



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A BIOMECHANIKY

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

VÝPOČTOVÉ MODELOVÁNÍ MECHANISMU OVLÁDÁNÍ KLAPEK LETOUNU BLANÍK

COMPUTATIONAL MODELLING OF THE FLAP LINKAGE MECHANISM OF BLANIK GLIDER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Petr Hošek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Miroslav Hrstka, Ph.D.

BRNO 2025

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Student:	Petr Hošek
Studijní program:	Základy strojního inženýrství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Miroslav Hrstka, Ph.D.
Akademický rok:	2024/25

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

Výpočtové modelování mechanismu ovládání klapek letounu Blaník

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Úkolem bakalářské práce je vytvoření výpočtového modelu popis pohybu ovládacího mechanismu klapky letounu Blaník pomocí rovnic kinematiky a dynamiky, pomocí nichž budou stanoveny síly v spojovacích částech. Následně bude provedena analýza vybraného prvku řízení ve stanoveném místě a posouzení bezpečnosti vůči vybraným mezním stavům. Okrajové podmínky jsou uchycení v závěsech a tlakové aerostatické zatížení.

Cíle bakalářské práce:

1. Popis funkce mechanismu ovládání klapek letounu Blaník
2. Vytvoření výpočtového modelu pohybu mechanismu pomocí rovnic mechaniky
3. Výpočet sil v čepích
4. Kontrola vybraného prvku řízení pomocí metody konečných prvků na základě vypočtených sil v čepích

Seznam doporučené literatury:

- [1] ZACAI, David, BERTELS, Francesco, VOS, Roelof. Design methodology for trailing-edge high-lift mechanisms, CEAS Aeronaut J. 2016, DOI: 10.1007/s13272-016-0202-7.
- [2] JULIŠ, Karel a Rudolf BREPTA, 1987. Mechanika II. díl Dynamika. Praha: Státní nakladatelství technické literatury. Dynamika – Díl II. Dynamika.
- [3] HIBBELER, R. C. et al. Engineering Mechanics. Dynamics. Dynamics Study Pack. Prentice Hall 2001
- [4] PŘÍKRYL, Karel. Kinematika. Vydání páté, V Akademickém nakladatelství CERM třetí vydání. Učební texty vysokých škol. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2008. ISBN 978-80-214-3679-4.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2024/25

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá kinematickým a silovým popisem mechanismu vztlakové klapky kluzáku L-13 „Blaník“. Byly spočítány kinematické veličiny pomocí vektorové metody a silové průběhy na čepích s využitím rovnic silové a momentové rovnováhy. Součástí byla i kontrola vybraného prvku pomocí metody konečných prvků MKP. Pro výpočet byl vytvořen výpočetní skript v programu *Matlab*.

Klíčová slova

Vztlaková klapka, vektorová metoda, uvolnění, metoda konečných prvků

Abstract

This bachelor thesis is focused on kinematic and force description of glider L-13 „Blanik“ flaps mechanism. Vector method was used to compute kinematic parameters as equations of force and momentum balance, to compute force vs. time profile. Results were used in Finite element method (FEM) model, to check utilization of selected parts and their compliance. Computation script was also made in program *Matlab*.

Keywords

Flaps, vector method, relaxation, finite element method

Citace elektronického zdroje

HOŠEK, Petr. *Výpočtové modelování mechanismu ovládání klapek letounu Blaník*. Bakalářská práce. Miroslav HRSTKA (vedoucí práce). Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky, 2025. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/165933>. [cit. 2025-05-22]

Citation of electronic source

HOŠEK, Petr. *Computational modelling of the flap linkage mechanism of Blaník glider*. Bachelor's Thesis. Miroslav HRSTKA (supervisor). Brno: Brno University of technology, Fakulta strojního inženýrství, Faculty of Mechanical Engineering, 2025. Available at: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/165933>. [cit. 2025-05-22]

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci zpracoval samostatně na základě konzultací se svým školitelem Ing. Miroslavem Hrstkou, Ph.D. a s použitím uvedené literatury.

V Brně dne 2025-05-22

Petr Hošek

Poděkování

Chtěl bych poděkovat mé rodině za neustávající podporu během studia, svému vedoucímu práce Miroslavu Hrstkovi za pomoc a vhled do řešené problematiky, kolegům Luďku Krmelovi a Ladislavovi Chybíkovi z firmy 5M Levit za neocenitelné rady, tipy, návody a snahu mi předat své znalosti, i když to vždy nebylo nejjednodušší a v neposlední řadě i mým kamarádům z AK Beroun za motivaci při psaní této práce.

Obsah

1	Úvod	17
2	Vhled do řešené problematiky	19
2.1	Mechanika přímočarého ustáleného klouzavého letu	19
2.2	Zjednodušený výpočet zatížení vztlakové klapky	20
2.3	Náhradní mechanismus klapky	23
2.4	Kinematický rozbor	24
2.5	Uvolnění prvků	25
2.5.1	Těleso 2	26
2.5.2	Těleso 3	27
2.5.3	Těleso 4	28
2.5.4	Těleso 5	30
2.5.5	Těleso 6, 7	31
2.5.6	Těleso 8	33
2.6	Statický rozbor	35
3	Kinematický popis náhradního mechanismu	36
3.1	Vektorová metoda	37
3.1.1	Smyčka 568	38
3.1.2	Smyčka 578	40
3.1.3	Smyčka 234	41
4	Výpočet sil	43
4.1	Program pro výpočet sil	43
5	Analýza vybraného prvku pomocí metody konečných prvků	44
5.1	CAD model	44
5.2	MKP model	44
5.2.1	Materiál	44
5.2.2	Okrajové podmínky	45
5.2.3	Zatížení	45
5.2.4	Kontrola koncovky „vidličky“	46
5.2.5	Kontrola čepu	46
5.2.6	Kontrola koncovky „oka“	47
5.2.7	Kontrola nýtů	48
5.2.8	Kontrola táhla	48
5.3	Dodatečná kontrola táhel a koncovek	49
5.3.1	Kontrola na vytržení oka	50
5.3.2	Kontrola na porušení koncovky	51

5.3.3	Kontrola čepu na stříh	52
5.3.4	Kontrola čepu na ohyb	52
5.4	Shrnutí výsledků	53
6	Závěr	54
A	Přílohy: časový průběh kinematických veličin a sil v čepch	56

1 Úvod

Cílem této práce je základní popis mechanizace vztlakových klapek kluzáku L-13 *Blaník* pomocí kinematických a dynamických rovnic.

L-13 je výcvikový kluzák celokovové konstrukce, který byl vyráběn tehdejším státním podnikem LET Kunovice v Československu od konce 50. let 20. století. Sloužil jako moderní nástupce starších výcvikových typů dřevěné konstrukce převážně německé výroby, které na našem území zůstali po odchodu německých a amerických vojsk na konci 2. Světové války.

V době svého začátku sériové výroby se jednalo o přelomový typ, který využíval na dobu svého vzniku některé atypické konstrukční prvky, jako jsou například křídla se záporným šípem (do dnešní doby použito pouze u velmi málo létajících typů), zasouvací kolový podvozek a *Fowlerovy* vztlakové klapky, které se i dnes pro svou obtížnou mechanizaci používají převážně u dopravních strojů vyšších hmotnostních kategorií.

