tlakovou energii v tlumiči přebírá stlačitelný plyn, který má funkci pružícího elementu tlumiče. Plyn, který se v těchto tlumících používá je dusík. Dusík je inertní a stabilní plyn, který brání možné explozi během relativně vysokých teplot, které by jinak mohly nastat, pokud bychom použili obyčejný vzduch. Vzduch navíc vytváří vhodné podmínky pro tvorbu koroze. Termodynamický proces, který v plynu probíhá je polytropický děj, viz obr. 6.1, kde průběh tlakové síly P_V je znázorněn čárkovanou čarou. Dle [1] se polytropický exponent pohybuje okolo hodnot od $\kappa = 1,1$ až do $\kappa = 1,35$. Tyto hodnoty závisí na rychlosti komprese. Pokud dojde k rychlému stlačení plynu, tak se plyn nestačí ochladit a má tudíž i vyšší polytropický exponent. Další faktorem ovlivňující polytropický exponent je ten, zda dochází k mísení plynu s hydraulickým olejem. Pokud dojde k rozprašení oleje do plynu, dojde k rychlejšímu ochlazení plynu a termodynamický proces má charakter spíše izotermický, pro tento případ se volí $\kappa = 1,1$. Skripta [6] uvádí, že tento exponent může být i menší jak jedna, konkrétně $\kappa = 0,9$. Tato hodnota byla zjištěna během experimentu, kdy se olej v tlumiči rozprašoval do vzduchu. Plyn v tlumiči stlačuje téměř nestlačitelná kapalina, tedy hydraulický olej, který protéká kataraktem tlumiče, jak je znázorněno na obr. 6.2. Při protékání oleje kataraktem se olej urychluje, vzniká turbulentní proudění a získaná kinetická energie se posléze mění na teplo vlivem viskózního smykového napětí oleje. Zde tedy vznikají energetické ztráty vlivem hydraulického

odporu. Pro prvotní návrh tlumiče se dle [7] počítá s koeficientem hydraulického odporu zahrnující místní i třecí ztráty $C_d = 0,8$. Síla bránící průtoku oleje skrz katarakt P_{th} je rovna $P_t - (P_V + P_T)$, viz obr. 6.1. Další disipace energie v tlumiči probíhá při vzniku třecích sil v ucpávkách a těsněních mezi válcem a pístem tlumiče. Třecí síly se dají vyjádřit $P_T = \mu P_V$, kde μ je součinitel tření, viz [8]. Konstrukce tlumiče a nosných vzpěr podvozku se chovají jako pružící části, kde se může uchovat deformační energie. To ovšem vede k deformaci funkčních částí tlumiče a jiných elementů a může vést k nedokonalému fungování až nefunkčnosti tlumiče. Proto budeme uvažovat pro výpočet tlumiče dokonale tuhou konstrukci všech částí podvozku, až na vyjímaje pneumatiky.



Obrázek 6.1: Pracovní diagram tlumiče

Existují různé druhy hydraulicko-pneumatického tlumiče. Liší se jednak vnitřním uspořádáním a konstrukcí, a také způsobem brzdění zdvihu tlumiče. Konstrukce a uspořádání tlumiče může být s trnem nebo plunžrem, případně obojím. Dále se tlumiče dělí na jednokomorové a dvoukomorové. Výhody jednokomorového tlumiče oproti dvoukomorovému tlumiči jsou menší výrobní náklady a složitost, ale na druhé straně má horší hysterezi a dochází k mísení oleje s dusíkem. Pro menší letouny postačí tlumič jednokomorový. Brzdění zdvihu tlumiče probíhá, buď při přímém zdvihu, při zpětném zdvihu, nebo probíhá při obou zdvizích. Dle [9] a [10] je účinnost tlumiče brzdění:



Obrázek 6.2: Schéma hydraulicko-pneumatického tlumiče

při přímém zdvihu (komprese) $\eta_{tl} = 0,8 - 0,85$,

při zpětném zdvihu (expanze) $\eta_{tl} = 0,55 - 0,7$,

při obou zdvizích $\eta_{tl} = 0,8 - 0,85$.

Tato práce se dále zabývá výpočtem hydraulicko-pneumatického tlumiče jednodukového s trnem a při brzdění přímého zdvihu. Tento tlumič je znázorněn na obr. 6.2.

Velikost energie, kterou je tento tlumič schopen převzít je dána plochou ABCDA v pracovním diagramu tlumiče, viz obr. 6.1. Tato plocha je vymezená křivkou P_t . P_t je síla působící na píst tlumiče během přistání letounu a je rovná součtu síly tlakové P_V , třecí P_T a síle od průtokových odporů P_{th} . Tyto síly vznikají v tlumiči během jeho stlačování. Při zpětném pohybu pístu tlumiče vykonává práci tlaková síla P_V rovnou ploše AEFDA, která je zmenšena o práci spotřebovanou třecími silami ucpávek, viz obr. 6.1. Účinnost tlumiče je dána podílem $\eta_{tl} = \frac{ABCD A}{P_{tMAX} S_{MAX}}$.

6.3. Statický výpočet hydraulicko-pneumatického tlumiče

Z kapitoly 5 byla získána statická síla $R_{Y_{STAT}} = 3520N$, která působí na jednu nohu hlavního podvozku při stání letounu na zemi s hmotností $M_{TOW} = 850kg$ a maximální síla $R_{Y_{DYN}} = 13258N$ působící na jednu nohu hlavního podvozku při dynamickém dopadu letounu pouze na hlavní podvozek s hmotností $M_{TOW} = 850kg$. Tyto dvě síly se uvažují pro statický výpočet tlumiče. Hlavní podvozek je pákového uspořádání, tudíž vzniká odlišná síla působící na kolo podvozku a tlumiče. Tento rozdíl je dán převodem $\varphi(S)$, kdy platí:

$$P_t = P_k \varphi(S) \quad (6.1)$$

kde P_t je síla působící na tlumič a P_k je síla působící na pneumatiku.

V modulu kinematics programu CATIA byla naměřená data určující závislost mezi zdvihem tlumiče S a úhlem sklonu páky α . Tato závislost $\alpha = f(S)$ vyšla téměř lineárně, proto byla použita lineární regrese naměřených dat v Matlabu, viz obr. 6.4.

Lineární závislost $\alpha_{rad} = f(S)$ vychází

$$\alpha_{rad} = -0,00885S + 0,5398, \quad (6.2)$$

kde S se zadává v mm . Poté se vyjádří závislost převodu sil $\varphi^*(\alpha_{rad})$ na úhlu α_{rad} , viz rovnice (6.3).

$$\varphi^*(\alpha_{rad}) = \frac{A + B}{A} = \frac{280 \cos(\alpha_{rad}) \cos(19,48^\circ \frac{\pi}{180})}{120 \cos(\alpha_{rad} - 19,48^\circ \frac{\pi}{180})}, \quad (6.3)$$

kde délkové rozměry A, B , zdvih tlumiče S a úhel α jsou zobrazeny na obr. 6.3. Po proložení funkce $\varphi^*(\alpha_{rad})$ lineární regresí se získá jednodušší tvar rovnice (6.3) a to:

$$\varphi^*(\alpha_{rad}) = -0,75\alpha_{rad} + 2,33. \quad (6.4)$$

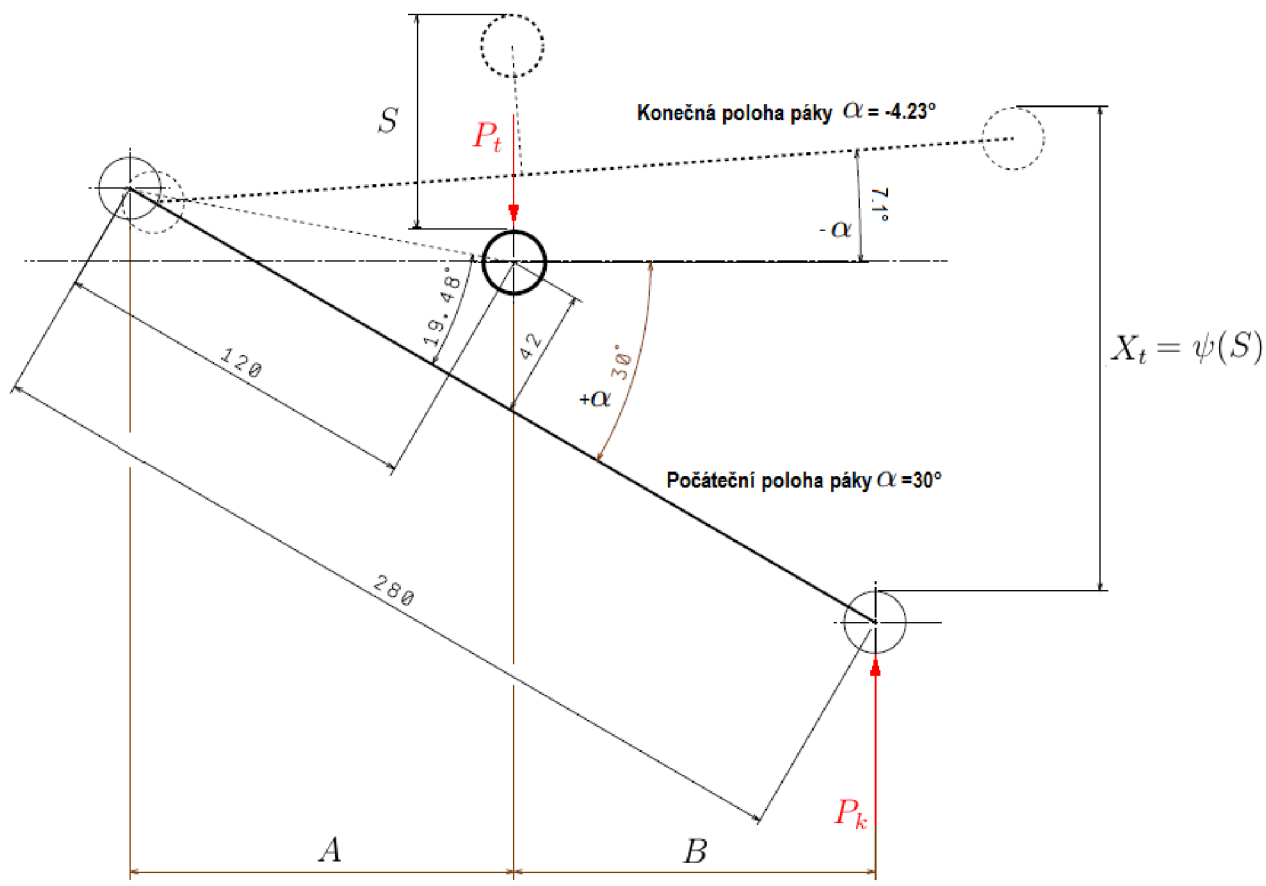
Konečný tvar převodní funkce po úpravě $\varphi(S) = \varphi^*(f(S))$ je

$$\varphi(S) = 0,0066375S + 1,92515, \quad (6.5)$$

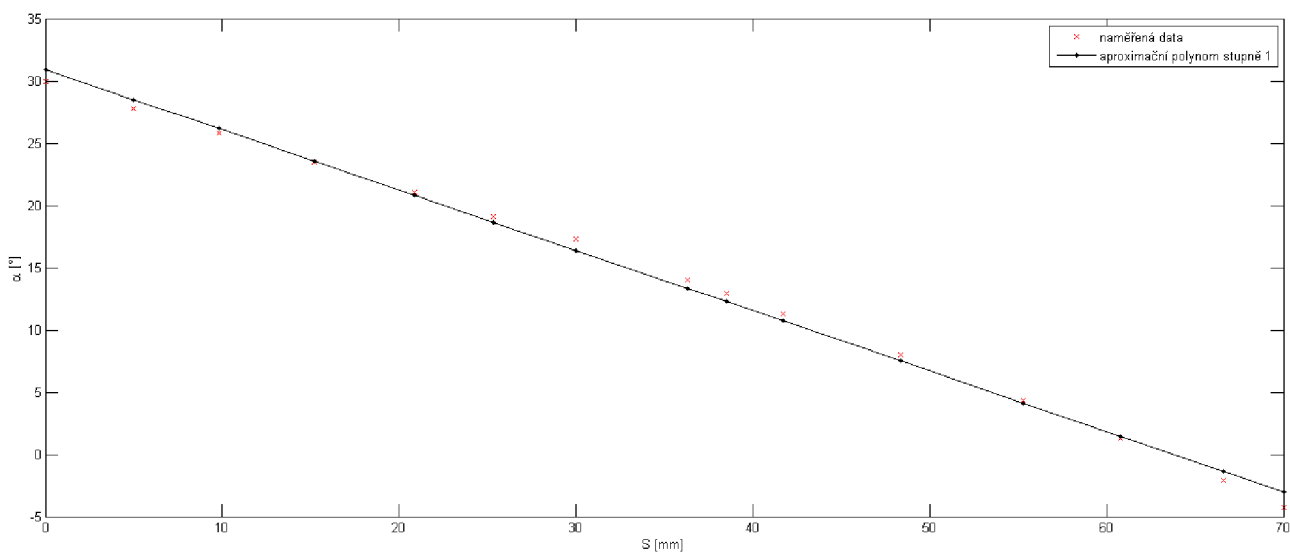
kde hodnoty S se opět zadávají v mm .

Maximální zdvih tlumiče je $S_{MAX} = 75mm$. Dle [1] se u malých letounů volí 45 % stlačení tlumiče ze staticky zatíženého do maximálně dynamicky zatíženého tlumiče. Zdvih tlumiče z nezataženého do staticky zatíženého tlumiče je $S_{STAT} = 0,55 \cdot S_{MAX} = 41,25mm$. Jednotlivé převodníky $\varphi(S)$ a síly působící na jeden tlumič jsou v tabulce 6.1.

Zvolené hodnoty tlumiče:



Obrázek 6.3: Kinematika páky hlavního podvozku



Obrázek 6.4: Závislost mezi zdvihem tlumiče a úhlem páky podvozku

1. Průměr válce tlumiče $D_V = 50\text{mm} \Rightarrow$ plocha válce je $A_V = \frac{D_V^2 \pi}{4} = 1963,5\text{mm}^2$,

Zatížení	Zdvih tlumiče S	Převodní funkce $\varphi(S)$	Reakce od země P_K	Síla v tlumiči P_t
Dynamické	75mm	2,4	13258N	31820N
Statické	41,25mm	2,18	3520N	7674N

Tabulka 6.1: Síly působící na jeden hlavní podvozek

- Počáteční relativní tlak nezatíženého tlumiče $p_1 = 1,5MPa (= 217,5psi^1)$.
- Hodnota polytropického exponentu $\kappa = 1,1 \Rightarrow$ je uvažováno rozprašování oleje do plynu
- Hodnota součinitele tření v ucpávkách, ve vedení a v těsnění je $\mu = 0,1^2$. Třecí síla je pak přímo úměrná tlaku ve válci p_x , velikosti plochy válce A_v a součinitelem tření μ .

Výpočet relativního tlaku při staticky zatíženém tlumiči:

$$p_2 = \frac{P_{tSTAT}}{A_V(1 + \mu)} = \frac{7674}{1963,5(1 + 0,1)} = 3,553MPa. \quad (6.6)$$

Výpočet relativního tlaku při dynamicky zatíženém tlumiči:

$$p_3 = \frac{P_{tDYN}}{A_V(1 + \mu)} = \frac{31820}{1963,5(1 + 0,1)} = 14,733MPa. \quad (6.7)$$

Výpočet objemu nezatíženého tlumiče V_1 byl proveden iteračně v programu Matlab. Rovnice, která se iterovala je:

$$V_1^\kappa = \frac{p_3^A(V_1 - A_V S_{MAX})^\kappa}{p_1^A}. \quad (6.8)$$

Výsledná hodnota je uvedena v tabulce 6.2. Tlaky p_1^A, p_3^A jsou označené horním indexem A, neboť se jedná o absolutní tlak a jsou rovny:

$$p_1^A = p_1 + p_a = 1,5 + 0,1 = 1,6MPa,$$

$$p_3^A = p_3 + p_a = 14,733 + 0,1 = 14,833MPa,$$

kdy p_a je atmosférický tlak. Průběh objemů pro daný tlak je

$$V_x = \left(\frac{p_1^A V_1^\kappa}{p_x^A} \right)^{\frac{1}{\kappa}}, \quad (6.9)$$

jednotlivé tlaky a objemy pro dané zatížení jsou uvedeny v tabulce 6.2.

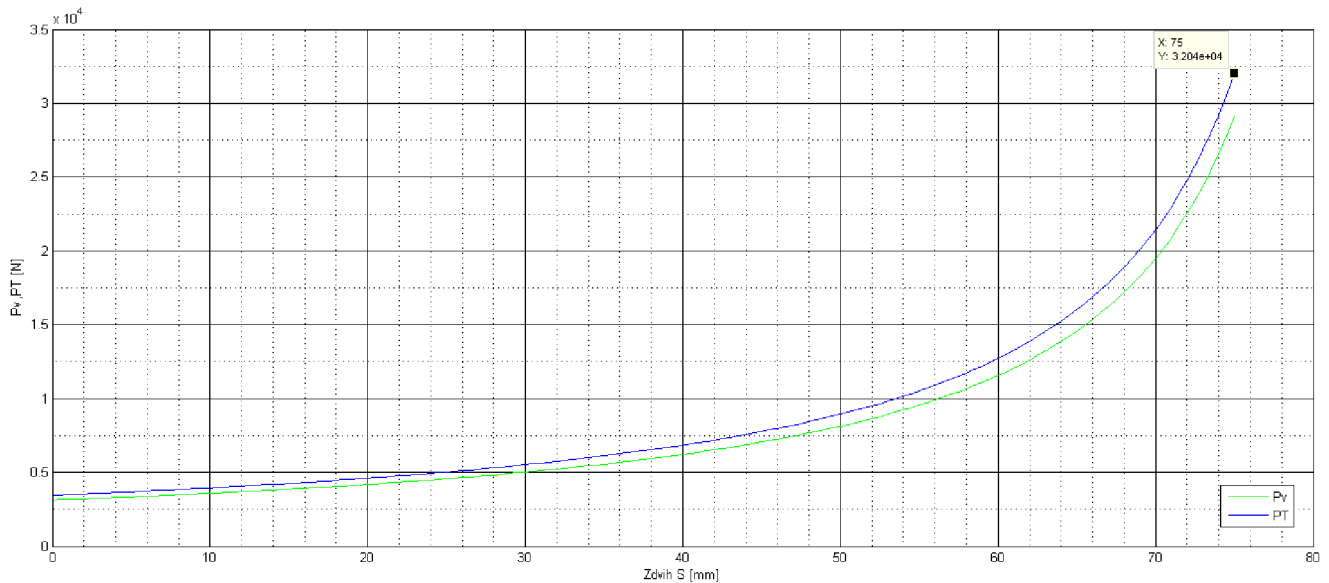
Následující graf 6.5 udává závislost zatížení tlumiče na jeho zdvihu S . Tlaková síla je zvětšená o třecí síly v ucpávkách a těsněních bez uvažování odporu oleje protékající kataraktem.

¹Hodnota počátečního tlaku p_1 by měla být od 60psi do 350psi, viz [1].

²Tato hodnota se uvažuje pro prvotní návrh tlumiče, viz [8]

Zatížení tlumiče	Objem válce plynu tlumiče	Relativní tlak ve válci	výška objemu
Nezatížený	$V_1 = 169671,2 \text{ mm}^3$	$p_1 = 1,5 \text{ MPa}$	$86,4 \text{ mm}$
Statický	$V_2 = 80107,29 \text{ mm}^3$	$p_2 = 3,553 \text{ MPa}$	$40,8 \text{ mm}$
Dynamický	$V_3 = 22408,76 \text{ mm}^3$	$p_3 = 14,733 \text{ MPa}$	$11,4 \text{ mm}$

Tabulka 6.2: Výpočet polytropické komprese s exponentem $\kappa = 1,1$



Obrázek 6.5: Křivka tlakové síly polytropického děje a sil vzniklých třením

6.4. Výpočet kataraktu hydraulicko-pneumatického tlumiče

Diagram 6.1 určuje charakteristiku tlumiče. Při návrhu kataraktu tlumiče se postupuje podle dvou metod. První metodou je návrh tlumiče podle předem navrženého pracovního diagramu, kdy se spočítá proměnlivá plocha kataraktu v závislosti na stlačení tlumiče. U druhé metody návrhu tlumiče se postupuje opačně. Nejprve se navrhne tlumič, poté se změří jeho charakteristiky a podle těchto charakteristik vytvoří pracovní diagram. První metoda má výhodu v tom, že nahrazuje dlouhé a drahé počáteční zkoušky. V této práci je použita první metoda.

Prvním krokem výpočtu je návrh pracovního diagramu tlumiče. Jako nejlepší varianta diagramu pro závislost $P_t = f(S)$ se volí kubická parabola s rovnicí

$$P_t = P_o + k_t S^{\frac{1}{3}},$$

kde síly P_o a P_t jsou popsány v diagramu obr. 6.1.

$$P_o = p_1 A_v (1 + \mu) = 1,5 \cdot 1963,5 \cdot (1 + 0,1) = 3239,78 \text{ N} \quad (6.10)$$

Konstanta k_t se vypočítá z okrajových podmínek pro $P_{t_{MIN}} = P_o = f(S_0)$ a $P_{t_{MAX}} = f(S_{MAX}) = 31820 \text{ N}$ následovně:

$$k_t = \frac{P_{t_{MAX}} - P_o}{S_{MAX}^{\frac{1}{3}}} = \frac{31820 - 3239,78}{0,075^{\frac{1}{3}}} = 67770,48 \text{ N/m}^{\frac{1}{3}}. \quad (6.11)$$

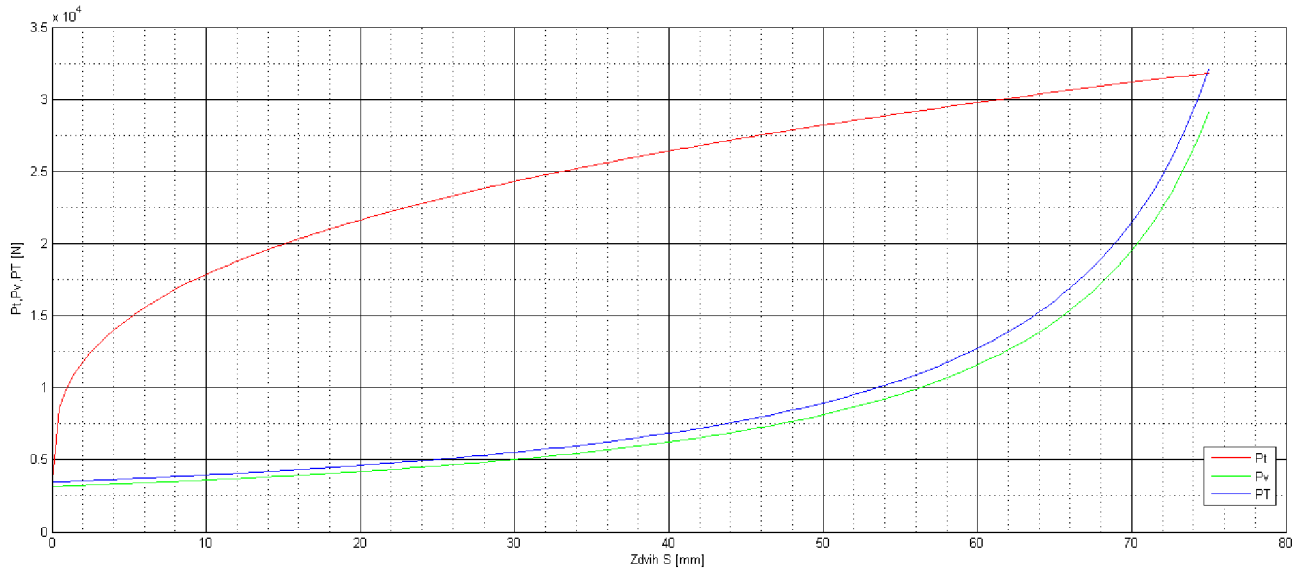
Energie, kterou jeden tlumič převezme je dána

$$E_{TL} = \int_0^{S_{MAX}} (P_o + k_t S^{\frac{1}{3}}) dS = \int_0^{S_{MAX}} (3239,78 + 67770,48 \cdot S^{\frac{1}{3}}) dS = 1850,6 \text{ J}. \quad (6.12)$$

Účinnost η_{tl} tohoto pracovního diagramu je

$$\eta_{tl} = \frac{\int_0^{S_{MAX}} P_t(S) dS}{P_{t_{MAX}} S_{MAX}} = \frac{\int_0^{0,075} (3239,78 + 67770,48 \cdot S^{\frac{1}{3}}) dS}{31820 \cdot 0,075} = 0,78 \quad (6.13)$$

Výsledný diagram tlumiče je na obr. 6.6.



Obrázek 6.6: Pracovní diagram tlumiče

K dalšímu výpočtu kataraktu tlumiče je nutné určit závislost mezi zdvihem tlumiče S a dráhou³ osy kola X_t , viz obr. 6.3. Byly opět naměřeny data z modulu kinematics CATIA a získaná závislost $X_t = f(S)$ je kvadratická, viz obr. 6.7.

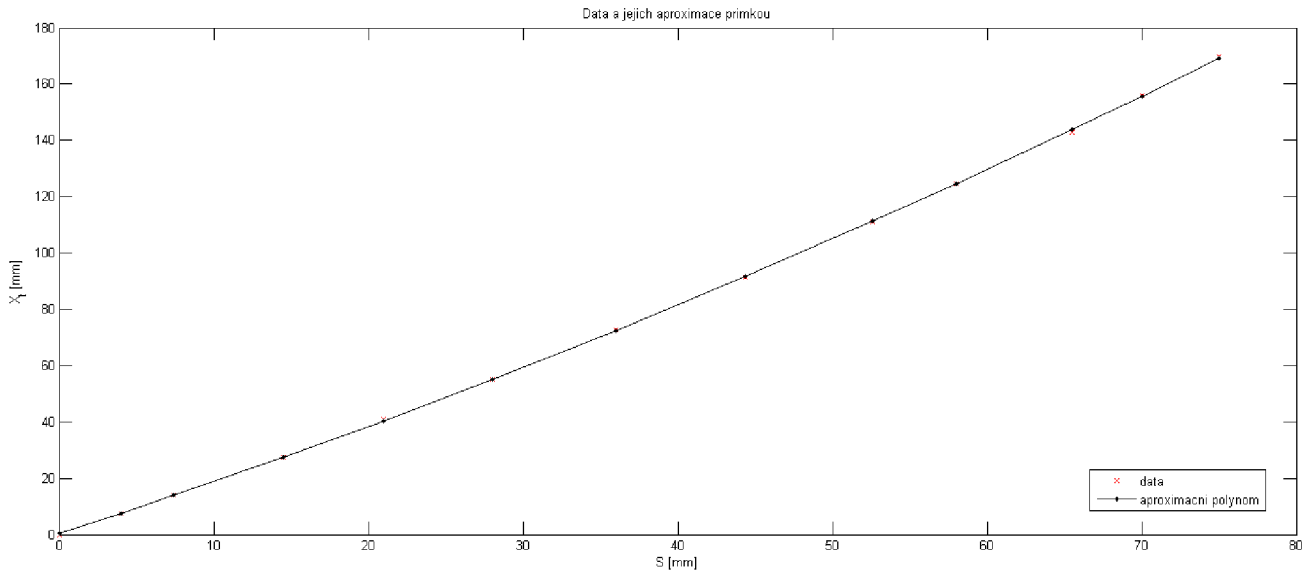
Parabola kvadratické regrese je rovna:

$$X_t = \psi(S) = 0,0064 \cdot S^2 + 1,7691 \cdot S, \quad (6.14)$$

kde hodnoty S, X_t jsou v mm .

K výpočtu tlumiče je nutný pracovní diagram pneumatiky, viz obr. 6.8. Tento diagram je pouze přibližný, vychází na základě hodnot z katalogu Michelin [13]. Účinnost pracovního diagramu pneumatiky bývá kolem $\eta_{pn} = 0,45$, viz [6],[9], [10], [8]. Z pracovního

³V této kapitole byly zaměněny souřadnice Y za X .



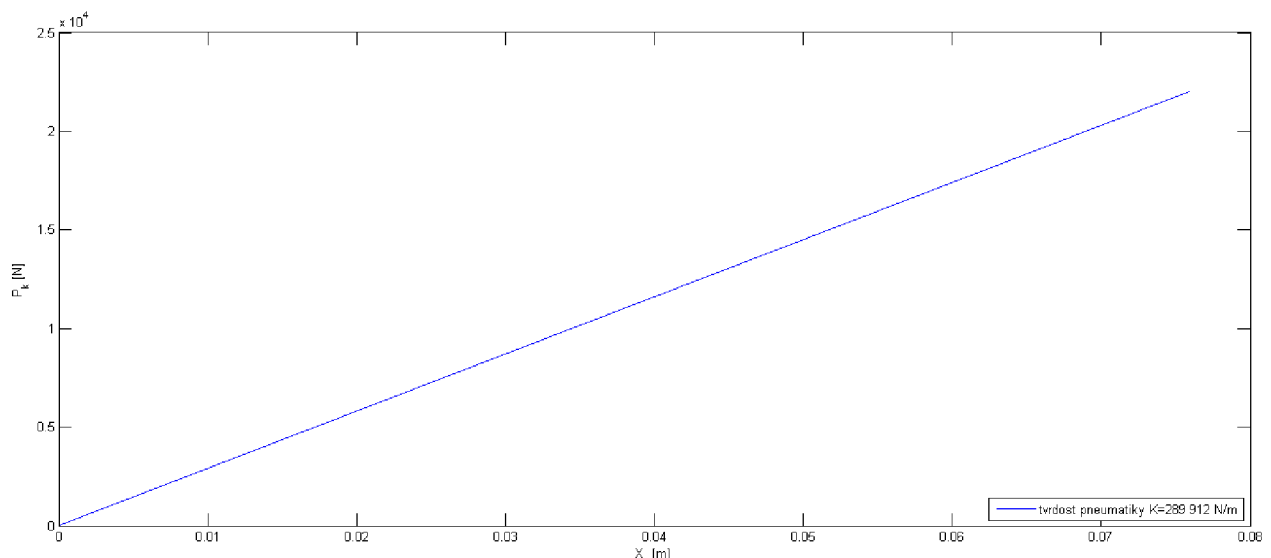
Obrázek 6.7: Závislost $X_t = \psi(S)$

diagramu byla odečtena tvrdost pneumatiky $K = 289912 \frac{N}{m}$. Pro sílu působící na pneumatiku od země platí rovnice (6.1). Při působení země na pneumatiku se pneumatika stlačí

$$X_K = \frac{P_K}{K} = \frac{P_t}{K\varphi(S_0)}. \quad (6.15)$$

Energii, kterou převezme jedna pneumatika je:

$$E_{kolo} = \eta_{pn} P_{K_{MAX}} X_{K_{MAX}} = \eta_{pn} \frac{P_{t_{MAX}}}{\varphi(S_{MAX})} \frac{P_{t_{MAX}}}{K\varphi(S_{MAX})} = 272,84 J. \quad (6.16)$$



Obrázek 6.8: Přibližný pracovní diagram pneumatiky

Průběh stlačování pneumatiky a tlumiče při nárazu podvozku o zem je rozděleno na dvě části. V první části pohybu nastává pouze stlačování pneumatiky a v druhé fázi se stlačuje jak tlumič, tak i pneumatika. Druhá část pohybu začíná tehdy, když začne pracovat tlumič. V první okamžiku doteku kol podvozku země má letoun svislou složku energie:

$$E_{k_0} = \frac{1}{2} M_{RED} v_0^2 = \frac{1}{2} 815,51 \cdot 3^2 = 3669,79J \quad (6.17)$$

Velikost síly, kdy ještě nezačne pracovat tlumič je menší nebo rovno P_o , viz rovnice (6.10). Maximální síla působící na pneumatiku než začne pracovat tlumič je rovna $P_{K_0} = P_o/\varphi(S_0)$. Pneumatika se stlačí

$$X_{K_0} = \frac{P_{K_0}}{K} = \frac{P_o}{K\varphi(S_0)} = \frac{3239,78}{289912\varphi(0)} = 0,0058m. \quad (6.18)$$

V první části pohybu převezme jedna pneumatika energii rovnou:

$$E_{kolo_0} = \eta_{pn} P_{K_0} X_{K_0} = \eta_{pn} \frac{P_o^2}{K\varphi^2(S_0)} = 0,45 \frac{3239,78^2}{289912\varphi^2(0)} = 4.4J \quad (6.19)$$

Na konci první části pohybu má vertikální rychlost těžiště letounu v_1 :

$$v_1 = \left(\frac{2(E_{K_0} - 2E_{kolo_0})}{M_{red}} \right)^{1/2} = \left(\frac{2(3661 - 2 \cdot 4,4)}{815,51} \right)^{1/2} = 2,99m/s \quad (6.20)$$

Výpočet druhé části pohybu, kdy se začne stlačovat tlumič s pneumatikou. Seznam jednotlivých energií vstupujících do výpočtu:

Kinetická energie těžiště $E_{k_n} = \frac{1}{2} M_{red} v_n^2$

Potenciální energie těžiště⁴ $E_{p_n} = \frac{1}{3} M_{red} g (X_{K_n} + X_{t_n})$

Práce pneumatiky $E_{kolo_n} = \eta_{pn} X_{K_n} P_{K_n}$

Práce tlumiče $E_{TL_{n,n+1}} = \int_{S_n}^{S_{n+1}} P_t(S) dS = P_o(S_{n+1} - S_n) + \frac{3}{4} k_t (S_{n+1}^{4/3} - S_n^{4/3})$

Výpočet druhé části pohybu podvozku probíhá po krocích $\Delta S = 0,5 \text{ mm}$ od $S_0 = 0, S_1 = 0,5; \dots$ až do $S_{150} = 75mm$. V každém kroku se přepočítávají jednotlivé energie $E_{k_n}, E_{p_n}, E_{kolo_n}, E_{TL_{n,n+1}}$. Sestavená rovnice (6.23) je vypočítána v programu Matlab, viz příloha 3. Energetická bilance vypadá následovně:

$$E_{k_{n+1}} = E_{k_n} + E_{p_n} - E_{p_{n-1}} - 2 \cdot (E_{kolo_{n+1}} - E_{kolo_n} + E_{TL_{n,n+1}}) \quad (6.21)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} M_{red} v_{n+1}^2 &= \frac{1}{2} M_{red} v_n^2 + \frac{1}{3} M_{red} g (X_{K_n} + X_{t_n} - X_{K_{n-1}} - X_{t_{n-1}}) - \\ &- 2 \left(\eta_{pn} X_{K_{n+1}} P_{K_{n+1}} - \eta_{pn} X_{K_n} P_{K_n} + P_o(S_{n+1} - S_n) + \frac{3}{4} k_t (S_{n+1}^{4/3} - S_n^{4/3}) \right), \end{aligned} \quad (6.22)$$

přičemž se uvažuje pro první krok $n = 1$: $S_1 = 0, X_{t_1} = 0, X_{t_0} = 0, X_{K_1} = 0.0058, X_{K_0} = 0$, a potenciální energie $E_{p_0} = 0$. Díky rovnicím (6.1), (6.14) a (6.15) lze rovnici (6.22) upravit na tvar:

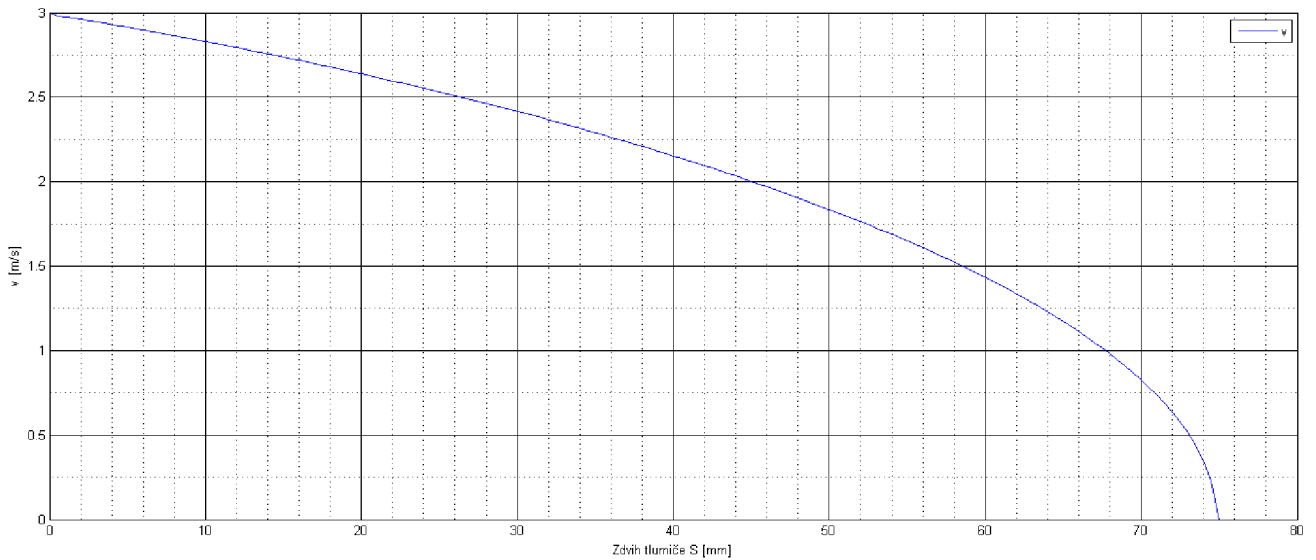
⁴Dle předpisu CS-23 se uvažuje vyvážení váhy letounu 2/3 vztlakem, proto je zde uvažována pouze třetinová energie

$$\frac{1}{2}M_{red}v_{n+1}^2 = \frac{1}{2}M_{red}v_n^2 + \frac{1}{3}M_{red}g \left(\left(\frac{P_{t_n}}{K\varphi(S_n)} - \frac{P_{t_{n-1}}}{K\varphi(S_{n-1})} \right) + \left(\psi(S_n) - \psi(S_{n-1}) \right) \right) - 2 \left(\frac{\eta_{pn}}{K} \left(\left(\frac{P_{t_{n+1}}}{\varphi(S_{n+1})} \right)^2 - \left(\frac{P_{t_n}}{\varphi(S_n)} \right)^2 \right) + P_o(S_{n+1} - S_n) + \frac{3}{4}k_t(S_{n+1}^{4/3} - S_n^{4/3}) \right) \quad (6.23)$$

Z rovnice (6.23) se jednoduše vyjádří vertikální rychlost v_{n+1} . Označme pravou stranu rovnice (6.23) E_n . Rychlost těžiště letounu v_n se vyjádří následovně:

$$v_{n+1} = \left(\frac{E_n \cdot 2}{M_{red}} \right)^{1/2} \quad (6.24)$$

Závislost vertikální rychlosti těžiště na kompresním zdvihu tlumiče je na obr. 6.9.