Typ vynikal skvělými letovými vlastnostmi, které z něho udělali hlavní výcvikový typ tehdejšího *Svazarmu* a umožnily, že se vyrobilo přes 3 000 kusů všech variant, které se vyvážely do zemí na většině kontinentů a s jejichž pomocí se vycvičilo tisíce nových pilotů. Údaje byly čerpány z [1]

Dodnes se jedná o velmi ceněný kluzák k základnímu výcviku a jeho siluety jsou takřka ikonické.

V první části bylo nejprve provedeno nahrazení reálného mechanismu ovládání klapky zjednodušeným mechanismem použitým dále při výpočtech. Následuje uvolnění jednotlivých těles sepsání rovnic rovnováhy a vypočtení sil ve vazbách. Jako poslední krok je kontrola vybraného prvku řízení pomocí metody konečných prvků. Pro porovnání byla ještě přidána dodatečná kontrola podle metodiky pro návrh spojů uvedené v [2].

Na závěru práce jsou pak umístěny grafy s vykreslenými kinematickými veličinami.

2 Vhled do řešené problematiky

2.1 Mechanika přímočarého ustáleného klouzavého letu

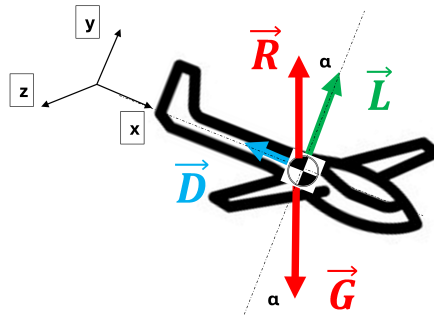
Pro lepší pochopení významu vztlakových klapek u letadel, sloužících ke zvýšení vztlaku, si musíme pro začátek uvést jaké síly na letadlo jako celek během letu v tíhovém poli Země působí. Jednotlivé rovnice uvedené v této kapitole vycházejí ze základních rovnic uvedených v [3]

Při rozkladu sil budeme zároveň pracovat souřadném systému letadla, kdy osa x (podélná osa) směřuje ve směru letu a osa z (příčná osa) směřuje po rozpětí křídla.

Všechny hodnoty jsou uvedeny v základních jednotkách SI, pokud není uvedeno jinak.

Pro jednoduchost uvažujme tyto předpoklady:

1. Přímočarý let \rightarrow letoun nezatačí
2. Ustálený let \rightarrow letouna nemění svou dopřednou rychlost



Obr. 2.1. Síly působící na letoun u ustáleného přímočarého klouzavého letu

Jak je vidět na obrázku 2.1, na letoun během letu působí následující síly:

- \vec{R} \rightarrow výsledná aerodynamická síla, která se dá rozložit na vztlakovou a odporovou složku
- \vec{L} \rightarrow vztlaková síla působící kolmo ke směru letu. Pro její velikost platí vztah:

$$L = \frac{1}{2} \rho v^2 S c_L \quad (2.1)$$

- \vec{D} \rightarrow Odporová síla, která v sobě kombinuje parazitní odpor letounu, indukovaný odpor vznikající na křídle a odpor profilu křídla. Pro její velikost platí vztah:

$$D = \frac{1}{2} \rho v^2 S c_d \quad (2.2)$$

- \vec{G} \rightarrow tíhová síla působící ve směru tíhového zrychlení. Pro její velikost platí vztah:

$$G = mg \quad (2.3)$$

Aby tedy byly splněny podmínky uvedené na začátku kapitol, musí být jednotlivé složky v osách letadla v rovnováze:

$$x : D = G \cdot \sin \gamma \quad (2.4a)$$

$$y : L = G \cdot \cos \gamma \quad (2.4b)$$

Po rozepsání oborou vzorců dostáváme rovnice:

$$\frac{1}{2} \rho v^2 S c_D = mg \cdot \sin \gamma \quad (2.4c)$$

$$\frac{1}{2} \rho v^2 S c_L = mg \cdot \cos \gamma \quad (2.4d)$$

Kde:

- ρ hustota vzduchu dle mezinárodní standardní atmosféry
- v absolutní vzdušná rychlost (TAS - True air speed)
- S plocha nosných ploch
- c_L součinitel vztlaku
- c_D součinitel odporu
- m hmotnost letounu
- g tíhové zrychlení
- γ úhel klesání

Úhel klesání γ získáme porovnáním rovnic 2.4c a 2.4d jako poměr:

$$\tan \gamma = \frac{c_D}{c_L} \quad (2.5)$$

Další úpravou rovnice 2.4d a předpokladem, že $n = \frac{1}{\cos \gamma} =$ získáme vztah pro minimální hodnotu rychlosti dopředného letu, kdy jsou vertikální složky v rovnováze, tedy tzv. *pádovou rychlost* - označovanou také jako v_{s1} . Při zpomalení letounu pod tuto rychlost již vztlaková síla nestačí vyrovnávat tíhu letounu a dojde k pádu.

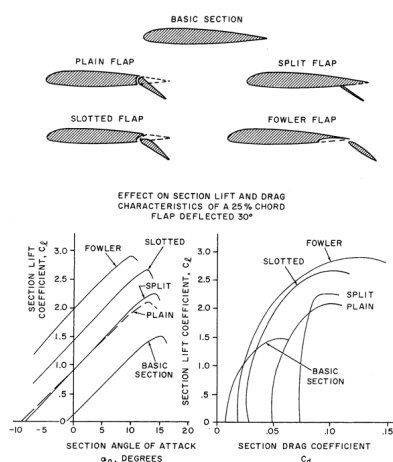
$$v_{s1} = \sqrt{\frac{2mgn}{\rho S c_L}} \quad (2.6)$$

Z rovnice pádové rychlosti 2.6 vidíme, že pokud chceme změnit její hodnotu, je to nejjednodušejí dosahnuto pomocí zvýšení plochy S nebo zvýšením c_L . Obojí ale na úkor zvýšení c_D , jak je vidět na obrázku 2.2

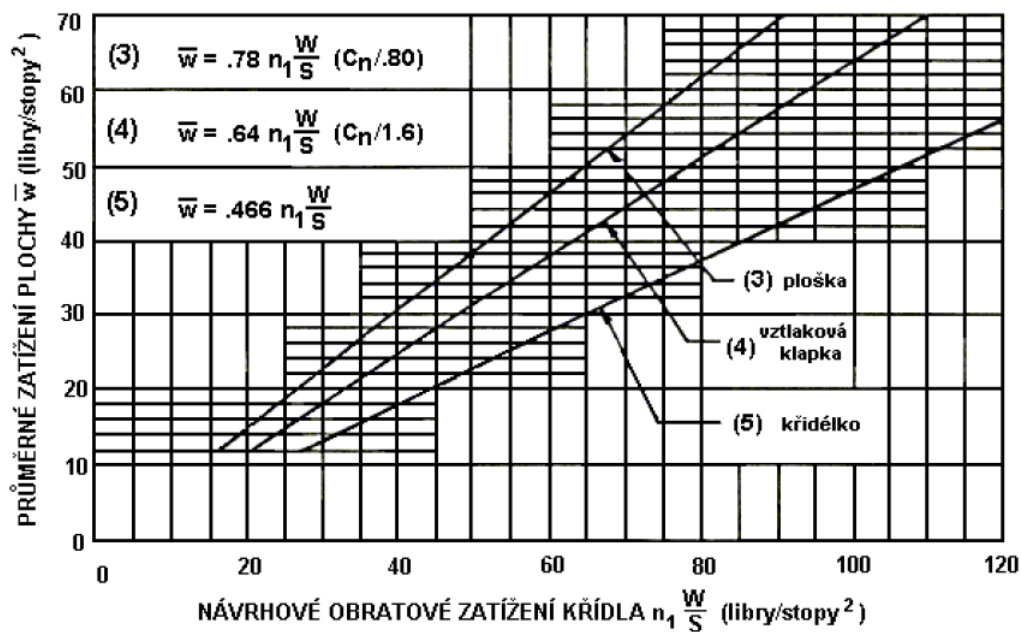
Fowlerovy klapky mají tu výhodu, že mění nejenom součinitel vztlaku zakřivením profilu, ale zvětšují i plochu křídla při současném výsuvu směrem vzad. Jejich velkou nevýhodou ale je návrh mechanizace a způsob uchycení do zbytku konstrukce křídla. Proto se převážně používají u dražších letadel s velkým plošným zatížením, kde se náklady na náročnější konstrukci a potenciální údržbu dají lépe rozpustit a ospravedlnit do nákladů a kde by jiné typy klapky byly příliš velké pro dosažení podobného snížení pádové rychlosti.