Obrázek 6.9: Závislost vertikální rychlosti těžiště letounu na zdvihu tlumiče S

Nyní lze vypočítat čas jednoho kroku n na základě střední vertikální rychlosti těžiště letounu $v_{n_{mid}}$ a vertikální dráhy těžiště letounu h_n .

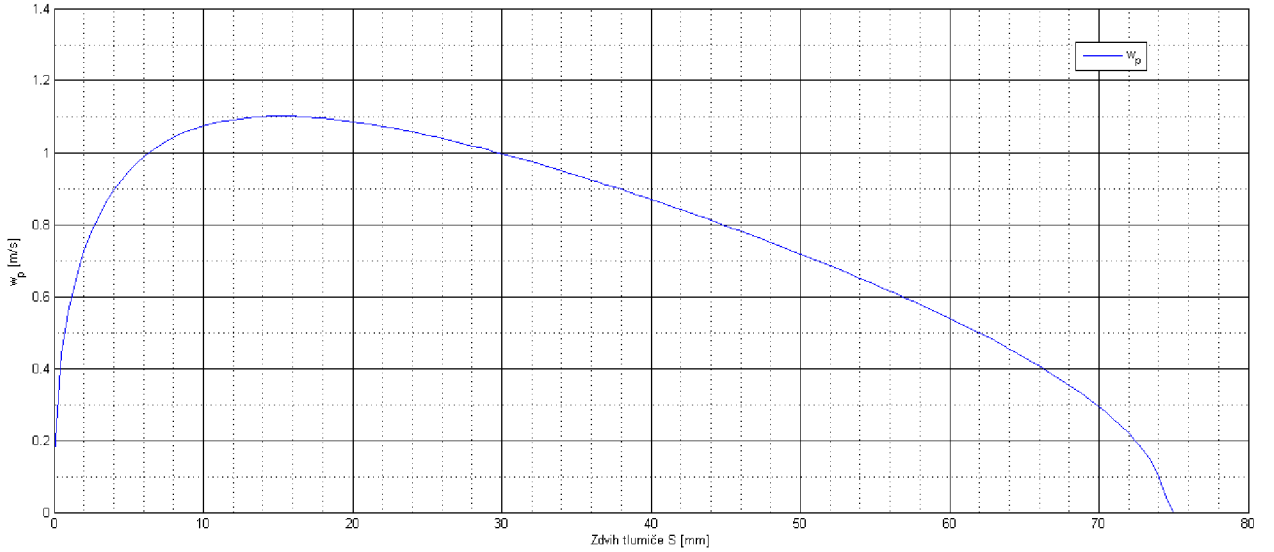
$$v_{n_{mid}} = \frac{v_{n+1} + v_n}{2} \quad (6.25)$$

$$h_n = X_{t_{n+1}} - X_{t_n} + X_{K_{n+1}} - X_{K_n}. \quad (6.26)$$

Čas jednoho jednoho kroku n je pak

$$t_n = \frac{h_n}{v_{n_{mid}}}. \quad (6.27)$$

Nyní se vypočítá rychlost pístu tlumiče w_P v závislosti na kompresním zdvihu tlumiče S . Je známý čas t_n pro každý úsek zdvihu tlumiče. Délka každého kroku tlumiče je $\Delta S = 0,5 \text{ mm}$, tudíž rychlost pístu se rovná



Obrázek 6.10: Závislost rychlostí pístu tlumiče na zdvihu tlumiče S

$$w_{P_n} = \frac{\Delta S}{t_n}. \quad (6.28)$$

Získaný graf závislosti rychlostí pístu tlumiče w_P na zdvihu S je na obr. 6.10.

Bernoulliho rovnice pro průtok oleje mezi dvěma komorami tlumiče s tlaky p_V , p_K a rychlostí proudění w_p a w_k zúženým otvorem (kataraktem) je

$$\frac{1}{2}\rho w_P^2 + p_k + \rho q H_1 = \frac{1}{2}\rho w_K^2 + p_v + \rho q H_2 + e_Z. \quad (6.29)$$

V rovnici (6.29) se zanedbá dynamický tlak oleje, který se pohybuje rychlostí pístu tlumiče w_P , protože s porovnáním rychlosti výtoku oleje kataraktem w_K , jde o zanedbatelnou část dynamického tlaku. Dále se v rovnici (6.29) uvažuje zjednodušení $H_1 = H_2$. Ztrátovou energii e_Z se vyjádří ve formě $e_Z = \xi \frac{1}{2}\rho w_k^2$. Výsledný tvar rovnice (6.29) po zjednodušení je

$$p_k = \frac{1}{2}\rho w_K^2 + p_v + \xi \frac{1}{2}\rho w_K^2. \quad (6.30)$$

Dále se rovnice (6.31) upraví na tvar

$$w_K = \frac{1}{\sqrt[2]{1 + \xi}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_k - p_v)}. \quad (6.31)$$

Ztrátový součinitel ξ závisí na druhu místní ztráty, konstrukčních parametrech, drsnosti stěn, tvaru rychlostního profilu a režimu proudění. Vliv Reynoldsova čísla se projevuje obdobně jako u třecích odporů především při malých hodnotách tohoto čísla. Určuje se především měřením, viz [11]. Rychlostní součinitel ϑ je roven

$$\vartheta = \frac{1}{\sqrt[2]{1 + \xi}}.$$

Hydraulický olej je uvažován jako nestlačitelná kapalina. Rovnice kontinuity pro nestlačitelnou kapalinu, která proudí proměnlivým průřezem proudnice o průřezu válce tlumiče o ploše A_V skrz katarakt tlumiče o ploše A_K . Rovnice je rovna:

$$A_V w_P = A_K w_K \gamma, \quad (6.32)$$

kde γ je součinitel kontrakce. Vyjádřená rychlost průtoku oleje kataraktem w_K z rovnice (6.31) se dosadí do rovnice (6.32), přičemž rychlost pístu tlumiče w_P je rovna (6.28). Následně se z rovnice (6.32) vyjádří plocha kataraktu A_K a spočítá po krocích n , viz (6.33).

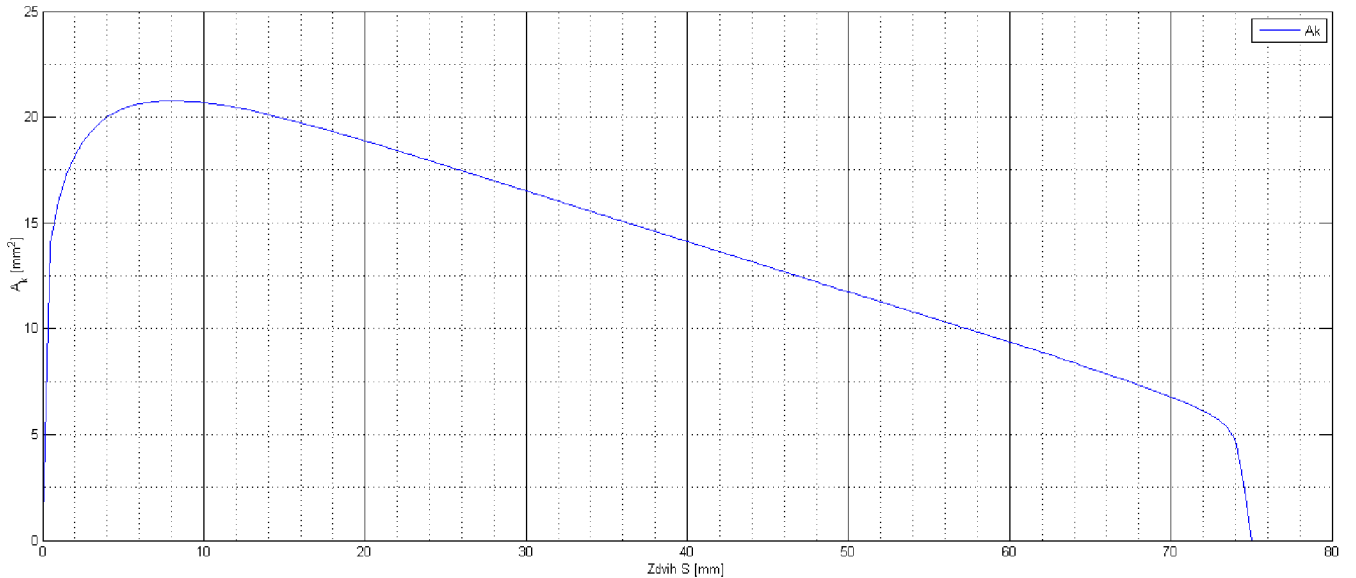
$$A_{K_n} = \frac{A_V}{C_d \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_{k_n} - p_{v_n})}} w_{P_n} \quad (6.33)$$

Průtočný součinitel $C_d = \gamma \cdot \xi$ se volí pro prvotní návrh tlumiče 0,8, viz [7], obdobnou hodnotu uvádí také [8]. Tlak plynu p_v se vyjádří z rovnice polytropického děje (6.9), která se také spočítá po krocích, viz rovnice (6.35) Tlak oleje p_k z rovnice (6.33) je roven (6.34).

$$p_{k_n} = \frac{P_{t_n}}{A_V} \quad (6.34)$$

$$p_{v_n} = \frac{p_1^A V_1^\kappa}{(V_1 - S_n A_V)^\kappa}. \quad (6.35)$$

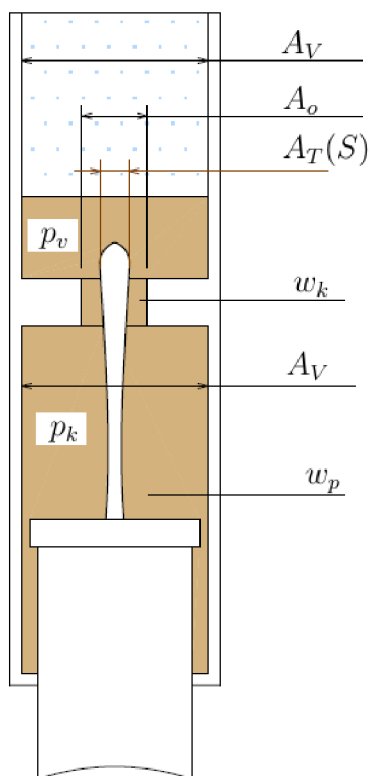
Výsledná závislost velikosti plochy kataraktu na stlačení tlumiče je zobrazena na obr. 6.11.



Obrázek 6.11: Závislost plochy kataraktu tlumiče na kompresním zdvihu tlumiče S

Proměnlivý katarakt se konstrukčně řeší tak, že otvorem konstantního průměru prochází trn o proměnlivém průřezu. Jednotlivé plochy průřezu jsou zobrazeny ve schématu 6.12. Plocha kataraktu je rovna

$$A_K(S) = A_o - A_T(S). \quad (6.36)$$



Obrázek 6.12: Jednotlivé stavové veličiny, rychlosti a plochy tlumiče

6.5. Konstrukční řešení hydraulicko-pneumatického tlumiče

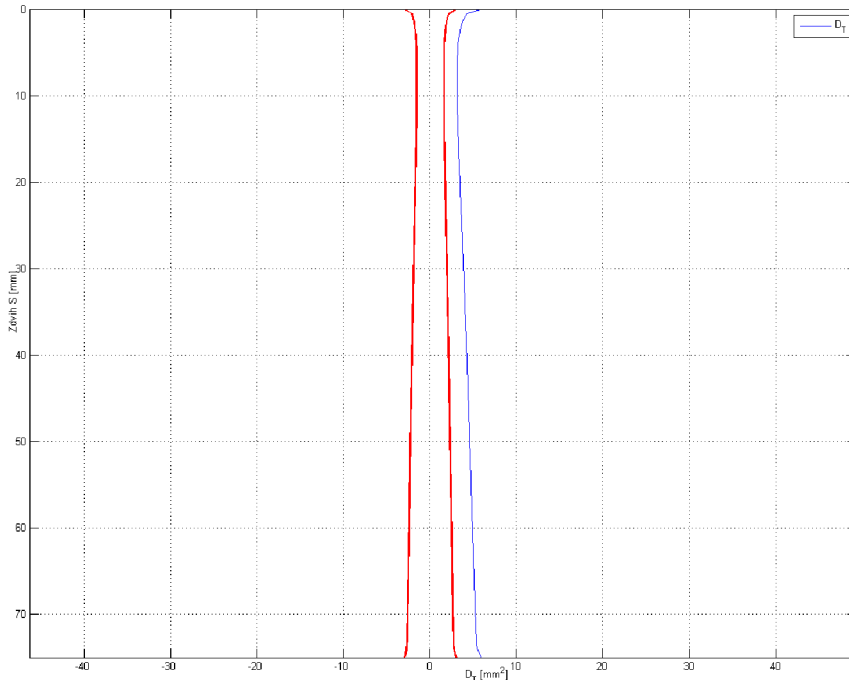
Byl zvolen konstantní průměr díry kataraktu $D_o = 6\text{mm}$. Z rovnice (6.36) byl vyjádřen průměr trnu D_T , který je proměnlivý v závislosti na zdvihu tlumiče S , viz graf 6.13. V příloze 2 jsou souřadnice bodů profilu trnu tlumiče.

Tlumič se skládá z 12 částí, které jsou zobrazeny na obrázku 6.14. Jednotlivé součásti jsou popsány v tabulce 6.3. Jako hydraulický olej byl navrhnut AeroShell Fluid 41 od výrobce Shell, který má hustotu pro 25°C rovnou $\rho = 870 \frac{\text{g}}{\text{m}^3}$, viz katalog [12].

Celková suchá hmotnost tlumiče bez oka válce tlumiče je $4,29\text{ kg}$.

Objem hydraulického oleje v tlumiči je $0,18642$ litrů, hmotnost oleje je $0,162\text{ g}$.

Následující popis patří obrázku 6.14 a tabulce 6.3: V oku (1) tlumiče se nachází naklápecí ložisko vybrané z katalogu [14], pod označením GE 15ES. Ložisko je zajištěno proti axiálnímu posunutí podložkou vhodné velikosti a je svařena s okem (1). Oko (1) je spojeno s pístní tyčí (6) závitem. Stírací kroužek (2) brání výtoku hydraulického oleje ven z tlumiče a brání vnikání prachu a jiných nečistot do pracovního prostoru válce. Dva hlavní těsnící kroužky (3) jsou primární těsnící elementy tlumiče. Čtyři rozpěrné třecí kroužky (4) slouží k vedení pístnice ve válci. V matici tlumiče (5) jsou umístěné těsnění (2,3) a třecí kroužky (4). Matice tlumiče (5) je spojena s válcem tlumiče (12) závitem. Matice (5) zároveň vymezuje zpětný doraz pístní hlavy (7) a tím zpětný doraz tlumiče. Pístní hlava



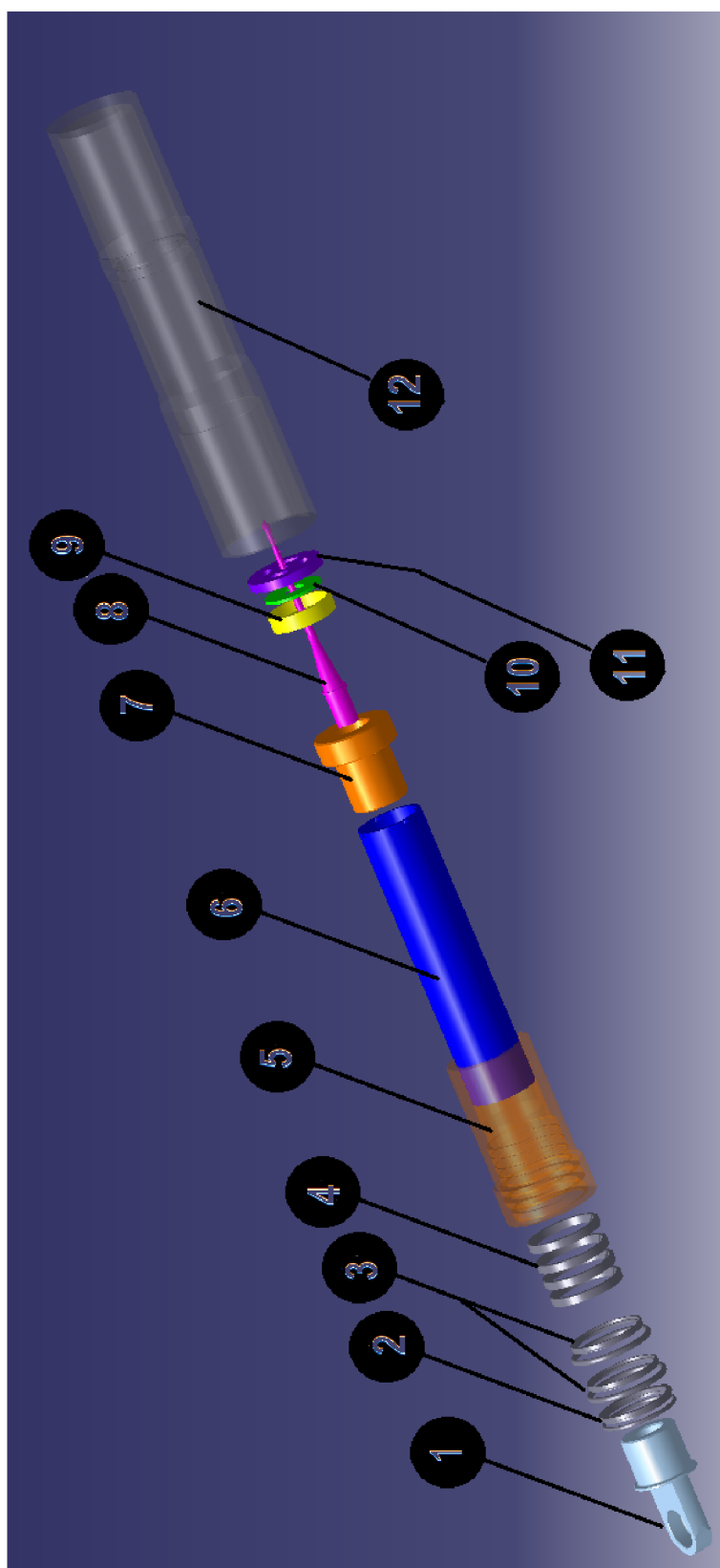
Obrázek 6.13: Graf závislosti průměru trnu D_T na zdvihu tlumiče S (modrou barvou) a grafické znázornění trnu (červenou barvou)

(7) je spojena s pístní tyčí (6) závitem, zároveň pístní hlava (7) slouží jako třecí element tlumiče, čímž vytváří spolu s rozpěrnými kroužky (4) úložnou bázi tlumiče. Trn tlumiče (8) je spojen s pístní hlavou (7) závitem a je zakončen kuželem. Trn (8) reguluje průtok hydraulického oleje skrz membránu (11). Membránová matice (9) spolu s podložkou (10) a membránou (11) tvoří zpětný ventil, který propouští hydraulický olej skrz membránu (11) při zpětném zdvihu tlumiče (kromě proměnlivého kataraktu). Membránová matice (9) je spojena s membránou (11) závitem. Membránová matice (9) brání vypadnutí podložky (10) během zpětného zdvihu. Podložka (10) při přímém zdvihu tlumiče je přitlačena tlakem oleje k membráně (11) a tím zabraňuje protékání oleje skrz velkými otvory v membráně (11) během přímého zdvihu tlumiče. Membrána (11) je s válcem (12) spojena závitem. Ve válci (12) se nachází otvor pro došroubování plnicího ventilu vzduchu a oleje, otvor je opatřen závitem. Válec (12) je na konci nerozebíratelně uzavřen kroužkem o průměru 50 mm a šířce 6 mm. Tento kroužek je ze stejného materiálu jako válec a je s válcem svařený. Podrobnosti konstrukce tlumiče jsou zobrazeny v příloze 1.

6.6. Dynamický popis chování letounu s novým tlumičem

Byl proveden konstrukční návrh tlumiče a vypočtená proměnlivá plocha kataraktu tlumiče. Dalším úkolem je zjistit, jak se bude letoun s novým navrženým tlumičem chovat během přistání, respektive, jak dlouho potrvá než tlumič a pneumatika přebere veškerou energii letounu během přistání.

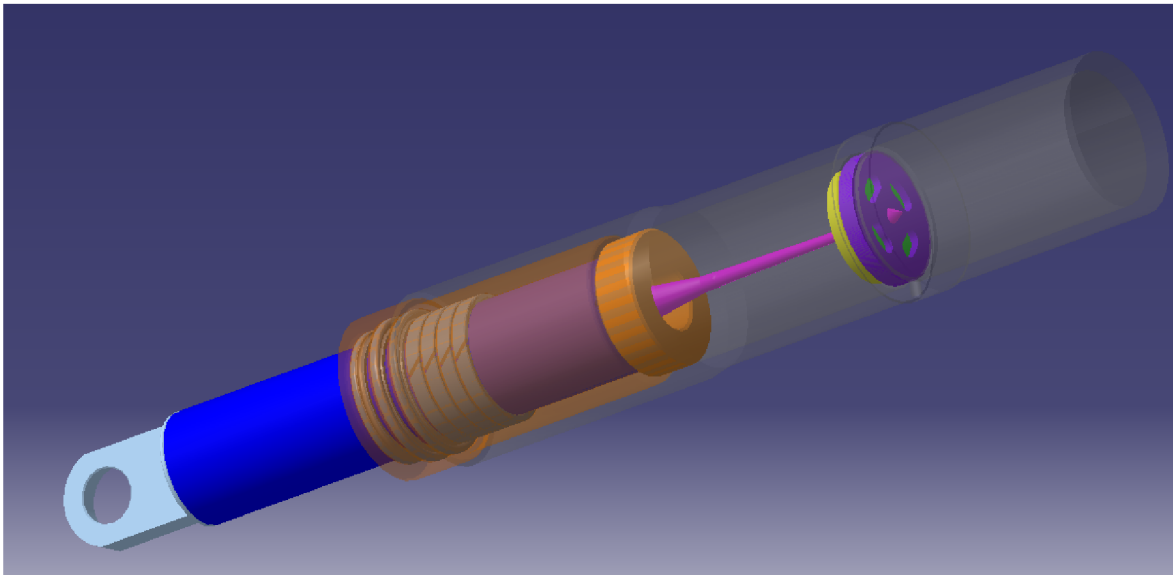
Letoun s pohyblivou částí podvozku tvoří mechanický systém, který je popsán pohybovými rovnicemi vycházejícími z 2. Newtonova zákona $F = m\ddot{x}$. Rovnice mechanického



Obrázek 6.14: Konstrukční uspořádání jednotlivých částí tlumiče v rozloženém stavu

Č. p.	Název součásti	Polotovár	Materiál	Hmotnost	Poznámka
1	Oko	<i>KR42-83</i>	16 532	0,315 kg	Výroba soustružením, frézováním
2	Stírací kroužek	–	N7083	– kg	výrobce: Trelleborg č.p.:WE3100420-M12N
3	Těsnicí kroužek	–	N7083	– kg	výrobce: Trelleborg č.p.:RSK200420-M12N
4	Rozpěrný kroužek	–	N7083	– kg	výrobce: Trelleborg č.p.:GR6500420-T47
5	Matice	<i>Tr</i> ∅ 60x9 – 108	16 532	0,759 kg	Výroba soustružením
6	Pístní tyč	<i>Tr</i> ∅ 43x5 – 203	16 532	0,538 kg	Výroba soustružením
7	Pístní hlava	<i>KR52-51</i>	<i>CuSn10</i>	0,484 kg	Výroba soustružením
8	Trn	<i>KR16-140</i>	Z424203.61	0,018 kg	Výroba soustružením
9	Membránová matice	<i>KR43-7</i>	Z424203.61	0,01 kg	Výroba soustružením a frézováním
10	Podložka	<i>KR38-4</i>	Z424203.61	0,005 kg	vrtání, broušení
11	Membrána	<i>KR50-8</i>	Z424203.61	0,015 kg	vrtání, broušení, frézování, soustružení
12	Válec tlumiče	<i>Tr</i> ∅ 64x9 – 292	16 532	2,146 kg	Výroba soustružením, horní víko je svařované

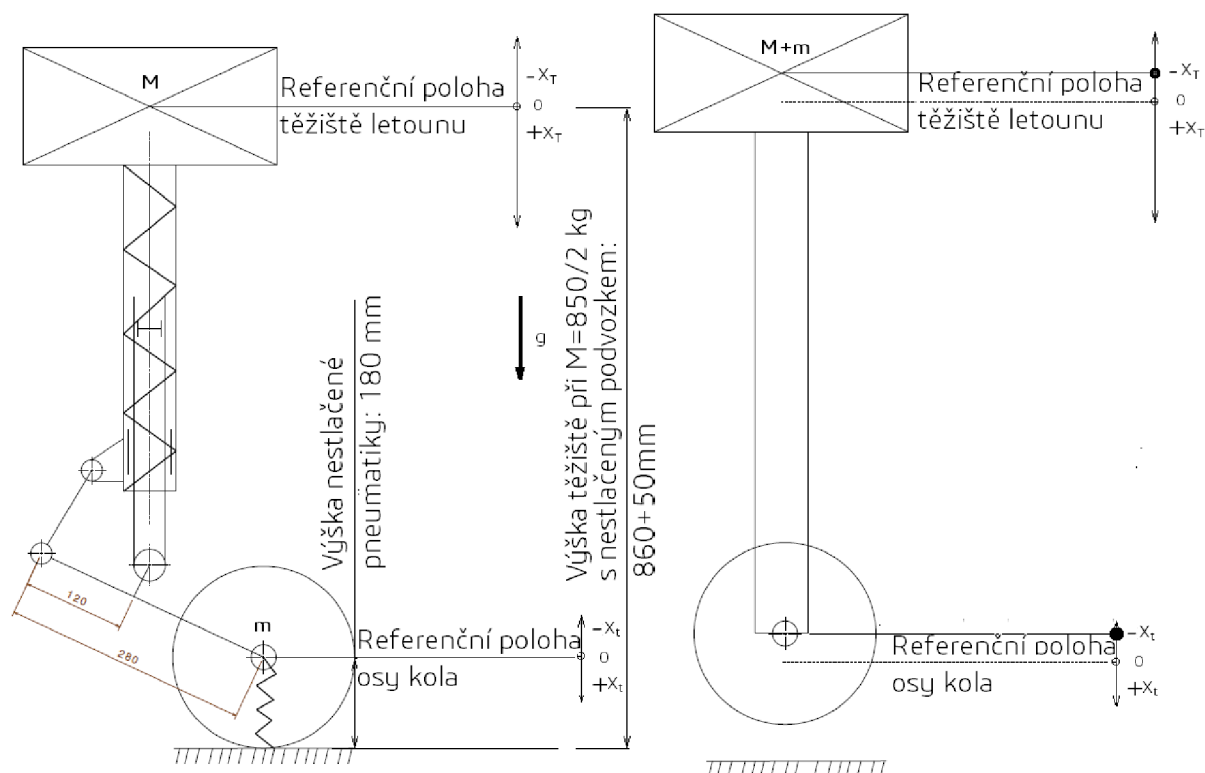
Tabulka 6.3: Součástí tlumiče



Obrázek 6.15: Konstrukční uspořádání jednotlivých částí tlumiče v poskládaném stavu

systému tvoří soustavu diferenciálních rovnic druhého řádu. Pro numerický výpočet těchto rovnic se bude uvažovat následující předpoklady a zjednodušení. Prvním zjednodušením se bude uvažovat dokonalé symetrické přistání pouze na hlavní podvozek, takže bude stačit provést pohybovou analýzu tlumiče jen jedné podvozkové nohy. Dále se předpokládá dokonale hladká přistávací plocha. Vztlak křídla letounu a odpor vzduchu podvozku se neuvažuje. Pro jednoduchost se bude uvažovat, že mechanický systém je tvořen dvěma

hmotnými body, viz levý obrázek 6.16. Prvním hmotným bodem je těžiště letounu již obsahující části podvozku, které jsou s letounem nehybně spojeny. Tyto části jsou: nosník ve křídle, celý tlumič, nůžky podvozku. Tento hmotný bod se pohybuje ve svislé ose tlumiče. Druhý hmotný bod tvoří pohyblivou část podvozku, kterými jsou kolo, brzda, vidlice a spojovací části podvozku. Druhý hmotný bod se pohybuje ve vertikální ose kola. Při tomto uvažování rozložení hmot vzniká jistá nepřesnost, ale vzhledem k velikosti hmotnosti letounu a těchto částí podvozku se jedná o zanedbatelnou odchylku od reálného mechanického systému.



Obrázek 6.16: Schéma mechanického systému prvního děje (vlevo) a druhého děje (vpravo)

Hmotový rozbor podvozku:

Mokrá hmotnost tlumiče s okem je $m_{tlm} = 5,273kg$

Hmotnost pneumatiky s brzdou je $m_{pb} = 4,7kg$

Hmotnost vidlice $m_v = 0,802kg$

Hmotnost nůžek je $m_n = 0,55kg$

Hmotnost spojovacích součástí, čepu kola a ložiska $m_{spoj} = 0,541kg$

Hmotnost nosníku ve křídle $m_{ns} = 0,625kg$

Hmotnost navržené jedné podvozkové nohy je $m_{pn} = 12,491kg$

Hmotnost současné jedné podvozkové nohy je $m_{ps} = 12kg$

Poloviční maximální přistávací hmotnost těžiště letounu je $M = 425kg$, což je hmotnost prvního hmotného bodu. Hmotnost druhého hmotného bodu je $m = m_{pb} + m_v m_{spoj} = 4,7 + 0,802 + 0,541 = 6,043kg$. Uvažována vertikální přistávací rychlostí $v = 3 m/s$ při nulové výšce nad zemí.

Referenční bod těžiště letounu na obrázku 6.16 odpovídá vzdálenosti těžiště letounu od země, kdy je tlumič podvozku nestlačený a pneumatika se dotýká země bez deformace. Referenční bod kola odpovídá výšce nestlačené pneumatiky.

Průběh pohybu mechanického systému je rozdělen do dvou dějů. Prvním dějem se rozumí pohyb těžiště letounu (první hmotný bod) v nezáporných hodnotách souřadnice x_T . V prvním ději se pneumatika stále dotýká země a těžiště letounu nepřekročí svou referenční polohu. Mechanický systém prvního děje je uvažován s pružícími a tlumícími členy a je popsán soustavou rovnic (6.37).

$$\begin{aligned}
& M\ddot{x}_T + F(x_T - x_t) \cdot A_v \cdot \left(\frac{p_1^A V_1^\kappa}{(V_1 - A_v \cdot \psi^{-1}(x_T - x_t))^\kappa} - p_a \right) + \\
& + Zn(\dot{x}_T - \dot{x}_t) \cdot A_v \cdot \left(\frac{p_1^A V_1^\kappa}{(V_1 - A_v \cdot \psi^{-1}(x_T - x_t))^\kappa} - p_a \right) \cdot \mu + \\
& + Zn(\dot{x}_T - \dot{x}_t) \cdot \frac{\rho A_v^3}{2(C_d \cdot A_{K_j}(\psi^{-1}(x_T - x_t), (\dot{x}_T - \dot{x}_t)))^2} \left((\varphi(x_T - x_t) \cdot (\dot{x}_T - \dot{x}_t)) \right)^2 = Mg
\end{aligned} \tag{6.37}$$

$$\begin{aligned}
& m\ddot{x}_t + K \cdot Pn(x_t) - F(x_T - x_t) \cdot A_v \cdot \left(\frac{p_1^A V_1^\kappa}{(V_1 - A_v \cdot \psi^{-1}(x_T - x_t))^\kappa} - p_a \right) - \\
& - Zn(\dot{x}_T - \dot{x}_t) \cdot A_v \cdot \left(\frac{p_1^A V_1^\kappa}{(V_1 - A_v \cdot \psi^{-1}(x_T - x_t))^\kappa} - p_a \right) \cdot \mu - \\
& - Zn(\dot{x}_T - \dot{x}_t) \cdot \frac{\rho A_v^3}{2(C_d \cdot A_{K_j}(\psi^{-1}(x_T - x_t), (\dot{x}_T - \dot{x}_t)))^2} \left((\varphi(x_T - x_t) \cdot (\dot{x}_T - \dot{x}_t)) \right)^2 = mg
\end{aligned} \tag{6.38}$$

Druhým dějem se rozumí doba, kdy nastává pohyb těžiště letounu v záporných hodnotách souřadnice x_T , dojde tedy k překročení referenčního bodu těžiště a pneumatika se již nedotýká země, na letoun působí pouze tíhové zrychlení. V druhém ději se mechanický systém uvažuje jako jeden hmotný bod o hmotnosti prvního a druhého hmotného bodu, jak je naznačeno na pravém obrázku 6.16. Tento děj je popsán rovnicí (6.39).

$$(M + m)\ddot{x}_T = (M + m)g \tag{6.39}$$

Rovnice (6.37) (6.38) a (6.39) jsou řešeny pomocí Stoermerové formule, která je uvedena v [17]. Tato metoda byla naprogramována v Matlabu a je součástí přílohy 4. Tento výpočetní algoritmus je oproti explicitní Eulerově metodě více stabilní. Eulerova explicitní metoda při výpočtu vykazovala značnou nestabilitu a velice zřetelně znehodnocovala výsledek. Stoermerová metoda nepatří k nepřesnějším numerickým metodám, ale je stabilnější a hojně se využívá pro simulaci částicových soustav. Algoritmus řešící numerický

výpočet byl dále upraven přidáním funkcí $Pn(x)$, $Zn(x)$, $\psi^{-1}(x)$, $F(x)$, $\varphi(x)$ a $A_{K_j}(x, y)$. Funkce $Pn(x)$ vrací nulu pokud se pneumatika nedotýká země. Funkce $Zn(x)$ určuje znaménko hodnoty x nebo vrací nulu v případě $x = 0$. Funkce $F(x)$ vrací nulu pokud je hodnota x nulová. Funkce $A_{K_j}(x)$ vrací obsah plochy kataraktu A_K v závislosti na x a dále při záporném směru rychlosti \dot{x} vrací obsah plochy zpětného ventilu s kataraktem $A_z = 813,5 + A_k(x)$, z důvodu simulace tlumení tlumiče při kompresním zdvihu, při zpětném zdvihu tlumič téměř netlumí. Do rovnice byla také přidána funkce $\psi^{-1}(x)$, která určuje vztah mezi zdvihem tlumiče S a drahou x , funkce je inverzní k funkci (6.14). Funkce $\varphi(x)$, viz (6.5) udává poměr vertikální rychlosti pístu tlumiče \dot{S} a vertikální rychlosti osy kola, která je dána rozdílem rychlostí ($\dot{x}_T - \dot{x}_t$).