2.2 Zjednodušený výpočet zatížení vztlakové klapky

Před výpočtem samotných sil v mechanismu řízení a jeho jednotlivých součástí je taktéž nutno spočítat zatížení samotné klapky od *aero-elastických* sil na ni působící během letu. To je provedeno pomocí rovnic uvedených v [5].

Obr. 2.2. Naměřené závislosti mezi c_L a c_D a úhlem náběhu α , převzato z [4]

Tyto rovnice umožňují přibližně stanovit zatížení vztlakové klapky bez nutnosti znalosti aerodynamického profilu použitého na klapce a bez nutnosti počítat simulace pomocí metody konečných objemů (CFD). Pro samotný výpočet je pouze potřeba znát akorát základní parametry letounu, jako je plocha křídel, maximální vzletová hmotnost MTOW a rozměry klapky. Je také potřeba dát pozor, že se jedná o empirické vztahy, které byly převzaty z anglické literatury, tudíž se musí dosazovat v imperiálních jednotkách.



Obr. 2.3. Graf průměrného plošného zatížení klapky (převzato z [5])

Průměrné plošné zatížení klapky získáme z následující rovnice:

$$w_{min_{nahoru}} = 0,64 n_1 \frac{W}{S} \left(\frac{c_n}{1,60} \right) = 15,03 \left[lb/ft^2 \right] \quad (2.7)$$


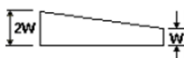
Do které dosadíme následující hodnoty, které jsme získali z letové příručky typu anebo jsou jejich hodnoty takto stanoveny v [5]

Tab. 2.1. Tabulka se vstupními hodnotami pro výpočet zatížení klapky

označení	název	hodnota	jednotky
n_1	provozní letový násobek zatížení (uvažujeme cvičnou kategorii)	4,4	[-]
W	maximální vzletová hmotnost MTOW	1 100	[lb]
S	plocha křidel	206,05	ft^2
S_F	plocha klapky	1,34	m^2
c_n	součinitel klapky	1,60	[-]
V_F	maximální rychlost letu s vysunutými vztlakovými klapkami	59,40	[kt]

Následně je nutné určit minimální hodnotu V_F jako:

$$V_{Fmin} = 11,00 \sqrt{n_1 \frac{W}{S}} = 53,31 \quad [\text{kt}] \quad (2.8)$$

PRŮMĚRNÁ PROVOZNÍ ZATÍŽENÍ PROVOZNÍCH PLOCH			
PLOCHA	SMĚR ZATÍŽENÍ	VELIKOST ZATÍŽENÍ	ROZDĚLENÍ ZATÍŽENÍ PO HLOBCE
VODOROVNÁ OCASNÍ PLOCHA I	(a) Nahoru a dolů	Obrázek A5 křivka (2)	viz obr. A7
	(b) Nesymetrická zatížení (nahoru a dolů)	100% \bar{w} na jedné straně letounu; C_L 65% \bar{w} na druhé straně letounu pro normální a cvičnou kategorii. Pro akrobatickou kategorii viz A23.11 (c)	
SVISLÁ OCASNÍ PLOCHA II	Doprava a doleva	Obr. A5 křivka (1)	Stejná jako výše
KŘIDÉLKA III	(a) Nahoru a Dolů	Obr. A6 křivka (5)	(C) 
VZTLAKOVÁ KLAPKA IV	(a) Nahoru	Obr. A6 křivka (4)	(D) 
	(b) Dolů	0,25 x zatížení nahoru (a)	
VYVAŽOVACÍ PLOŠKA V	(a) Nahoru a dolů	Obr. A6 křivka (3)	Stejná jako (D) výše
<p>POZNÁMKA: Výše uvedená zatížení ploch I, II, III, a V výše vycházejí z rychlostí V_{Amin} a V_{Cmin}. Zatížení IV vychází z V_{Fmin}. Jsou-li v návrhu zvoleny vyšší rychlosti než tyto minimální, musí být příslušná zatížení ploch vynásobena hodnotou $\left[\frac{V_{zvolená}}{V_{minimální}}\right]^2$. Pro podmínky I, II, III, a V musí být použit násobící součinitel buď $\left[\frac{V_{Azvolená}}{V_{Aminimální}}\right]^2$, nebo $\left[\frac{V_{Czvolená}}{V_{Cminimální}}\right]^2$, podle toho, který je vyšší.</p>			

Obr. 2.4. Pokyny k výpočtu zatížení, převzato z [5]

Jak je uvedeno v poznámce na obrázku 2.4, zatížení bylo spočítáno pro danou hodnotu V_{Fmin} , protože naše hodnota V_{Fmion} je ale vyšší, je potřeba \bar{w} následně přenásobit rovnicí 2.9, abychom dostali hledané plošné zatížení:

$$\bar{w} = 0,25 \left(\left(\frac{V_F}{V_{Fmin}} \right) \right)^2 \bar{w} = 4,67 \text{ [lb/ft}^2\text{]} \quad (2.9)$$

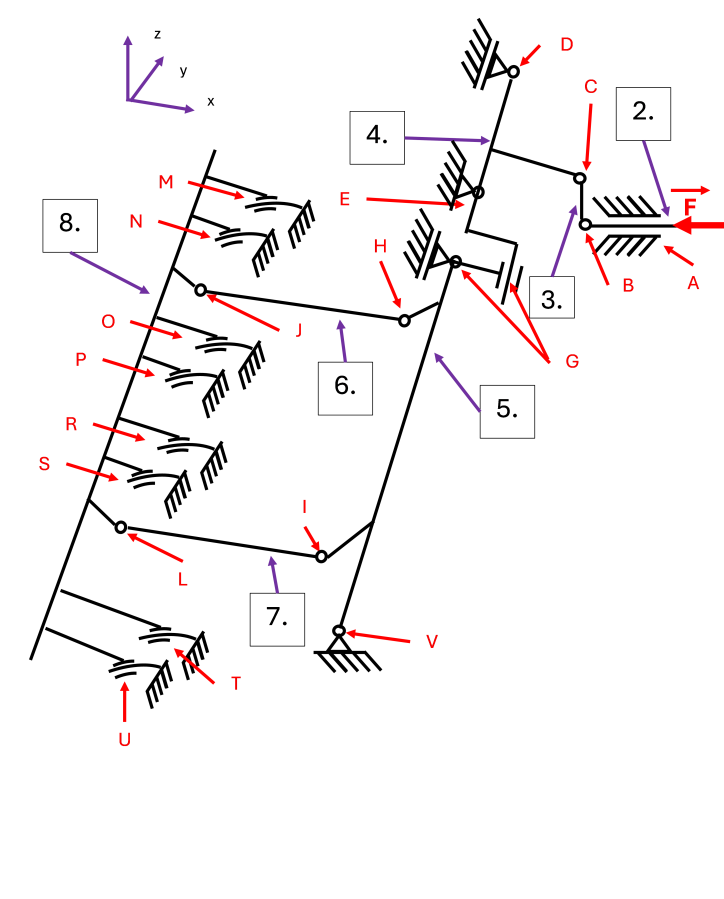
Následným přenásobením plošného zatížení \bar{w} plochou klapky získáme výslednou sílu působící na jednu klapku jako:

$$F = 412 \text{ N} \quad (2.10)$$

Působíště síly je v těžišti půdorysného průmětu klapky.

2.3 Náhradní mechanismus klapky

Celý systém ovládání vztlakových klapek byl nahrazen zjednodušeným náhradním mechanismem zobrazeným na obrázku 2.5. Rovnice pro silové a momentové rovnováhy byly získány ze základních rovnic uvedených například v [6].



Obr. 2.5. Náhradní mechanismus ovládání vztlakové klapky (vlastní tvorba)

Mechanismu skládá z vázaných těles, která jsou navzájem spojena v uzlových bodech a pomocí dalších vazeb uchyceny ke zbytku konstrukce letounu. Jednotlivé typy vazeb byly voleny tak, aby co nejlépe popisovali skutečné uložení a pohyb jednotlivých dílů a klapky jako celku.

Detailnější obrázky jednotlivých dílců jsou v dodatku B na konci práce.

2.4 Kinematický rozbor

Před samotným uvolňováním jednotlivých těles je nutné provést kinematický rozbor pomocí rovnice uvedené například v [7]. Díky němu získáme celkový počet stupňů volnosti celého mechanismu.

$$i = (n - 1) \cdot i_v - \left(\sum \xi - \eta \right) - \sum \delta \quad (2.11)$$

- i počet stupňů volnosti mechanismu
- n počet všech těles (včetně základního)
- i_v počet stupňů volnosti volného tělesa
- ξ počet stupňů volnosti odebraných vazbou
- η počet deformačních parametrů
- δ počet degenerovaných členů

V následující tabulce jsou uvedeny jednotlivé vazby a počet stupňů volnosti, které odebírají:

Tab. 2.2. Názvy vazeb s počtem stupňů volnosti, které odebírají (vlastní tvorba)

Název vazby	ξ	Označení vazby
Obecná	1	M, N, O, P, R, S, T, U
Sférická	3	B, C, H, I, J, L, V, E
Posuvná	5	A
Sféricko - posuvná	2	D, G

Celkem se mechanismus skládá ze sedmi vázaných těles a jednoho základního tělesa, jedná se o prostorovou úlohu, kdy každé těleso má šest stupňů volnosti, nenachází se zde žádný degenerovaný člen a ani žádné deformační parametry nejsou předepsány. Dosazením do rovnice 2.11 dostáváme:

$$i = (8 - 1) \cdot 6 - (41 - 0) - 0 = 1^\circ \quad (2.12)$$

Mechanismus má dle očekávání 1 stupeň volnosti, což odpovídá představě o pohybu klapky, která koná pouze translační pohyb a nedochází k její rotaci kolem příčné osy.

2.5 Uvolnění prvků

Následně jsou jednotlivá tělesa mechanismu uvolněna a jsou sepsány rovnice statické rovnováhy v souladu s postupy uvedenými například v [6]. Při uvolnění byl zanedbáván vliv tíhové síly u táhel 3, 6, 7 kvůli jejich celkově nízké hmotnosti, která je v porovnání s hmotností vztlakové klapky a torzních trubek zanedbatelná.

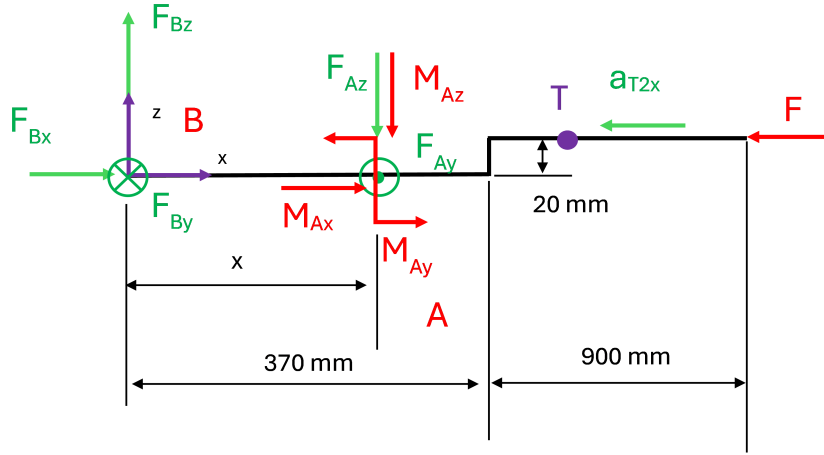
V tabulce 2.3 jsou uvedeny hmotnosti a momenty setrvačnosti jednotlivých dílců. Momenty setrvačnosti jsou vztažené vzhledem k počátku (středu rotace) lokálního souřadného systému při uvolnění jednotlivých těles a jejich hodnoty byly stanoveny změřením v programu [10]. U těles, která konají pouze translační pohyb, nebyl moment setrvačnosti určován.

Tab. 2.3. Hmotnosti, momenty setrvačnosti a délky jednotlivých dílců (vlastní tvorba)

Součást	m [kg]	I [$kg * m^2$]	L[mm]
2	0,280	-	1 270
3	0,027	$4,761 \cdot 10^{-4}$	220
4	0,559	$2,236 \cdot 10^{-4}$	700
5	3,700	$1,500 \cdot 10^{-3}$	4 300
6	0,040	$1,400 \cdot 10^{-3}$	320
7	0,030	$6,250 \cdot 10^{-4}$	250
8	10,000	-	4 300

2.5.1 Těleso 2

Těleso 2 slouží k ovládání klapky pilotem z kabiny. Je tvořena dvěma duralovými trubkami chycených pomocí svorek k sobě, pro zjednodušení výpočtu jsou brány jako jedno těleso.



Obr. 2.6. Uvolněné těleso 2 (vlastní tvorba)

V bodě **B** je spojeno s tělesem 3 pomocí čepového spoje a kulového kloubového ložiska. K základnímu tělesu je pak uchyceno v bodě **A** pomocí posuvné vazby, která umožňuje pouze translační pohyb ve vodorovné ose „x“.

Těleso koná translační pohyb v rovině "XZ".