Jednotlivé členy levé strany rovnice (6.37) jsou: Setrvačná síla, síla konaná stlačeným plynem, třecí síla od těsnění a ucpávek, tlumicí síla vznikající průtokem oleje kataraktem. Na pravé straně rovnice (6.37) síla tíhového pole bez uvažování působení vztlaku křídel. V druhé rovnici (6.38) se na levé straně navíc vyskytuje člen deformační síly, vznikající stlačováním pneumatiky. Síla konaná stlačeným plynem byla odvozena ze vzorce (6.35) a (6.10), u třecí síly se opět předpokládá, že je přímo úměrná tlaku ve válci p_x a ploše válce A_v . Tlumicí síla je odvozená v [7], hodnoty Cd a ρ a jsou průtokový součinitel a hustota hydraulického oleje, tyto a další hodnoty jsou uvedené v sekci 6.5 a 6.4. Počáteční podmínky soustavy (6.37) a (6.38) jsou navrženy pro přistávací letoun s vertikální rychlostí 3 m/s. Tuto rychlost má jak těžiště letounu o hmotnosti M , tak i části pohyblivého podvozku o hmotnosti m . Počáteční výchylka těžiště z referenčního bodu je nulová, totéž platí i o pohybující se části podvozku.

Počáteční podmínky v čase $t = 0s$

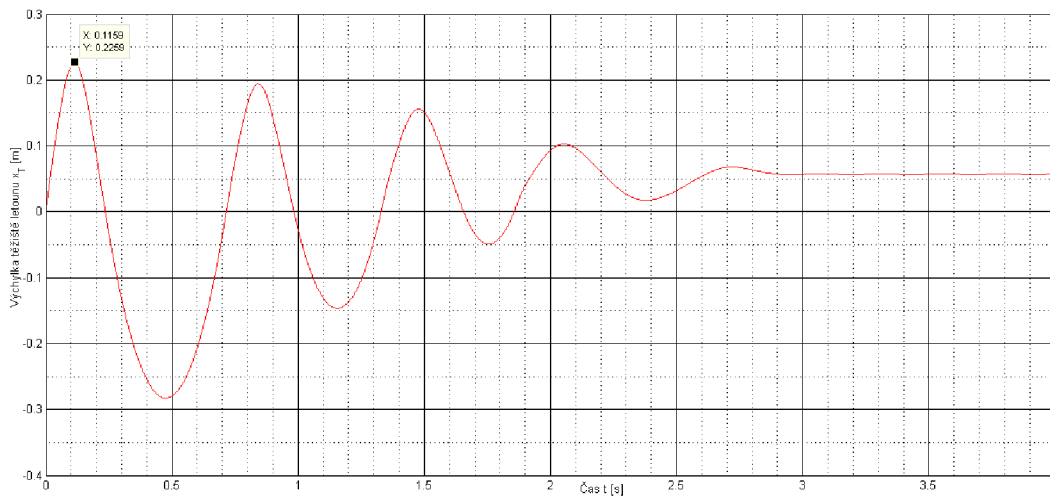
Počáteční výchylka těžiště letounu: $x_T(0) = 0m$

Počáteční rychlost těžiště letounu: $\dot{x}_T(0) = 3m/s$

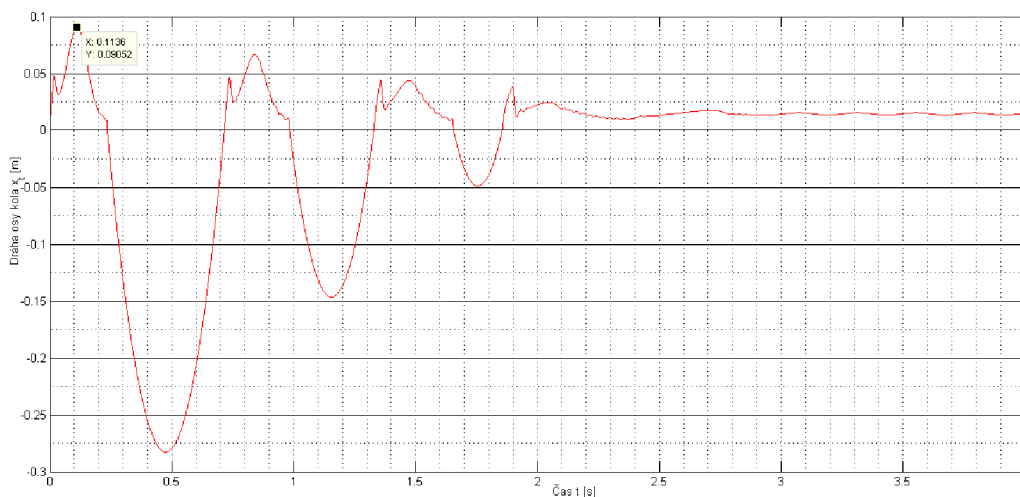
Počáteční výchylka osy kola: $x_t(0) = 0m$

Počáteční rychlost osy kola: $\dot{x}_t(0) = 3m/s$.

Počáteční podmínka rovnice (6.39) se uvažuje vždy, když těžiště letounu opustí svou referenční polohu směrem do záporných hodnot. Velikost počáteční rychlosti těžiště letounu bude taková, jakou těžiště mělo v referenčním bodu $x_T(t_1) = 0$, tj $\dot{x}_T(t_1) = v_1$ m/s. Jakmile se těžiště letounu vrátí ze záporných hodnot x_T zpět do referenčního bodu $x_T(t_2) = 0$, tak se počáteční podmínky soustavy rovnic (6.37) a (6.38) nastaví na $x_T(t_2) = x_t(t_2) = 0m$, $\dot{x}_T(t_2) = \dot{x}_t(t_2) = v_2$ m/s. Čas $t = t_2 - t_1$ je doba strávená těžiště letounu nad referenčním bodem (v záporných hodnotách x_T). V těchto rovnicích nejsou uvažované ztráty vlivem odporu vzduchu podvozku ani křídel letounu, z tohoto důvodu bude rychlost těžiště letounu stejná jak v čase t_1 , tak i v čase t_2 , tj. $v_1 = v_2$. Grafy řešení soustavy (6.37), (6.38) a rovnice (6.39) je na následujících grafech 6.17, 6.19, 6.18 a 6.20. Z grafu 6.17 je odečtený čas útlumu těžiště letounu 3 sekundy. Maximální výchylka těžiště letounu se stlačeným tlumičem a pneumatikou při prvním dopadu je 225,9 mm, přičemž se uvažovalo maximální stačení podvozku 231,9 mm. Z grafu 6.18 je vidět, že pneumatika se při prvním dopadu na zem stlačí o 90,5 mm. Dovolené stačení pneumatiky je 75,6 mm, ovšem překročení této meze v reálném modelu nemusí dojít, protože se jedná o přibližný výpočet a řada věcí byla zanedbána. Tlumič se stlačil o $S = \psi^{-1}(225,9 - 90,5) = 72,55mm$, přičemž dovolené stačení tlumiče je $S = 75mm$.



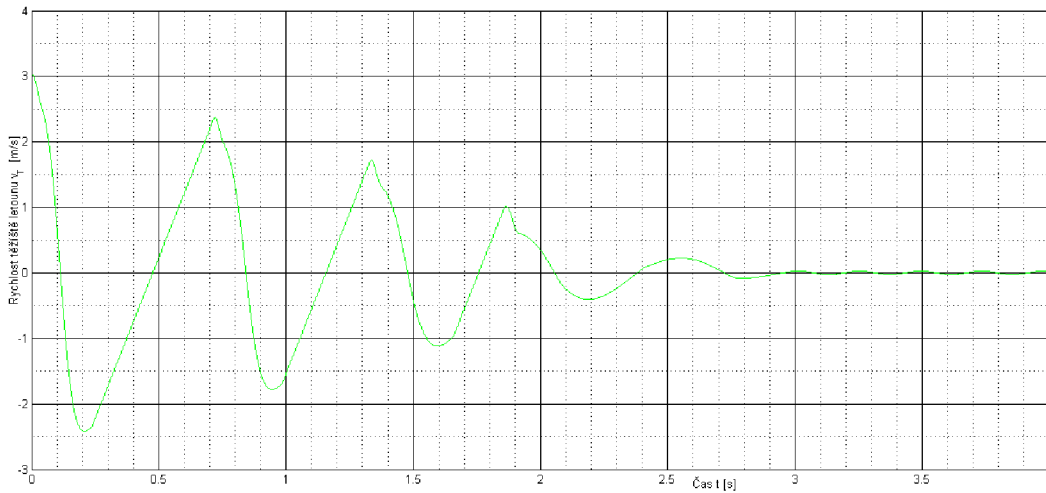
Obrázek 6.17: Dráha těžiště letounu kolem referenčního bodu



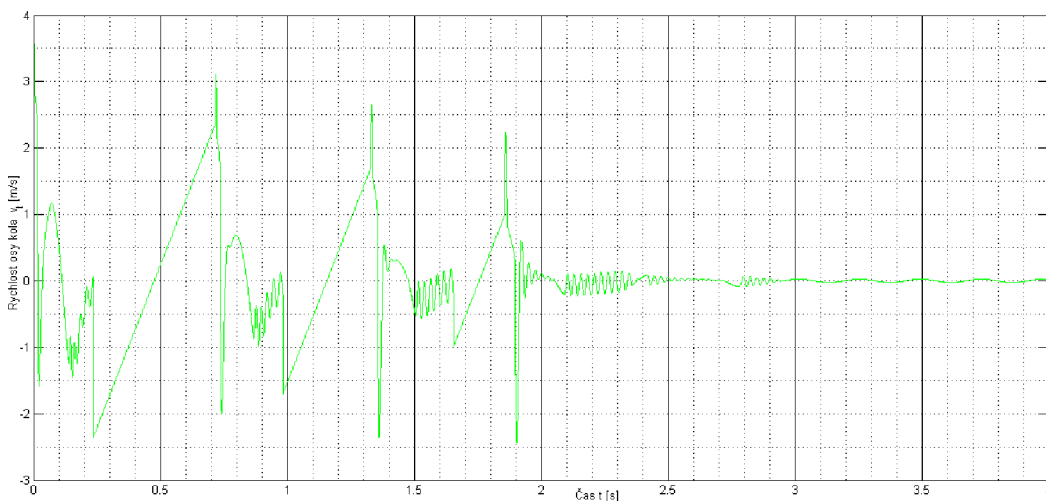
Obrázek 6.18: Dráha osy kola kolem referenčního bodu

Také je možno předejít překročení meze stlačení pneumatiky, úpravou průtočné plochy kataraktu. V tomto případě by se jednalo o zvětšení otvoru kataraktu v oblasti, kde tlumič dosahuje maximálního stlačení, tj. $72,55 \text{ mm}$, čímž může dojít k pohlcení zbývající energie a pneumatika nebude tolik zatížená při plném stlačení.

Z grafu 6.19 a 6.20 je vidět průběh rychlostí na čase jednotlivých těžišť letounu a osy kola.



Obrázek 6.19: Rychlost těžiště letounu kolem referenčního bodu



Obrázek 6.20: Rychlost osy kola kolem referenčního bodu

7. Pevnostní kontrola přistávacího zařízení

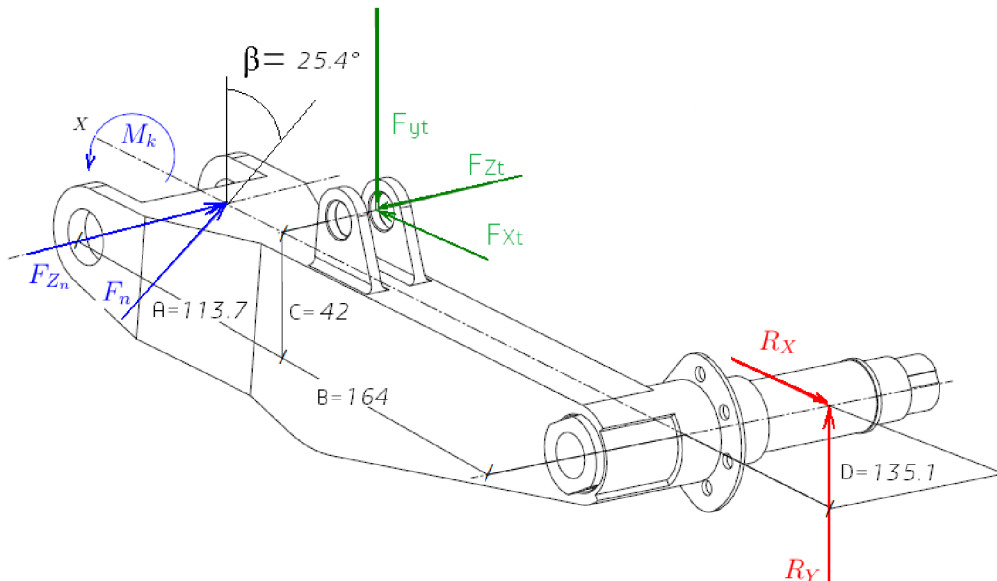
Dle kapitoly 5 vyniká největší zatížení podvozku letounu při přistání pouze na hlavní podvozek s předním kolem těsně nad zemí. Ve všech pevnostních výpočtech nejsou uvažovány dvě pomocné vzpěry. Tyto dvě vzpěry slouží jako dodatečné zpevnění podvozku. Provozní zatížení, které při tomto výpočtu budeme uvažovat jsou ve směru X: $R_X = 4013N$ a ve směru Y: $R_Y = 13258N$. V této kapitole bylo čerpáno z [16], [15].

Početná zatížení při součiniteli bezpečnosti $f = 1,5$ je:

ve směru X: $R_{X_p} = R_X f = 6019N$

ve směru Y: $R_{Y_p} = R_Y f = 19887N$

Působení těchto sil se předpokládá na ose kola podvozku, jak je ukázáno na obrázku 7.1. Vidlice se nachází v poloze, kdy je tlumič maximálně stlačen. Souřadnice vidlice X, Y je vůči absolutní souřadnici X_a, Y_a pootočena o $7,1^\circ$ proti směru hodinových ručiček. Ramena sil F_{Y_t} a R_Y jsou k této nové souřadnicové soustavě již přepočítány. Jejich hodnoty jsou $A = 113,7\text{mm}$ a $B = 164\text{mm}$. Oko u tlumiče je schopno přenést síly se složkami v ose X, Y a Z . Oko u nůžek přenáší síly se složkami v ose Y a Z a krouticí moment M_K v ose X .



Obrázek 7.1: Působení jednotlivých sil a momentů na vidlici při maximální stlačení tlumiče

7.1. Pevnostní kontrola vidlice a šroubových spojů

Vidlice přenáší od čepu kola normálovou sílu ve směru X , posouvající sílu ve směru Y , ohybový moment M_{oz} a M_{oy} , krouticí moment M_K . Ohybový moment M_{oy} vzniká díky ramenu o délce $D = 135,1\text{mm}$ (viz obrázek 7.1) a síle R_X . Krouticí moment vzniká díky ramenu o délce $D = 135,1\text{mm}$ a síle R_Y . Výsledné vnitřní účinky ve vidlici jsou zobrazeny na obrázku 7.2.

Výpočet kritického řezu vidlice: Řez se nachází v místě, kde je největší ohybový moment M_{oz} , tedy v místě oka tlumiče. Početní síly a momenty působící v tomto řezu jsou:

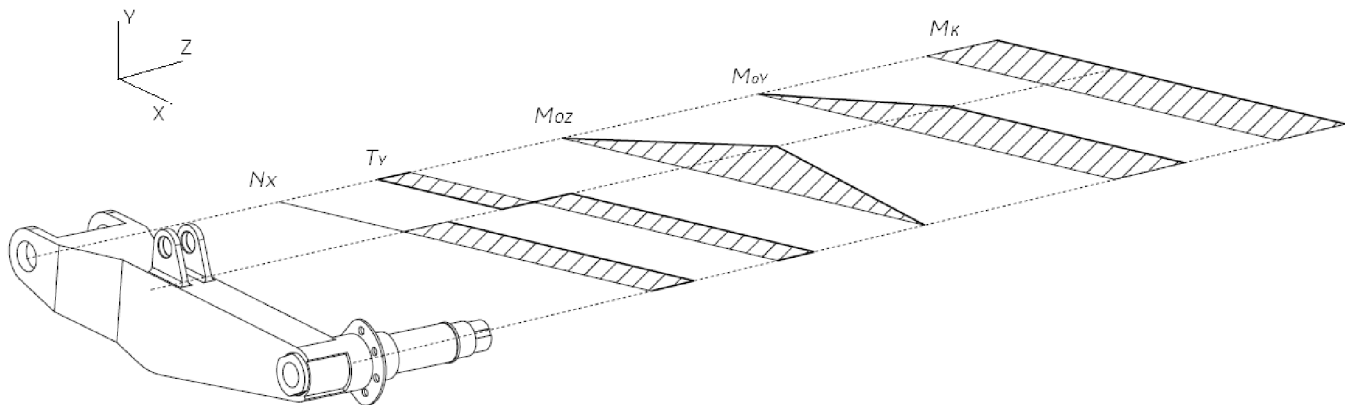
Síla ve směru X: $F_{X_t} \equiv N_X = R_{X_p} = 6019\text{N}$

Síla ve směru Y: $F_{Y_t} \equiv T_Y = R_{Y_p} \frac{A+B}{A} = 19887 \frac{113,7+164}{113,7} = 48572\text{N}$

Moment ve směru Z $M_{oz} = R_{Y_p} \cdot B = 19887 \cdot 164 = 3261468\text{Nmm}$

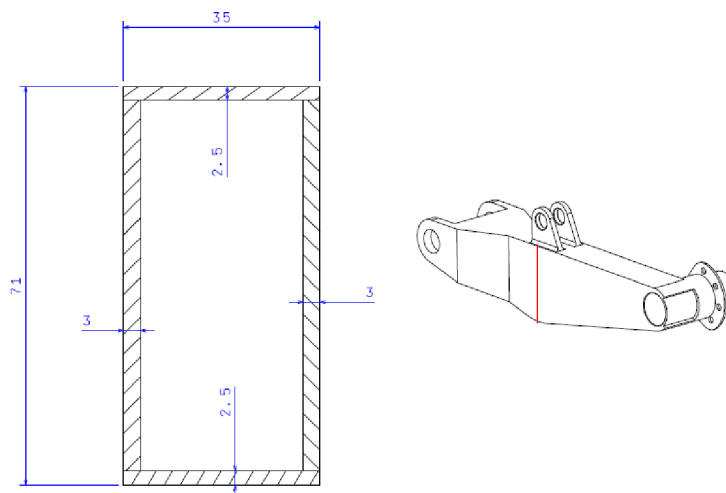
Moment ve směru Y $M_{oy} = N_X \cdot D = 6019 \cdot 135,1 = 813167\text{Nmm}$

Krouticí moment $M_K = R_{Y_p} \cdot D = 19887 \cdot 135,1 = 2686734\text{Nmm}$



Obrázek 7.2: VVU vidlice

Průřez, ve kterém působí dané vnitřní účinky je zobrazen na obrázku 7.3.