Pro silovou a momentovou rovnováhu platí:

$$\sum F_x = m \cdot a_{2x}^T \rightarrow F_{Bx} - F = m \cdot a_{2x}^T \quad (2.13)$$

$$\sum F_y = m \cdot a_{2y}^T \rightarrow -F_{Ay} + F_{By} = 0 \quad (2.14)$$

$$\sum F_z = m \cdot a_{2z}^T \rightarrow F_{Bz} - F_{Az} = 0 \quad (2.15)$$

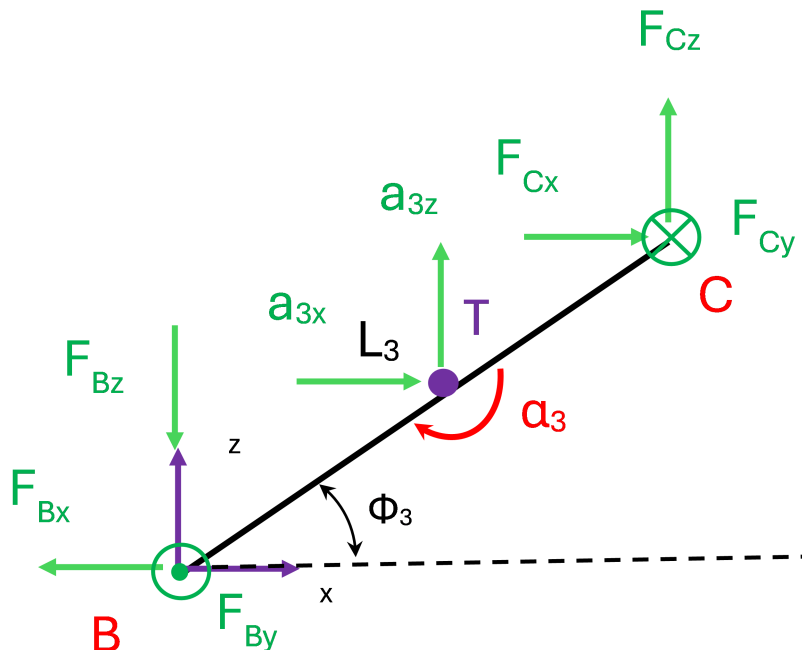
$$\sum M_{0x} = I \cdot \alpha_{2x}^T \rightarrow M_{Ax} = 0 \quad (2.16)$$

$$\sum M_{0y} = I \cdot \alpha_{2y}^T \rightarrow -M_{Ay} - F \cdot 20 + F_{Az} \cdot x = 0 \quad (2.17)$$

$$\sum M_{0z} = I \cdot \alpha_{2z}^T \rightarrow -M_{Az} - F_{Ay} \cdot x = 0 \quad (2.18)$$

2.5.2 Těleso 3

Těleso 3 je duralové táhlo, které propojuje ovládací táhlo klapky torzní trubkou v centroplánu.



Obr. 2.7. Uvolněné těleso 3 (vlastní tvorba)

V bodech **B** a **C** (viz. obrázek 2.7) je opět uchyceno pomocí čepového spoje a kulového kloubového ložiska. Samotné těleso pak vykonává obecný rovinný pohyb v rovině „XZ“. δ použité v rovnici 2.19 je axiální vůle mezi plochami koncovek v čepovém spoji.

Pro silovou a momentovou rovnováhu platí:

$$\sum F_x = m \cdot a_{3x}^T \rightarrow F_{Cx} - F_{Bx} = m \cdot a_{3x}^T \quad (2.19)$$

$$\sum F_y = m \cdot a_{3y}^T \rightarrow -F_{By} + F_{Cy} = 0 \quad (2.20)$$

$$\sum F_z = m \cdot a_{3z}^T \rightarrow F_{Cz} - F_{Bz} = m \cdot a_{3z}^T \quad (2.21)$$

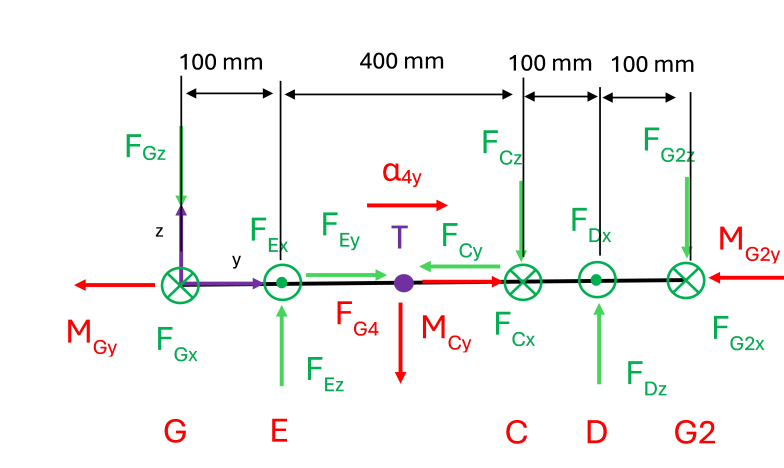
$$\sum M_{0x} = I_3^B \cdot \alpha_{3x}^B \rightarrow -F_{Cy} \cdot L_3 \cdot \sin \phi_3 + F_{Cz} \cdot \delta = 0 \quad (2.22)$$

$$\sum M_{0y} = I_3^B \cdot \alpha_{3y}^B \rightarrow F_{Cx} \cdot L_3 \cdot \sin \phi_3 - F_{Cz} \cdot L_3 \cdot \cos \phi_3 = I_3^B \cdot \alpha_{3y}^B \quad (2.23)$$

$$\sum M_{0z} = I_3^B \cdot \alpha_{3z}^B \rightarrow F_{Cy} \cdot L_3 \cos \phi_3 + F_{Cx} \cdot \delta = 0 \quad (2.24)$$

2.5.3 Těleso 4

Těleso 4 je duralová torzní trubka uložená v „centroplánu“. „Centroplán“ je část trupu, kde se připojují křídla k trupu a v přechodových částech má tvar křídel. Nachází se zde závěsná kování s hlavními a pomocnými čepy pro přenos ohybového momentu, tečného momentu, kroutícího momentu a posouvající síly z křídla do trupové konstrukce. Plocha centroplánu se počítá do plochy nosné soustavy.



Obr. 2.8. Uvolněné těleso 4 (vlastní tvorba)

V bodech **E** a **D** je uložena v mosazných pouzdech, které jsou pomocí dalších kulis uchyceny k trupové konstrukci. Konzervativně jsme zvolili, že budou odebírat pouze posuvy a nikoli natočení trubky. Díky tomu se těleso chová jako nosník na dvou podporách a uchycení k základnímu tělesu nepřenáší ohybový moment a tím nesnižuje napětí od ohybového momentu v samotné trubce. V bodě **C** je pak k trubce přes kulový čep připojeno táhlo 3, které sem zavádí kroutící moment od pilota. V bodech **G**, **G2** je těleso spojeno s dalšími zkrutnými trubkami umístěnými v křídlech.

Pro silovou a momentovou rovnováhu platí:

$$\sum F_x = m \cdot a_{4x}^T \rightarrow -F_{Cx} - F_{Gx} - F_{G2x} + F_{Dx} + F_{Ex} = 0 \quad (2.25)$$

$$\sum F_y = m \cdot a_{4y}^T \rightarrow F_{Ey} - F_{Cy} = 0 \quad (2.26)$$

$$\sum F_z = m \cdot a_{4z}^T \rightarrow F_{Dz} + F_{Ez} - F_{Cz} - F_{Gz} - F_{G2z} - F_{G4} = 0 \quad (2.27)$$

$$\sum M_{0x} = I \cdot \alpha_{4x}^T \rightarrow F_{Ez} \cdot x_E - F_{Cz} \cdot x_C + F_{Dz} \cdot x_D - F_{G2z} \cdot x_{G2} - \quad (2.28)$$

$$-F_{Cy} \cdot 90 \cdot \cos \phi_4 - F_{G4} \cdot y_{teziste} = 0 \quad (2.29)$$

$$\sum M_{0y} = I \cdot \alpha_{4y}^T \rightarrow M_{Cy} - M_{Gy} - M_{G2y} = I_4^T \cdot \alpha_{4y}^T \quad (2.30)$$

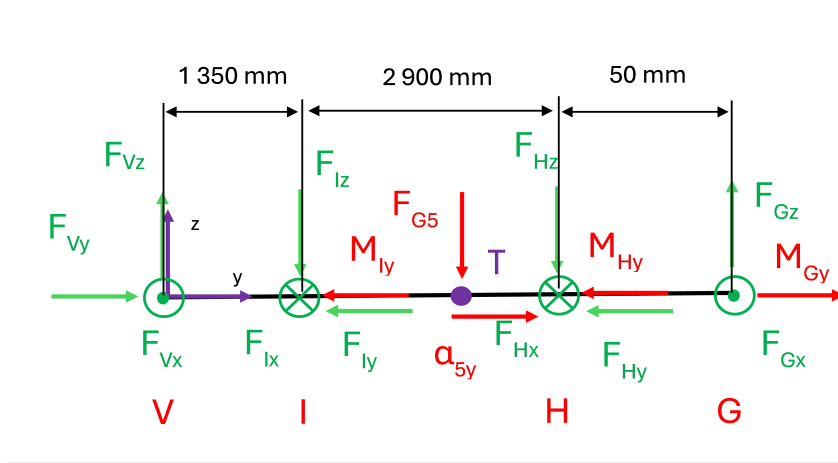
$$\sum M_{0z} = I \cdot \alpha_{4z}^T \rightarrow -F_{Ex} \cdot x_E + F_{Cx} \cdot x_C - F_{Dx} \cdot x_D - F_{G2x} \cdot x_{G2} = 0 \quad (2.31)$$

Kde moment M_{Cy} je kroutící moment od táhla 3, které je k tělesu 4 připevněno na plechové konzoli, a momenty M_{Gy}, M_{G2y} jsou kroutící momenty od torzních trubek v křídlech. Pro výpočet jsme využili symetrie obou křídel a pro velikost momentů pak můžeme psát následující:

$$M_{Cy} = M_{Gy} + M_{G2y} = 2 \cdot M_{Gy} = F_{Cx} \cdot 90 \cdot \sin \phi_4 + F_{Cz} \cdot 90 \cdot \cos \phi_4 \quad (2.32)$$

2.5.4 Těleso 5

Těleso 5 je shodná torzní trubka jako ta umístěná v centropláně, pouze umístěná v pravém křídle.



Obr. 2.9. Uvolněné těleso 5 (vlastní tvorba)

V místě **G** je na ní přenášén kroutící moment z centroplánu, v bodě **V** je pak uchycena pomocí mosazného pouzdra ke křídelní konstrukci. V bodech **I**, **H** jsou k ní pak připojeny táhla k samotné klapce. Ty jsou k trubce přichyceny na plechových konzolích a odvádějí kroutící moment z trubky.

Pro silovou a momentovou rovnováhu platí:

$$\sum F_x = m \cdot a_{5x}^T \rightarrow F_{Vx} + F_{Gx} - F_{Ix} - F_{Hx} = 0 \quad (2.33)$$

$$\sum F_y = m \cdot a_{5y}^T \rightarrow F_{Vy} - F_{Hy} - F_{Iy} = 0 \quad (2.34)$$

$$\sum F_z = m \cdot a_{5z}^T \rightarrow F_{Vz} + F_{Gz} - F_{Iz} - F_{Hz} - F_{G5} = 0 \quad (2.35)$$

$$\sum M_{0x} = I \cdot \alpha_{5x}^T \rightarrow -F_{Iz} \cdot x_I - F_{Hz} \cdot x_H + F_{Gz} \cdot x_G - \quad (2.36)$$

$$-F_{Hy} \cdot \cos \phi_5 \cdot r_{57} - F_{Iy} \cdot \cos \phi_5 \cdot r_5 - F_{G5} \cdot y_{teziste} = 0 \quad (2.37)$$

$$\sum M_{0y} = I \cdot \alpha_{5y}^T \rightarrow -M_{Hy} - M_{Iy} + M_{Gy} = I_5^T \cdot \alpha_{5y}^T \quad (2.38)$$

$$\sum M_{0z} = I \cdot \alpha_{5z}^T \rightarrow -F_{Ix} \cdot x_I - F_{Hx} \cdot x_H + F_{Gx} \cdot x_G = 0 \quad (2.39)$$

Kde momenty M_{Iy}, M_{Hy} jsou kroutící momenty od táhel 6, 7 a M_{Gy} je kroutící moment od tělesa 4. Při výpočtu ještě uvažujeme že tělesa 4, 5 mají shodné úhlové natočení. Pro velikost momentů pak můžeme psát následující:

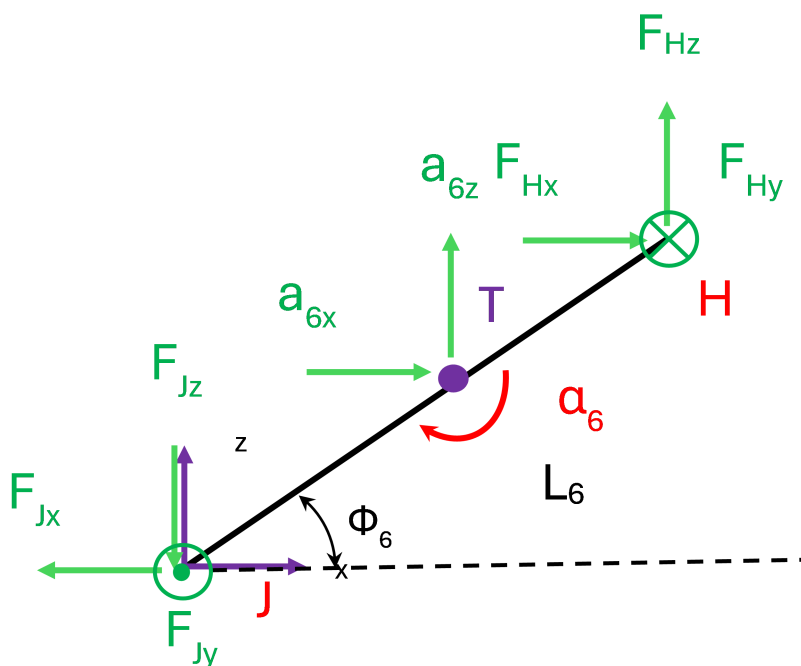
$$\phi_4 = \phi_5 \quad (2.40)$$

$$M_{Hy} = F_{Hx} \cdot 120 \cdot \sin \phi_5 + F_{Hz} \cdot 120 \cdot \cos \phi_5 \quad (2.41)$$

$$M_{Iy} = F_{Ix} \cdot 90 \cdot \sin \phi_5 + F_{Iz} \cdot 90 \cdot \cos \phi_5 \quad (2.42)$$

2.5.5 Těleso 6, 7

Těleso 6, 7 jsou duralová táhla, které spojují samotnou vztlakovou klapku s torzní trubkou umístěnou v křídle. Při pohybu konají obecný rovinný pohyb. Úhel β použitý v rovnicích 2.43 a 2.49 je úhel šípovitosti křídla. Osy lokálního souřadného systému jsou totiž orientovány rovnoběžně s globálním souřadným systémem letadla uvedeným například v kapitole 2.1, zatímco táhla jsou orientována kolmo k nosníku křídla.