Obrázek 7.3: Průřez vidlice v místě největšího ohybového momentu

Průřezové charakteristiky daného řezu jsou:

Plocha S: $S = 2 \cdot (35 \cdot 2,5 + 66 \cdot 3) = 571 \text{ mm}^2$

Modul průřezu v ohybu v Z $W_{oZ} = \frac{35 \cdot 71^3 - 29 \cdot 66^3}{6 \cdot 71} = 9834,5 \text{ mm}^3$

Modul průřezu v ohybu v Y $W_{oY} = \frac{35^3 \cdot 71 - 29^3 \cdot 66}{6 \cdot 35} = 6830,71 \text{ mm}^3$

Napětí v daném řezu

Napětí v tahu: $\sigma_{tah} = \frac{R_{xp}}{S} = \frac{6019}{571} = 10,5 \text{ MPa}$

Napětí v ohybu Z: $\sigma_{oZ} = \frac{M_{oZ}}{W_{oZ}} = \frac{3261468}{9834,5} = 331,65 \text{ MPa}$

Napětí v ohybu Y: $\sigma_{oY} = \frac{M_{oY}}{W_{oY}} = \frac{813167}{6830,71} = 119 \text{ MPa}$

Napětí v krutu : $\tau_K = \frac{M_K}{2Ut} = \frac{2686734}{2 \cdot (66 \cdot 29) \cdot 2.5} = 281 MPa$

Pro výčet napětí ve smyku τ_K byl použit Bredtův vztah pro smykový tok v uzavřených dutinách vzniklým kroutícím momentem. Dle teorie Pružnosti a pevnosti [15] je nutné pro kombinované napětí vypočítat redukované napětí vztahem

$$\sigma_{RED} = \sqrt{(\sigma_{tah} + \sigma_{oz} + \sigma_{oy})^2 + 4 \cdot \tau_K^2} = 727 MPa.$$

Materiál vidlice je z oceli 16 532 s mezí kluzu $R_{p0,2} = 1420 MPa$. Vidlice je v daném místě předimenzovaná.

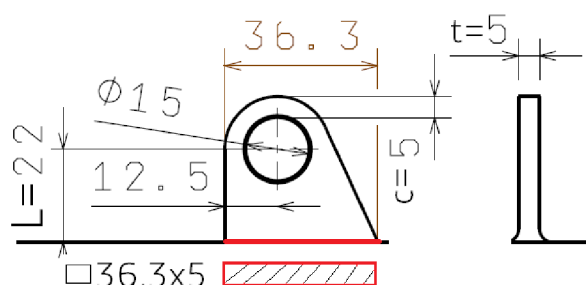
Síly působící v oku vidlice, ve které se nachází šroub spojující vidlici s pístní tyčí tlumiče jsou:

Síla ve směru X: $F_{X_t} \equiv N_X = R_{X_p} = 6019 N$

Síla ve směru Y: $F_{Y_t} \equiv T_Y = R_{Y_p} \frac{A+B}{A} = 19887 \frac{113,7+164}{113,7} = 48572 N$

Síla ve směru Z $F_{Z_t} \equiv T_Z = \frac{R_{X_p} \cdot D}{A} = \frac{6019 \cdot 135,1}{113,7} = 7152 N$

Rozměry oka pro výpočet jsou zobrazeny na obrázku 7.4. Oko je kontrolováno na vytržení



Obrázek 7.4: Rozměry oka vidlice u pístnice tlumiče

bez ohledu na deformaci dle [16]. Výsledný empirický vztah je

$$\sigma = 1,2 \frac{F}{2ct} = 1,2 \frac{\left(\frac{1}{2} \sqrt{F_{Y_t}^2 + F_{X_t}^2} \right)}{2 \cdot 5 \cdot 5} = 587 MPa < \sigma_D = 1420 MPa. \quad (7.1)$$

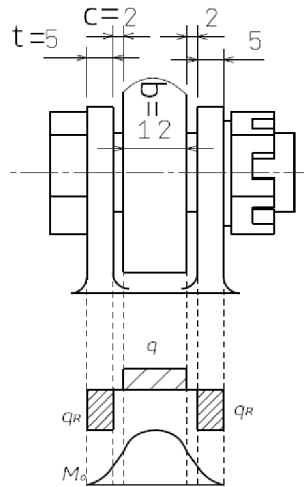
Dále se provedla pevnostní kontrola oka v jeho kořenovém průřezu, tj. tvar obdélníku o rozměrech 36,3x5, přičemž se uvažuje rameno $L = 22 mm$ ohybového momentu, které síly N_X, T_Y vytváří. Výsledné napětí v jednom oku jsou:

Napětí v tlaku: $\sigma_{tlak} = \frac{F_{Y_t}}{S} = \frac{48572}{36,3 \cdot 5} = 134 MPa$

Napětí v ohybu Z: $\sigma_{oz} = \frac{F_{X_t} \cdot L}{W_{oz}} = \frac{6019 \cdot 22}{\frac{36,3^2 \cdot 5}{6}} = 121 MPa$

Napětí v ohybu X: $\sigma_{ox} = \frac{F_{Z_t} \cdot L}{W_{ox}} = \frac{7152 \cdot 22}{\frac{5^2 \cdot 36,3}{6}} = 1004 MPa$

Celkové napětí: $\sigma = \sigma_{ox} + \sigma_{oz} + \sigma_{tlak} = 1259 MPa$



Obrázek 7.5: VVU šroubu spoje vidlice-tlumič: spojité zatížení q a ohybový moment M_o

Celkové napětí u kořene jednoho oka vychází 1259 MPa , mez kluzu materiálu 16 532 je 1420 MPa . Oko vidlice-tlumič je mírně předdimenzováno. (Druhé oko tlumiče je pevnostně kontrolováno u další sekce výpočet tlumiče, viz 7.2.)

U pevnostního výpočtu šroubu M15 spoje vidlice-tlumič je uvažované spojité zatížení q a q_R s konstantním průběhem, které je zobrazeno na obrázku 7.5.

Maximální ohybový moment $M_{o_{max}}$ v daném šroubu pro

$$q_R = \frac{\sqrt{F_{Y_t}^2 + F_{X_t}^2}}{t} \cdot \frac{1}{2} = 4811 \frac{N}{mm}$$

a

$$q = \frac{\sqrt{F_{Y_t}^2 + F_{X_t}^2}}{b} = 4009 \frac{N}{mm}$$

vychází:

$$M_{o_{max}} = q_R \cdot t \cdot (t/2 + c + b/2) - q \cdot b/2 \cdot b/2 \cdot \frac{1}{2} = 180313 Nmm$$

Průřezová charakteristika šroubu M15 je:

$$\text{Modul průřezu v ohybu } W_o = \frac{\pi 15^3}{32} = 331,34 mm^3$$

Napětí v daném řezu

$$\text{Napětí v ohybu: } \sigma_o = \frac{M_{o_{max}}}{W_o} = \frac{180313}{331,34} = 544 MPa$$

Z pevnostního výpočtu šroubu vyplývá, že šroub je předdimenzovaný, pokud se použije ocel 16 532. Průměr 15 mm byl zvolen kvůli naklápěcímu ložisku, které má pro tento zvolený rozměr únosnost statickou 85000 N dle [14], pro menší průměr již ložisko nevyhovuje. Pokud se ovšem najde vhodné ložisko s menším průměrem, je možno šroub nahradit menším průměrem 14 mm . Šroub M14 vyhovuje i na otláčení. Výpočet na otláčení šroubu již v této práci není uveden.

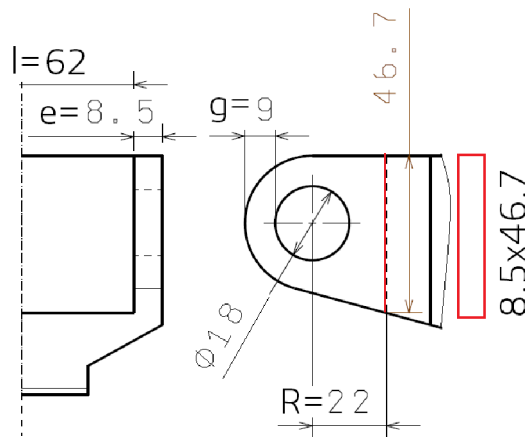
Oka vidlice spoje vidlice-nůžky přenášejí síly v podélném směru nůžek F_n , ve směru Z a krouticí moment viz obrázek 7.1. Početní síly působící v oku spoje vidlice-nůžky jsou¹:

Síla ve směru F_n : $F_n = T_Y \frac{1}{\cos(\beta^\circ)} = R_{Y_p} \frac{B}{A} \cdot \frac{1}{\cos(\beta^\circ)} = 19887 \frac{164}{113,7} \cdot \frac{1}{\cos(25,4^\circ)} = 31747 N$

Síla ve směru Z $F_{Z_n} \equiv T_Z = \frac{R_{X_p} \cdot D}{A} = \frac{6019 \cdot 135,1}{113,7} = 7152 N$

Krouticí moment $M_K = R_{Y_p} \cdot D = 19887 \cdot 135,1 = 2686734 Nmm$

Jednotlivé rozměry oka jsou zobrazeny na obrázku 7.6.



Obrázek 7.6: Rozměry oka vidlice spoje vidlice-nůžky

Oko je kontrolováno na vytržení bez ohledu na deformaci vztahem 7.1, přičemž se uvažuje působící síla od tahu nůžek $F_n = 31747 N$ a síla od krouticího momentu

$$F_M = \frac{1}{2} \frac{M_k}{e/2 + l/2} = \frac{1}{2} \frac{2686734}{8,5/2 + 62/2} = 38110 N,$$

kteřý působí ve středu ok na rameni $l/2 + e/2 mm$. Výsledné napětí je:

$$\sigma = 1,2 \frac{F}{2ge} = 1,2 \frac{1/2 F_n + F_M}{2 \cdot 9 \cdot 8,5} = 423 MPa < \sigma_D = 1420 MPa. \quad (7.2)$$

Dále se provede pevnostní kontrola oka v jeho kořenové části průřezu vzdáleného od osy díry $R = 22 mm$. Uvažuje se zatížení od sil $F_n = 31747 N$, $F_M = 38110 N$ a $F_{Z_n} = 7152 N$, které působí na rameni o délce $R = 22 mm$ a vytváří tak ohybový moment ke kořenovému řezu obdélníkového tvaru o rozměrech $8,5 \times 46,7$.

Průřezové charakteristiky daného řezu jsou:

Modul průřezu v ohybu v Z $W_{oz} = \frac{46,7^2 \cdot 8,5}{6} = 3089,6 mm^3$

Modul průřezu v ohybu v Y $W_{oy} = \frac{46,7 \cdot 8,5^2}{6} = 562,3 mm^3$

Napětí v daném řezu jednoho oka je:

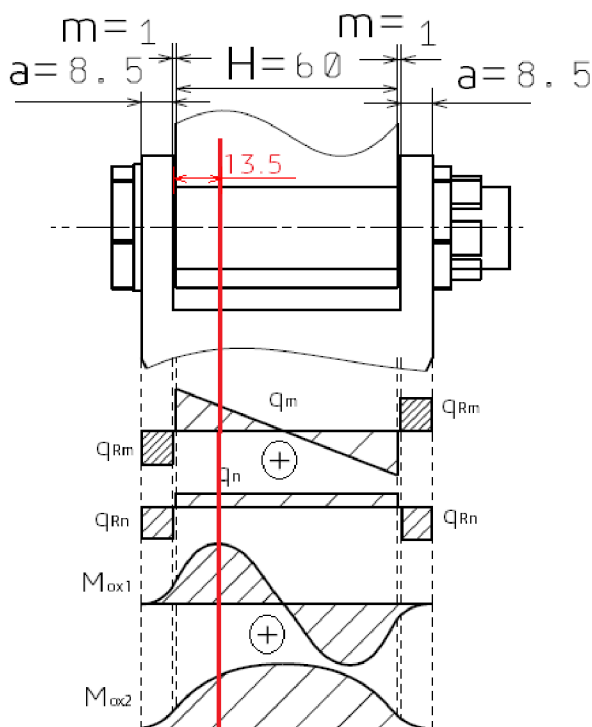
Napětí v ohybu Z : $\sigma_{oz} = \frac{(1/2 F_n + F_M) \cdot R}{W_{oz}} = \frac{(1/2 \cdot 31747 + 38110) \cdot 22}{3090} = 384 MPa$

¹Jednotlivé rozměry použité pro výpočet jsou zobrazeny na obrázku 7.1

Napětí v ohybu Y: $\sigma_{oY} = \frac{F_{zn} \cdot R}{W_{oY}} = \frac{7152,22}{562,3} = 280MPa$

Celkové napětí: $\sigma = \sigma_{oY} + \sigma_{oz} = 664MPa$

Oko vidlice spoje vidlice-nůžky vychází předdimenzované, v případě použité oceli 16 532.



Obrázek 7.7: VVU šroubu spoje vidlice-nůžky: spojitě zatížení a ohybový moment

U pevnostního výpočtu šroubu M18 spoje vidlice-nůžky (pro spoj nůžky-válce tlumiče se uvažuje identický šroub M18, který je zatížen stejným způsobem, proto pevnostní kontrola se provede jen u spoje vidlice-nůžky) se předpokládá konstantní a lineární zatížení vzniklých od síly $F_n = 31747N$ a kroutícího momentu $M_k = 2686734Nmm$, jak je naznačeno na obrázku 7.7. Tyto zatížení vznikají ve stejném okamžiku, proto se tyto spojitě zatížení sečtou. Na obrázku je vyznačeno červenou čarou místo s největším ohybovým momentem. Výpočet ohybového momentu v kritickém místě bylo programem Matlab. Dané spojitě zatížení jsou:

$$q_{Rm} = \frac{1}{2} \frac{M_K}{H/2 + m + a/2} \frac{1}{a} = 4484 \frac{N}{mm},$$

$$q_m(x) = \frac{4478}{H/2} (H/2 - x),$$

$$q_{Rn} = \frac{1}{2} \frac{F_n}{a} = 1867 \frac{N}{mm},$$

$$q_n = \frac{1}{2} \frac{F_n}{H/2} = 529 \frac{N}{mm}.$$

Maximální ohybový moment je v $x = 13,5 \text{ mm}$, kde x má počátek od milimetrové mezery mezi okem a nůžkami, velikost momentu je:

$$M_{o_{max}} = ((q_{R_m} + q_{R_n})a) \cdot (a/2 + m + x) - 529 \frac{x^2}{2} - \frac{4484}{H/2} (H/2 \frac{x^2}{2} - \frac{x^3}{6}) = 617138 \text{ Nmm}$$

Průřezová charakteristika šroubu M18 je:

$$\text{Modul průřezu v ohybu } W_o = \frac{\pi 18^3}{32} = 572.5 \text{ mm}^3$$

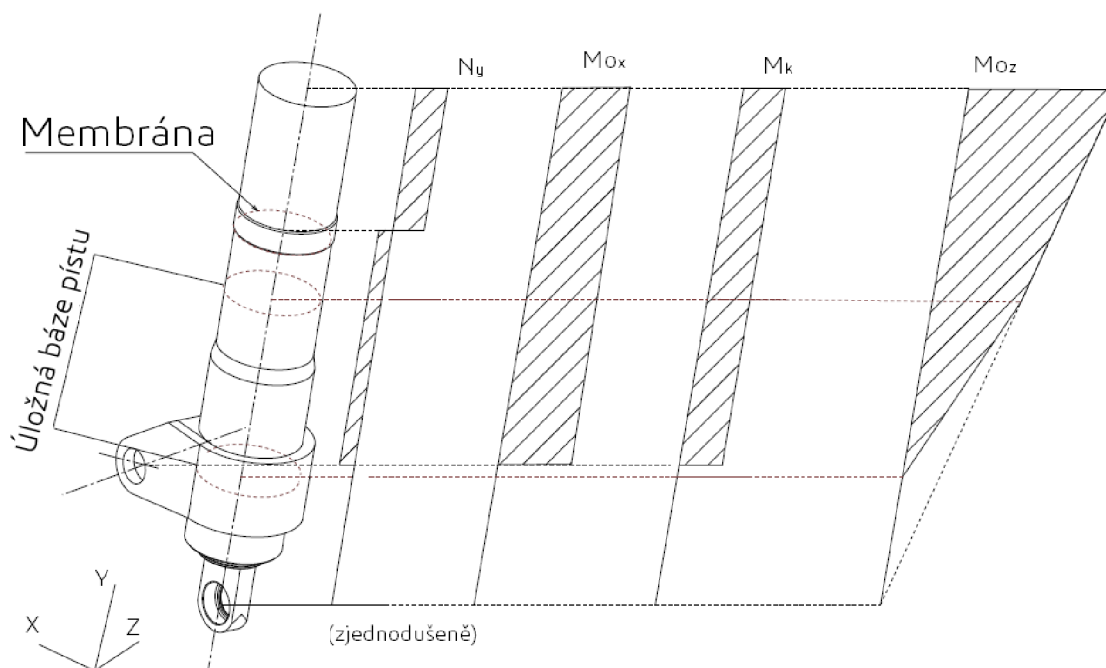
Napětí v daném řezu

$$\text{Napětí v ohybu: } \sigma_o = \frac{M_{o_{max}}}{W_o} = \frac{617138}{572.5} = 1078 \text{ MPa}$$

Napětí ve šroubu M18 nedosahuje meze kluzu materiálu 16 532.

7.2. Pevnostní kontrola tlumiče

Válec tlumiče je zatížen normálovou silou N_y , ohybovými momenty složek X, Z a kroučícím momentem M_K , viz obrázek 7.8. Pevnostní kontrola válce tlumiče se provede v průřezu válce, kde je největší zatížení, tj. na konci válce. Délkové rozměry vztahující se k výpočtu zatížení jsou na obrázku 7.9.



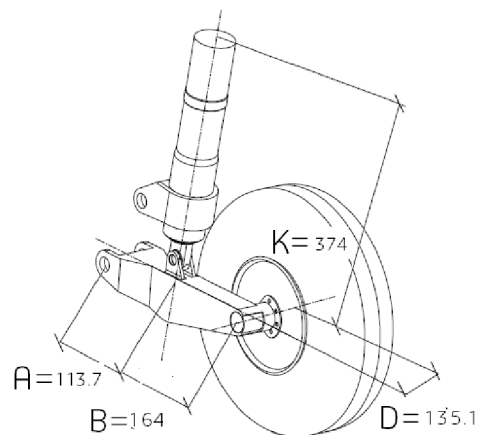
Obrázek 7.8: VVU válce tlumiče při maximálním stlačení pístu tlumiče

Početní síly a momenty působící v tomto řezu jsou:

$$\text{Síla ve směru Y: } N_{Y=374} = R_{Y_p} = 19887 \text{ N}$$

$$\text{Moment ve směru X } M_{o_x} = R_{Y_p} \cdot D = 19887 \cdot 135,1 = 2686734 \text{ Nmm}$$

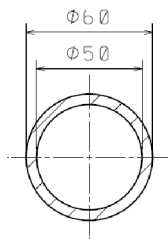
$$\text{Moment ve směru Z } M_{o_z} = R_{Y_p} \cdot B + R_{X_p} \cdot K = 19887 \cdot 164 + 6019 \cdot 374 = 5512574 \text{ Nmm}$$



Obrázek 7.9: Rozměry pro výpočet zatížení válce tlumiče při stlačeném tlumiči

Krouticí moment $M_K = R_{X_p} \cdot D = 6019 \cdot 135,1 = 813167 Nmm$

Průřez, ve kterém působí dané vnitřní účinky je zobrazen na obrázku 7.10.



Obrázek 7.10: Průřez válce tlumiče v místě největšího zatížení

Průřezové charakteristiky daného řezu jsou:

Plocha S: $S = \frac{\pi(60^2 - 50^2)}{4} = 863,9 mm^2$

Modul průřezu v ohybu $W_o = \frac{\pi}{32 \cdot 60} (60^4 - 50^4) = 10979,2 mm^3$

Modul průřezu v krutu $W_k = \frac{\pi}{16 \cdot 60} (60^4 - 50^4) = 21958,4 mm^3$

Napětí v daném řezu:

Napětí v tlaku: $\sigma_{tlak} = \frac{N_Y}{S} = \frac{19887}{863,9} = 23 MPa$

Napětí v ohybu X: $\sigma_{oX} = \frac{M_{oX}}{W_o} = \frac{2686734}{10979,2} = 245 MPa$

Napětí v ohybu Z: $\sigma_{oZ} = \frac{M_{oZ}}{W_o} = \frac{5512574}{10979,2} = 502 MPa$

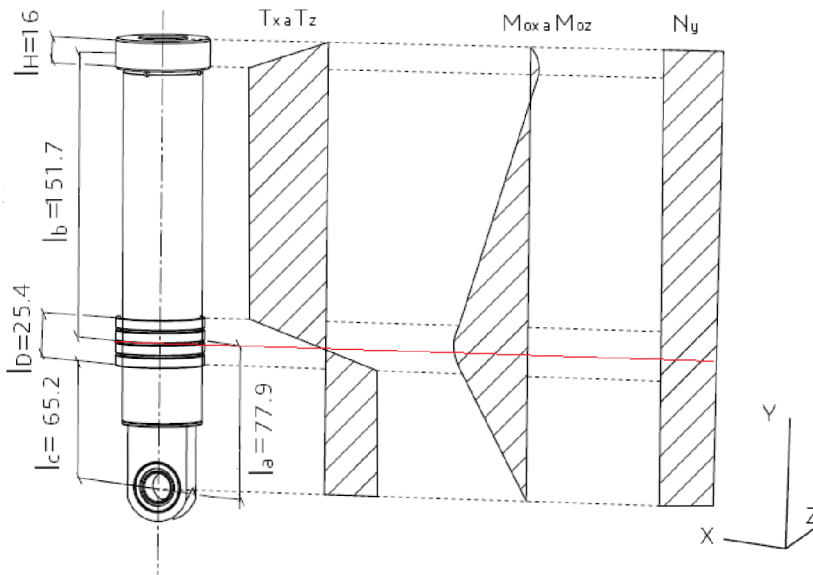
Napětí v krutu : $\tau_K = \frac{M_K}{W_k} = \frac{813167}{21958} = 37 MPa$

Kombinované napětí v daném řezu se vypočítá:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{(\sigma_{tlak} + \sigma_{oX} + \sigma_{oZ})^2 + 4 \cdot \tau_K^2} = 774 MPa.$$

Válec tlumiče vychází předdimenzován, pokud použijeme ocel 16 532 s mezi kluzu $R_{p0,2} = 1420 MPa$. Část zatížení přenesou také pomocné vzpěry, které v tomto výpočtu nebyly uvažovány.

Další částí tlumiče, u které se provede pevnostní kontrola, je pístní tyč tlumiče. Pístní tyč tlumiče je namáhána tlakovou silou F_{Y_t} , a ohybovými momenty M_{oz} a M_{ox} , které vznikají působením sil F_{Z_t} , F_{X_t} v oku pístní tyče. VVU jsou zobrazeny na obrázku 7.11.



Obrázek 7.11: Průřez válce tlumiče v místě největšího zatížení

Počtení síly působící v oku pístnice a normálová síla je:

Normálová síla: $F_{Y_t} = R_{Y_P} \frac{A+B}{A} = 19887 \frac{113,7+164}{113,7} = 48572 N$

Síla ve směru X $F_{X_t} = R_{X_p} = 6019 N$

Síla ve směru Z $F_{Z_t} = \frac{R_{X_p} \cdot D}{A} = \frac{6019 \cdot 135,1}{113,7} = 7152 N$

Složená síla v rovině XZ $F_{XZ_t} = \sqrt{F_{X_t}^2 + F_{Z_t}^2} = 9348 N$

Pro pevnostní výpočet pístnice bylo zvoleno konstantní spojitě zatížení působící na čtyři rozpěrné kroužky q_D , respektive pístní hlavu tlumiče q_H o délkách $l_D = 25,4 mm$, respektive $l_H = 16 mm$, viz obrázek 7.11. Postup výpočtu spojitěho zatížení s rozměry vyznačenými na obrázku 7.11 je:

Silová rovnováha: $q_D l_D = F_{XZ_t} + q_H l_H$

Momentová rovnováha: $q_D l_D (l_a) = q_H l_H (l_b + l_a)$

Výsledné spojitě zatížení: $q_D = 538,4 \frac{N}{mm}$ a $q_H = 290,1 \frac{N}{mm}$

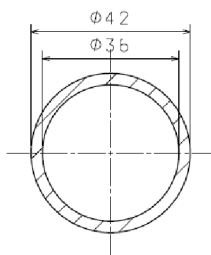
Napětí v tlaku (otlačení) pístní hlavy o průměru $50 mm$, respektive rozpěrných kroužků s vnitřním průměrem $42 mm$ je:

Napětí v tlaku pístní hlavy: $\sigma_{otl} = \frac{q_H}{50} = \frac{290,1}{50} = 5,8 MPa$

Napětí v tlaku rozpěrných kroužků: $\sigma_{otl} = \frac{qD}{42} = \frac{538,4}{42} = 12,8 MPa$

Dovolené napětí v tlaku rozpěrných kroužku Trelleborg udává výrobce pro $25^\circ C$ $\sigma_D = 15 MPa$, což je splněno. Maximální mez pevnosti pístní hlavy z bronzu je $R_M = 240 MPa$, napětí v tlaku pístní hlavy je zanedbatelné.

Maximální ohybový moment v pístní tyči tlumiče vzniká v průřezu vzdáleného od oka tlumiče $l_a = 77,9 mm$. Průřez pístní tyče je na obrázku 7.12.



Obrázek 7.12: Průřez pístní tyče tlumiče v místě největšího zatížení

Průřezové charakteristiky daného řezu jsou:

Plocha S: $S = \frac{\pi(42^2 - 36^2)}{4} = 367,5 mm^2$

Modul průřezu v ohybu $W_o = \frac{\pi}{32 \cdot 42} (42^4 - 36^4) = 3347,4 mm^3$

Napětí v daném řezu:

Napětí v tlaku: $\sigma_{tlak} = \frac{F_{Y_t}}{S} = \frac{48572}{367,5} = 132 MPa$

Napětí v ohybu: $\sigma_o = \frac{F_{X_Z} \cdot l_a}{W_o} = \frac{9348 \cdot 77,9}{3347,4} = 217 MPa$

Celkové napětí: $\sigma = \sigma_{tlak} + \sigma_o = 349 MPa$

Napětí v pístní tyči vychází 349 MPa. Materiál pístní tyče je ocel 16 532 s mezí kluzu 1420 MPa. Pístní tyč tlumiče je tlustostěnná trubka, kde není potřeba se zabývat vzpěrnou stabilitou. Pro jistotu byl proveden výpočet vzpěrné stability pro nejhorší případ, při kterém se kritické napětí zmenší dvakrát. Přesto však kritické napětí vycházelo oproti celkovému napětí $\sigma = 340 MPa$ podstatně větší. Z tohoto důvodu výpočet vzpěrné stability pístní tyče zde není uveden. Totéž platí i pro válec pístu.

Dále byl proveden pevnostní výpočet oka pístní tyče tlumiče. Oko je zobrazeno na obrázku 7.13. Oko je namáháno silami $F_{X_t} = 6019 N$ a $F_{Z_t} = 7152 N$, které působí na rameni o délce $R_o = 33 mm$ a vzniká tak ohybový moment. Dále je oko namáháno normálovou silou $F_{Y_t} = 48572 N$. V obdélníkovém průřezu 12x36 vzdáleného od díry $R_o = 33 mm$ bude provedený pevnostní výpočet.

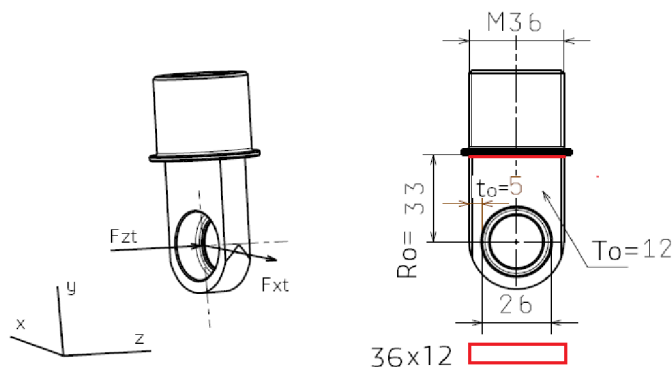
Průřezové charakteristiky daného řezu jsou:

Plocha S: $S = 12 \cdot 36 = 432 mm^2$

Modul průřezu v ohybu v X $W_{o_x} = \frac{12^2 \cdot 36}{6} = 864 mm^3$

Modul průřezu v ohybu v Z $W_{o_z} = \frac{12 \cdot 36^2}{6} = 2592 mm^3$

Napětí v daném řezu:



Obrázek 7.13: Pístní oko tlumiče bez ložiska a podložky

Napětí v tlaku: $\sigma_{tlak} = \frac{F_{Yt}}{S} = \frac{48572}{432} = 112 MPa$

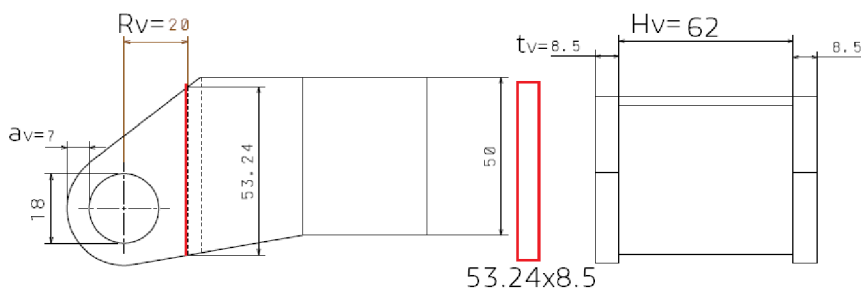
Napětí v ohybu X: $\sigma_{oX} = \frac{F_{Zt} \cdot R_o}{W_{oX}} = \frac{7152 \cdot 33}{864} = 273 MPa$

Napětí v ohybu Z: $\sigma_{oZ} = \frac{F_{Xt} \cdot R_o}{W_o} = \frac{6019 \cdot 33}{2592} = 74,1 MPa$

Celkové napětí: $\sigma = \sigma_{oX} + \sigma_{tlak} + \sigma_{oZ} = 459 MPa$

Oko u pístní tyče je dostatečně předimenzováno, pokud se použije materiál 16 532 s mezí kluzu $R_{p0,2} = 1420 MPa$. Byla také provedena kontrola oka podle vzorce (7.1) na vytržení od síly F_{Xt} , ale napětí v oku vyšlo relativně malé, proto zde tento výpočet není uveden.

Další pevnostní kontrola je provedena u oka spoje nůžky-válec tlumiče, které je zobrazeno na obrázku 7.14. Síly působící na oko spoje nůžky-válec tlumiče jsou stejné jako



Obrázek 7.14: Oko vidlice připevněné k válci tlumiče

u oka spoje vidlice-nůžky. Jednotlivé síly byly získány již v sekci 7.1, jejich velikosti jsou $F_n = 31747 N$, $F_M = 38110 N$ a $F_{Zn} = 7152 N$. Průřez oka, který se bude kontrolovat je tvaru obdélníku $53,2 \times 8,5$, vzdáleného od díry oka $R_v = 20 mm$. Uvažuje se zatížení od sil F_n , F_M a F_{Zn} , které působí na rameni o délce $R_v = 20 mm$ a vytváří tak ohybové momenty k danému průřezu. Průřezové charakteristiky daného řezu jsou:

Modul průřezu v ohybu v Z $W_{oZ} = \frac{53,2^2 \cdot 8,5}{6} = 4009,5 mm^3$

Modul průřezu v ohybu v Y $W_{oY} = \frac{53,2 \cdot 8,5^2}{6} = 640,6 mm^3$

Napětí v daném řezu jednoho oka:

Napětí v ohybu Z: $\sigma_{oZ} = \frac{(1/2F_n + F_M) \cdot R_v}{W_{oZ}} = \frac{(1/2 \cdot 31746,5 + 38110) \cdot 20}{4009,5} = 269 \text{ MPa}$

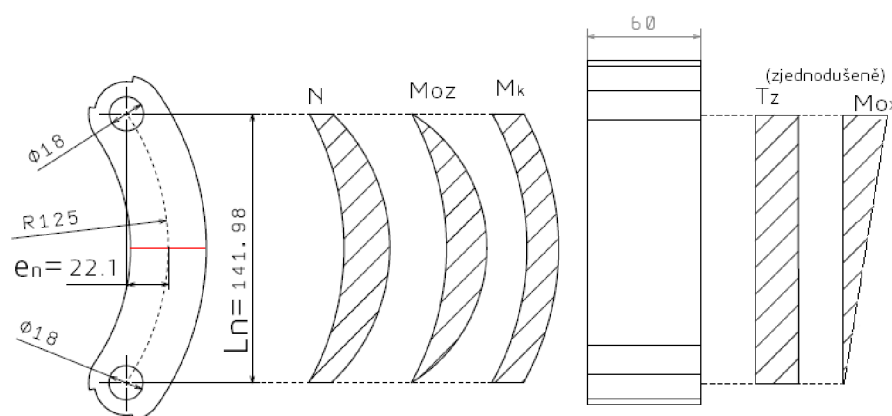
Napětí v ohybu Y: $\sigma_{oY} = \frac{F_{Zn} \cdot R_v}{W_{oY}} = \frac{7152 \cdot 20}{640,6} = 223 \text{ MPa}$

Celkové napětí: $\sigma = \sigma_{oY} + \sigma_{oZ} = 492 \text{ MPa}$

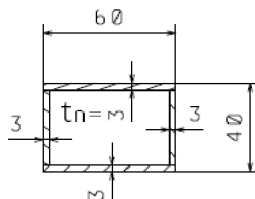
Oko vidlice spoje nůžky-válec tlumiče vychází předdimenzované, v případě použité oceli 16 532.

7.3. Pevnostní kontrola nůžek

Nůžky podvozku přenášejí kroutící moment M_K , ohybový moment M_{0x} vzniklý od síly F_{Zn} a normálovou sílu F_n . Uvažuje se zjednodušení při výpočtu ohybového momentu M_{0x} , kdy se jeden konec nůžek uvažuje jako vetknutý. Nůžky jsou zobrazené na obrázku 7.15. Nůžky jsou zakřiveny do oblouku o poloměru $R = 125 \text{ mm}$, proto v nůžkách vzniká přídavné zatížení od ohybového momentu M_{oZ} . VVU nůžek lze vidět na obrázku 7.15, kde je také vyznačen kritický průřez nůžek červenou čarou. Průřez nůžek, ve kterém je největší zatížení je na obrázku 7.16.