Obr. 2.10. Uvolněné těleso 6 (vlastní tvorba)

Pro silovou a momentovou rovnováhu platí:

$$\sum F_x = m \cdot a_{6x}^T \rightarrow F_{Hx} - F_{Jx} = m \cdot a_{6x}^T \quad (2.43)$$

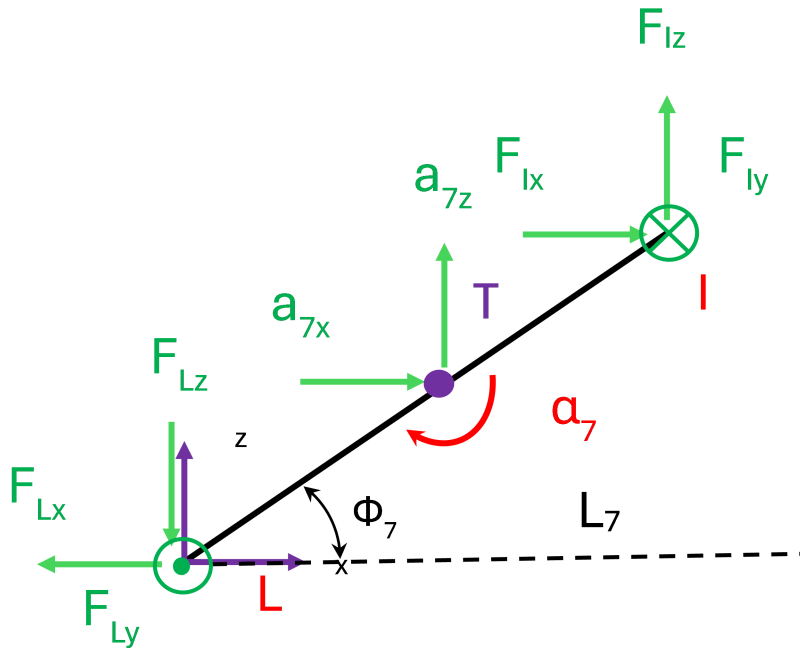
$$\sum F_y = m \cdot a_{6y}^T \rightarrow F_{Hy} - F_{Jy} = 0 \quad (2.44)$$

$$\sum F_z = m \cdot a_{6z}^T \rightarrow F_{Hz} - F_{Jz} = m \cdot a_{6z}^T \quad (2.45)$$

$$\sum M_{0x} = I_6^J \cdot \alpha_{6x}^J \rightarrow -F_{Hy} \cdot L_6 \sin \phi_6 + F_{Hz} \cdot L_6 \cdot \sin \beta = 0 \quad (2.46)$$

$$\sum M_{0y} = I_6^J \cdot \alpha_{6y}^J \rightarrow F_{Hx} \cdot L_6 \sin \phi_6 - F_{Hz} \cdot L_6 \cdot \cos \phi_6 = I_6^J \cdot \alpha_{6y}^J \quad (2.47)$$

$$\sum M_{0z} = I_6^J \cdot \alpha_{6z}^J \rightarrow F_{Hy} \cdot L_6 \cdot \cos \phi_6 + F_{Hx} \cdot L_6 \cdot \sin \beta = 0 \quad (2.48)$$



Obr. 2.11. Uvolněné těleso 7 (vlastní tvorba)

Pro silovou a momentovou rovnováhu platí:

$$\sum F_x = m \cdot a_{7x}^T \rightarrow F_{Ix} - F_{Lx} = m \cdot a_{7x}^T \quad (2.49)$$

$$\sum F_y = m \cdot a_{7y}^T \rightarrow F_{Iy} - F_{Ly} = 0 \quad (2.50)$$

$$\sum F_z = m \cdot a_{7z}^T \rightarrow F_{Iz} - F_{Lz} = m \cdot a_{7z}^T \quad (2.51)$$

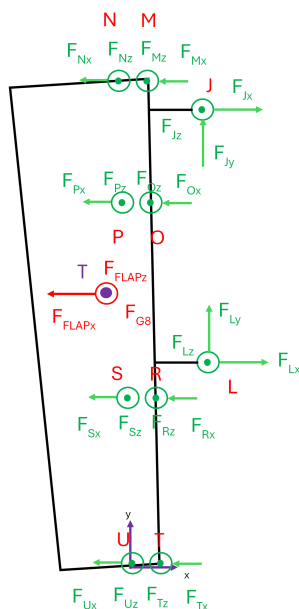
$$\sum M_{0x} = I_7^L \cdot \alpha_{7x}^L \rightarrow -F_{Iy} \cdot L_7 \sin \phi_7 + F_{Iz} \cdot L_7 \cdot \sin \beta = 0 \quad (2.52)$$

$$\sum M_{0y} = I_7^L \cdot \alpha_{7y}^L \rightarrow F_{Ix} \cdot L_7 \sin \phi_7 - F_{Iz} \cdot L_7 \cdot \cos \phi_7 = I_7^T \cdot \alpha_{7y}^T \quad (2.53)$$

$$\sum M_{0z} = I_7^L \cdot \alpha_{7z}^L \rightarrow F_{Iy} \cdot L_7 \cdot \cos \phi_7 + F_{Ix} \cdot L_7 \cdot \sin \beta = 0 \quad (2.54)$$

2.5.6 Těleso 8

Těleso 8 je samotná vztlaková klapka. V jejím těžišti je působí kromě tíhové síly také výslednice zatížení, které jsme spočítali v kapitole 2.2.



Obr. 2.12. Uvolněné těleso 8 (vlastní tvorba)

K trupu je uchycena pomocí čtyř kulis s vyfrézovanými vodícími drážkami, jejich geometrie nám udává trajektorii translačního rovinného pohybu, který klapka při vysouvání a zasouvání vykonává.

V rovnicích pro silové rovnováhy jsou použity souřadnice jednotlivých vazeb vztažené k počátku lokálního souřadného systému, zobrazeného na obrázku 2.12 (bod U). Jejich hodnoty jsou uvedeny v tabulce 2.4. Hodnoty jsou uvedeny v absolutních hodnotách a znaménka jsou pak zohledněna v rovnicích momentových rovnováh.