Obrázek 7.15: VVU nůžek



Obrázek 7.16: Kritický průřez nůžek

Početní síly a momenty působící v tomto řezu jsou² :

Síla ve směru normály: $F_n = R_{Yp} \frac{B}{A} \frac{1}{\cos(\beta)} = 19887 \frac{164}{113,7} \frac{1}{\cos(25,4^\circ)} = 31747 \text{ N}$

²Jednotlivé rozměry použité pro výpočet jsou zobrazeny na obrázku 7.1, 7.15 a 7.16, souřadnicový systém je zobrazen na obrázku 7.1

Síla ve směru Z: $F_{Z_n} = R_{X_p} \frac{D}{A} = 6019 \frac{135,1}{113,7} = 7152N$

Moment ve směru X $M_{o_x} = F_Z \cdot \frac{R_n}{2} = 7152 \cdot \frac{141,9}{2} = 507434Nmm$

Moment ve směru Z $M_{o_z} = F_n \cdot e_n = 31747 \cdot 22,1 = 701609Nmm$

Kroutící moment $M_K = R_{Y_p} \cdot D = 19887 \cdot 135,1 = 2686774Nmm$

Průřezové charakteristiky řezu 7.16 jsou:

Plocha S: $S = 2 \cdot (34 \cdot 3 + 60 \cdot 3) = 564mm^2$

Modul průřezu v ohybu v Z: $W_{o_z} = \frac{40^3 \cdot 60 - 34^3 \cdot 54}{6 \cdot 40} = 7156,6mm^3$

Modul průřezu v ohybu v X: $W_{o_x} = \frac{40 \cdot 60^3 - 34 \cdot 54^3}{6 \cdot 60} = 9128,4mm^3$

Napětí v řezu 7.16 jsou:

Napětí v tahu: $\sigma_{tah} = \frac{F_n}{S} = \frac{31747}{564} = 56,3MPa$

Napětí v ohybu Z: $\sigma_{o_z} = \frac{M_{o_z}}{W_{o_z}} = \frac{701609}{7156,6} = 98MPa$

Napětí v ohybu X: $\sigma_{o_x} = \frac{M_{o_x}}{W_{o_x}} = \frac{507434}{9128,4} = 55,6MPa$

Napětí v krutu : $\tau_K = \frac{M_K}{2Ut_n} = \frac{2686774}{2 \cdot (54 \cdot 34) \cdot 3} = 244MPa$

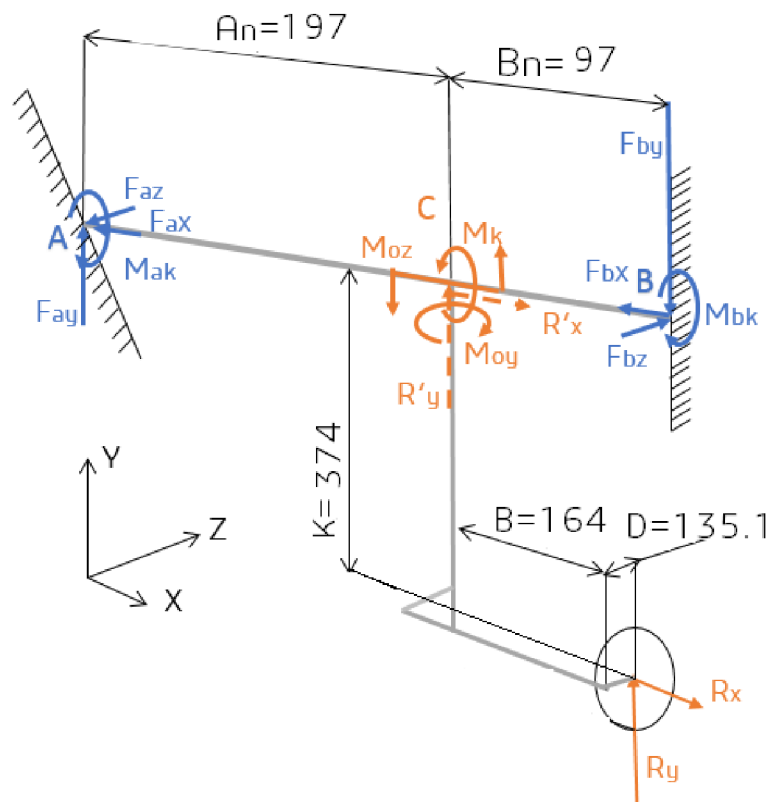
Pro výčet napětí ve smyku τ_K byl použit Bredtův vztah pro smykový tok v uzavřených dutinách vzniklým kroutícím momentem. Redukované napětí je:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{(\sigma_{tah} + \sigma_{o_z} + \sigma_{o_x})^2 + 4 \cdot \tau_K^2} = 531MPa.$$

Nůžky podvozku vychází předdimenzované, pokud nůžky budou vyrobeny z oceli 16 532.

7.4. Pevnostní kontrola nosníku podvozku

Jak bylo uvedeno v úvodu této kapitoly, v pevnostním výpočtu se neuvažují přidavné vzpěry, a tudíž se bude uvažovat, že nosník podvozku přenesou veškeré zatížení, i když ve skutečnosti značnou část zatížení přenesou pomocné vzpěry. Zjednodušené schéma nosníku podvozku je zobrazeno na obrázku 7.17. Na obrázku jsou vidět i působící jednotlivé síly a momenty a reakce ve vazbách A a B. Vazby A a B přenášejí síly ve směru X, Y, Z a kroutící moment. Vazby A a B nejsou schopny přenést ohybový moment. Jedná se o staticky neurčitou úlohu v případě výpočtu reakčních sil F_X a F_{bX} působících ve vazbách A a B. Při výpočtu kroutících momentů ve vazbách A a B, tj. M_{aK} a M_{bK} se jedná také o staticky neurčitou úlohu. V případě výpočtu reakcí F_{aX} a F_{bX} se použije metoda superpozice, kdy přírůstek prodloužení nosníku vyvozené působením silou F_{bX} je stejný jako přírůstek prodloužení nosníku způsobený silou R_{X_p} , pokud se uvažuje deformační podmínka $u_B = 0$, daný vztah vychází z [15]. U výpočtu reakčních kroutících momentů ve vazbách A a B se použije metoda superpozice, kde změna natočení nosníku vyvozená od kroutícího momentu M_K je stejná jako změna natočení způsobená momentem M_{bK} , pokud se uvažuje deformační podmínka $\varphi_B = 0$, daný vztah vychází z [15]. Jednotlivé vztahy jsou (7.3) a (7.6). Početní zatížení působící v nosníku podvozku v místě C jsou:



Obrázek 7.17: Schéma nosníku a ostatních částí podvozku při stlačeném tlumiči

Síla ve směru Y: $R_{Y_p} = 19887N$

Síla ve směru X: $R_{X_p} = 6019N$

Moment ve směru Y: $M_{oY} = R_{X_p} \cdot D = 6019 \cdot 135,1 = 813167Nmm$

Moment ve směru Z: $M_{oz} = R_{Y_p} \cdot B + R_{X_p} \cdot K = 19887 \cdot 164 + 6019 \cdot 374 = 5512574Nmm$

Kroutící moment: $M_K = R_{Y_p} \cdot D = 19887 \cdot 135,1 = 2686734Nmm$

Výpočet reakcí sil ve směru X ve vazbách A a B při deformační podmínce $u_B = 0$: Uvažuje se, že axiální tuhost ES je podél celého průřezu konstantní:

$$\begin{aligned}
 F_{aX} + R_{X_p} + F_{bX} &= 0 & (7.3) \\
 \frac{R_{X_p} \cdot A_n}{ES} &= \frac{F_{bX} \cdot (A_n + B_n)}{ES} \\
 F_{aX} &= -1986N \quad F_{bX} = -4033N
 \end{aligned}$$

Výpočet reakcí sil ve směru Y ve vazbách A a B:

$$\begin{aligned}
 F_{aY} + R_{Y_p} + F_{bY} &= 0 & (7.4) \\
 M_{oz} + R_{Y_p} \cdot A_n + F_{bY} \cdot (A_n + B_n) &= 0 \\
 F_{bY} &= -32076N \quad F_{aY} = 12189N
 \end{aligned}$$

Výpočet reakcí sil ve směru Z ve vazbách A a B:

$$\begin{aligned} F_{aZ} + F_{bZ} &= 0 \\ M_{oY} + F_{bZ} \cdot (A_n + B_n) &= 0 \\ F_{aZ} = -2766N \quad F_{bZ} &= 2766N \end{aligned} \quad (7.5)$$

Výpočet reakčních kroutících momentů M_{aK} a M_{bK} ve vazbách A a B při deformační podmínce $\varphi_B = 0$: Uvažuje se, že torzní tuhost GJ_p je podél celého průřezu konstantní:

$$\begin{aligned} M_{aK} + M_{bK} + M_K &= 0 \\ \frac{M_K \cdot 197}{GJ_p} &= \frac{M_{bK} \cdot (A_n + B_n)}{GJ_p} \\ M_{bK} = 1800295Nmm \quad M_{aK} &= 886439Nmm \end{aligned} \quad (7.6)$$

Na obrázku 7.18 je znázorněná příruba s šesti šrouby M8 na roztečné kružnici o průměru 90 mm. Šrouby jsou namáhané na smyk a tah. Velikost plochy průřezu šroubu M8 je:

$$S_{M8} = \frac{\pi(d_3 + d_2)^2}{4} = \frac{\pi(6,619 + 7,188)^2}{4} = 37,43mm^2 .$$

Velikost zatížení na jeden šroub v přírubě nosníku A je:

$$F_{M8a} = \frac{1}{6} \left(\sqrt{F_{aZ}^2 + F_{aY}^2} + M_{aK} \frac{1}{D/2} \right) = \frac{1}{6} \left(\sqrt{2766^2 + 12189^2} + 886439 \frac{1}{45} \right) = 5366N$$

$$\tau_{M8a} = \frac{F_{M8a}}{S_{M8}} = \frac{5366}{37,43} = 143MPa \quad (7.7)$$

$$\sigma_{tah_a} = \frac{F_{aX}}{S_{M8}} = \frac{1986}{37,43} = 53MPa \quad (7.8)$$

$$\sigma_{red_a} = \sqrt{\sigma_{tah}^2 + 4\tau_{M8a}^2} = 291MPa \quad (7.9)$$

Velikost zatížení na jeden šroub v přírubě nosníku B je:

$$F_{M8b} = \frac{1}{6} \left(\sqrt{F_{bZ}^2 + F_{bY}^2} + M_{bK} \frac{1}{D/2} \right) = \frac{1}{6} \left(\sqrt{2766^2 + 32076^2} + 1800295 \frac{1}{45} \right) = 12034N$$

$$\tau_{M8b} = \frac{F_{M8b}}{S_{M8}} = \frac{12034}{37,43} = 322MPa \quad (7.10)$$

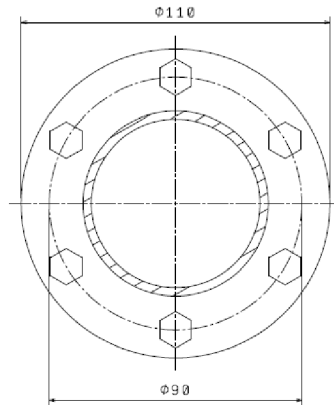
$$\sigma_{tlak_b} = \frac{F_{bX}}{S_{M8}} = \frac{4033}{37,43} = 108MPa \quad (7.11)$$

$$\sigma_{red_b} = \sqrt{\sigma_{tah}^2 + 4\tau_{M8a}^2} = 652MPa \quad (7.12)$$

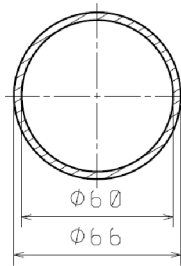
Průřezové charakteristiky řezu z obrázku 7.19 jsou:

Plocha S: $S = \frac{\pi(66^2 - 60^2)}{4} = 593,7mm^2$

Modul průřezu v ohybu: $W_o = \frac{\pi 66^3}{32} \left(1 - \left(\frac{60}{66} \right)^4 \right) = 8947mm^3$



Obrázek 7.18: Příklad nosníku podvozku s šesti šrouby M8



Obrázek 7.19: Průřez nosníku podvozku

Modul průřezu v krutu: $W_K = \frac{\pi 66^3}{16} (1 - (\frac{60}{66})^4) = 17894 \text{ mm}^3$

Výpočet maximálního momentu v ohybu M_{oZ} v nosníku podvozku se vypočítá pomocí rovnice (7.4), ze které známe reakční sílu F_{aY} . Maximální ohyb vzniká v místě svarového spoje nosníku a válce tlumiče vzdáleného od vazby A, která je $A_n = 197 \text{ mm}$. Maximální ohybový moment M_{oZ} je:

$$M_{oZ_{Max}} = F_{aY} \cdot A_n = 12189 \cdot 197 = 2401233 \text{ Nmm}. \quad (7.13)$$

Výsledný ohybový moment působící na nosník v kritickém místě je:

$$M_{o_{Max}} = \sqrt[2]{M_{oZ_{Max}}^2 + M_{oY}^2} = \sqrt[2]{2401233^2 + 813167^2} = 2535185 \text{ Nmm}. \quad (7.14)$$

Výpočet napětí vznikající v nosníku podvozku v řezu 7.19:

Napětí v tahu/tlaku: $\sigma_{tk} = \frac{R_{Xp}}{S} = \frac{6019}{593,7} = 10 \text{ MPa}$

Napětí v ohybu: $\sigma_o = \frac{M_{o_{Max}}}{W_o} = \frac{2535185}{8947} = 283 \text{ MPa}$

Napětí v krutu: $\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{2686734}{17894} = 150 \text{ MPa}$

Celkové napětí: $\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_{tk} + \sigma_o)^2 + 4\tau_K^2} = 443 \text{ MPa}$

Výsledné napětí v nosníku podvozku je 443 MPa . Skutečné napětí bude menší díky pomocným vzpěrám. Pokud bude použit materiál z ocele 16 532 s mezí kluzu $R_{p0,2} = 1420 \text{ MPa}$, je nosník podvozku předimenzován.

8. Závěr

Byl proveden konstrukční návrh nového pevného hlavního podvozku a tlumiče. Jako ideální konstrukce pro tento letoun byla vybrána konstrukce pákového podvozku s hydraulicko-pneumatickým tlumičem. Ze stávajícího podvozku WT10 Advantic nebude využit žádný konstrukční prvek. Jde o novou konstrukci pákového podvozku s nůžkami.

Při výpočtu zatížení při přistání se uvažovala pouze krajní poloha zadní centráže letounu, která nejvíce zatěžuje hlavní podvozek. Hydraulicko-pneumatický tlumič byl navržen podle všeobecných předpokladů, které se uplatňují při prvotním návrhu tlumiče. Mnohé vstupní hodnoty, jako je například hydraulický odpor a polytropický exponent, byl hrubě odhadnut na základě doporučení a zkušeností z jiných pádových zkoušek podvozku. Tento výpočet tlumiče má pouze snížit počet dlouhých a nákladných experimentálních zkoušek podvozku na padostroji. Jde tedy o první přiblížení se ke skutečnému chování nového podvozku s novým tlumičem. Je nutno provedení experimentální zkoušky podvozku na padostroji, z které se zjistí skutečné stlačení pneumatiky a tlumiče a také doba útlumu kmitů letounu při přistání. Pokud se budou hodnoty stlačení tlumiče a pneumatiky při pádové zkoušce lišit od tohoto výpočtu, je nutné celý návrhový proces opakovat znovu od výpočtu zatížení při přistání, neboť zde právě vstupuje do výpočtu velikost stlačení pneumatiky a tlumiče. Jde tedy o dlouhý iterační proces při návrhu podvozku s tlumičem.

Podvozková noha hlavního podvozku vychází mírně těžší než stávající hlavní podvozková noha. Z pevnostní analýzy konstrukce nového podvozku vyplývá, že nový podvozek je předimenzován. Je tedy možno ještě ušetřit hmotnost konstrukce použitím tenčích plechů, které se používají pro výrobu nůžek a vidlice podvozku. Dále je možné zmenšit tloušťku válce tlumiče a použít tenčích plechů pro výrobu oka válce tlumiče.

Tato Diplomová práce slouží pro potřeby firmy Aerospool a má usnadnit návrh a optimalizaci nového přistávacího zařízení letounu WT10 Advantic.

Literatura

- [1] CURREY N.S.: Aircraft landing gear design: principles and practices. Washington, D.C.: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1988. ISBN 0930403-41-X.
- [2] PÁVEK, J. Konstrukce a projektování letadel II. Praha: FS ČVUT v Praze, 1984. 244 s.
- [3] Advantic WT10. In: Aerospool, spol. s r.o. [online]. VinaGecko, c2017 [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: <https://www.aerospool.sk/index.php/en/2014-09-19-06-19-48/2014-09-22-04-39-39/advantic-wt10.html>
- [4] AIRCRAFT. Dynamic WT-9 OK Edition [online]. OK Aviation Group, c2017 [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <http://www.dynamic-ok.com/en/dynamic-wt9-ok-edition/>
- [5] NOVÁK, Josef. NÁVRH PODVOZKU VUT200 TWINCOBRA [online]. Brno, 2015 [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/studium/zaverecne-prace?zp_id=83900. DIPLOMOVÁ PRÁCE. Vysoké učení technické. Vedoucí práce Ing. Tomáš Katrňák.
- [6] ŠPUNDA, J. Stavebná mechanika a pevnost letounu: Požadavky pro dosažení letové způsobilosti podle pevnostních předpisů a výpočet zatížení letounu a jeho části. 1. Brno: VAAZ, 1961.
- [7] MILWITZKY, Benjamin a Francis COOK. National advisory committee for aeronautics: Analysis of landing gear behavior [online]. 1. Washington: NACA, 1952 [cit. 2017-04-02]. Dostupné z: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19930083518.pdf>
- [8] STRAKOŠ, Ladislav. Metody výpočtu olejopneumatických tlumičů a poznámky ke zkušebnímu zařízení pro jejich zkoušení. Brno.
- [9] ŠULŽENKO, Michail Nikolajevič. Konstrukce letadel. 2. oprav. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1954
- [10] PÁVEK, Josef. Konstrukce a projektování letounů. Kap. 15/1, Přistávací zařízení letounů. Brno: Vojenská akademie Antonína Zápotockého, 1955. Učební texty vysokých škol / Vojenská akademie Antonína Zápotockého.
- [11] DRÁBKOVÁ, Sylva. Mechanika tekutin [online]. 1. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2007 [cit. 2017-04-04]. ISBN 978-80-248-1508-4. Dostupné z: <http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/MT/Mechanika%20tekutin.pdf>
- [12] AEROSHELL HYDRAULIC FLUIDS. Shell [online]. [cit. 2017-04-12]. Dostupné z: https://www.shell.com/business-customers/aviation/aeroshell/knowledge-centre/the-aeroshell-book/_jcr_content/par/textimage_1433441235.stream/1445042942924/2dc948cd5b705e5aba8766802e749f9aa44c0a59c9d156505f4fd5bff842b968/aeroshell-book-6hydraulics.pdf

- [13] Aircraft tire: Engineering data. Airmichelin [online]. [cit. 2017-04-12]. Dostupné z:https://www.jupitor.co.jp/pdf/michelin_aircraft.pdf
- [14] KLUZNÁ LOŽISKA. Dimensor [online]. [cit. 2017-04-12]. Dostupné z:http://www.dimensor.cz/editor/image/eshop_menu/dbf_file_51.pdf
- [15] JAN, Vrbka. PRUŽNOST A PEVNOST I [online]. 1. Brno, 2012 [cit. 2017-04-17].
- [16] J, Čtverák, Mertl V a Pištěk A. Soubor podkladů pro pevnostní výpočty leteckých konstrukcí. Brno: VUT FSI, 1997.
- [17] MACUR, Jiří. Numerické metody. In: [Http://citace.lib.vutbr.cz](http://citace.lib.vutbr.cz) [online]. [cit. 2017-04-24]. Dostupné z:<http://www.fce.vutbr.cz/studium/materialy/Dynsys/kap7/kap7.htm#7.2>
- [18] CERTIFIKAČNÍ SPECIFIKACE PRO LETOUNY KATEGORIE NORMÁLNÍ, CVIČNÁ, AKROBATICKÁ A PRO SBĚRNOU DOPRAVU CS-23 [online]. Evropská agentura pro bezpečnost v letectví, 2012 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.caa.cz/file/6289/>

9. Seznam příloh

Příloha 1: Výkresy podvozku a tlumiče

Příloha 2: Souřadnice bodů profilu trnu: coordinate_of_points.txt

Příloha 3: Matlab m-file: ShockAbsorber_AeraOfCataract.m

Příloha 4: Matlab m-file: SODR2.m

Přílohy 2, 3 a 4 jsou dostupné na přiloženém CD.