Tab. 2.4. Polohy vazeb (vlastní tvorba)

Název bodu	x [mm]	y [mm]
M	30	4 300
N	0	4 300
O	30	2 870
P	0	2 870
R	30	1 440
S	0	1 440
T	30	0
U	0	0
J	130	4 250
L	130	1 400
Těžiště	-20	2 250

Síly od čepů ve vodících drážkách jsou rozloženy na vodorovné a svislé složky, protože klapka je řešena ve vodorovné rovině. Úhel mezi vodící klapkou a vodící drážkou je 5° . Pro silovou a momentovou rovnováhu pak platí:

$$\sum F_x = m_8 \cdot a_{8x}^T \rightarrow -F_{Mx} - F_{Nx} - F_{Ox} - F_{Px} - F_{Rx} - F_{Sx} - F_{Tx} - F_{Ux} - F_{FLAPx} + F_{Jx} + F_{Lx} = m \cdot a_{8x}^T \quad (2.55)$$

$$\sum F_y = m_8 \cdot a_{8y}^T \rightarrow F_{Jy} + F_{Ly} = 0 \quad (2.56)$$

$$\sum F_z = m_8 \cdot a_{8z}^T \rightarrow F_{Mz} + F_{Nz} + F_{Oz} + F_{Pz} + F_{Rz} + F_{Sz} + F_{Tz} + F_{Uz} + F_{FLAPz} + F_{Jz} + F_{Lz} = m \cdot (a_{8z}^T + g) \quad (2.57)$$

$$\sum M_{0x} = I_8 \cdot \alpha_{8x}^T \rightarrow F_{Mz} \cdot y_M + F_{Nz} \cdot y_N + F_{Oz} \cdot y_O + F_{Pz} \cdot y_P + F_{Jz} \cdot y_J + F_{Sz} \cdot y_S + F_{Rz} \cdot y_R + F_{Lz} \cdot y_L + F_{Jz} \cdot y_J - F_{g8} \cdot y_{teziste} = 0 \quad (2.58)$$

$$\sum M_{0y} = I_8 \cdot \alpha_{8y}^T \rightarrow -F_{Mz} \cdot x_M - F_{Oz} \cdot x_O - F_{Rz} \cdot x_R - F_{Tz} \cdot x_T - F_{Jz} \cdot x_J - F_{Lz} \cdot x_L - F_{g8} \cdot x_{teziste} + F_{Flapz} \cdot x_{teziste} = 0 \quad (2.59)$$

$$\sum M_{0z} = I_8 \cdot \alpha_{8z}^T \rightarrow F_{Sx} \cdot y_S + F_{Rx} \cdot y_R + F_{Ox} \cdot y_O + F_{Px} \cdot y_P + F_{Mx} \cdot y_M + F_{Nx} \cdot y_N + F_{Flapx} \cdot y_{teziste} + F_{Ly} \cdot x_L - F_{Lx} \cdot y_L + F_{Jy} \cdot x_J - F_{Jx} \cdot y_J = 0 \quad (2.60)$$

2.6 Statický rozbor

Uvolněním všech těles jsme získali síly v jednotlivých vazbách. Pro další řešení je potřeba provést kontrolu, zda je problém staticky určitý pomocí rovnice uvedené například v [6].

Všechna tělesa jsou řešena v obecných prostorových silových soustavách, které každou můžeme popsat pomocí tří rovnic pro silovou rovnováhu a tří rovnic pro momentovou rovnováhu. Celkový počet neznámých, které jsme získali při uvolnění všech těles v předchozí kapitole, je pak 42.

$$\mu_F + \mu_M = \gamma_F + \gamma_M \quad (2.61)$$

$$\mu_M + \mu_R \leq \gamma_M \quad (2.62)$$

$$(2.63)$$

- μ_F Počet neznámých silových parametrů
- μ_M Počet neznámých momentových parametrů
- μ_R Počet neznámých polohových parametrů
- γ_F Počet použitelných silových podmínek
- γ_M Počet použitelných momentových podmínek

V našem případě po dosazení dostáváme:

$$39 + 3 = 42 \quad (2.64)$$

$$3 + 0 \leq 21 \quad (2.65)$$

Z kontroly nám vyšlo že problém je staticky řešitelný, tedy že máme dostatečný počet rovnic pro vyřešení a určení všech neznámých a můžeme pokračovat ve výpočtu.

3 Kinematický popis náhradního mechanismu

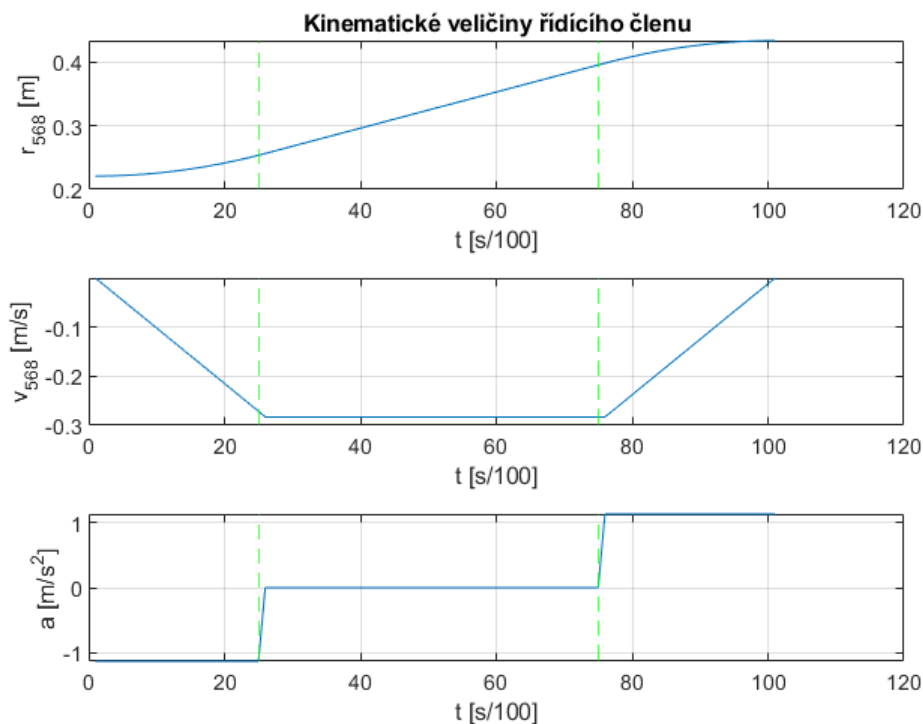
V předchozí kapitole jsme uvolněním jednotlivých těles získali soustavu rovnic, jejíž vyřešením dostaneme velikosti sil ve vazbách v závislosti na poloze, rychlosti a zrychlení řídicího členu mechanismu. Jako řídicí člen se nabízelo vybrat ovládací páku 2., přes kterou pilot celý mechanismus ovládá. Při dalším řešení ale vyvstal problém s popsáním pohybu klapky (velké množství neznámých parametrů).

Mnohem vhodnější se nakonec ukázalo vybrat jako řídicí prvek klapku, kdy její poloha v souřadnicovém systému nám je známa díky pohybovým dráždám v kulisách, závislost na čase jsme pak obdrželi měřením jako průměrnou dobu, která je pro vysunutí klapky potřeba. Ta se pohybovala v rozmezí od 0,8s do 1,2s.

Jako poslední možnost se ještě nabízela kombinace předchozích návrhů, a to brát jako řídicí pohyb klapky i ovládací páky. To bylo ale nakonec odmítnuto pro nejistotu chování mechanismu ve výpočtovém modelu.

Na obrázku 3.1 jsou zobrazeny časové závislosti kinematických veličin řídicího prvku. Určující bylo zrychlení, které bylo zvoleno

Pro výpočet mechanismů máme na výběr z více metod, jako nejvhodnější byla nakonec vybrána *Vektorová metoda* pro svoji jednoduchost jak na popis mechanismu a sestavení rovnic, tak pro její jednodušší algoritmizaci při výpočtu oproti například *Maticové metodě*



Obr. 3.1. Závislost polohy, rychlosti a zrychlení řídicího členu na čase (vlastní tvorba)

3.1 Vektorová metoda

Praktická, lehce algoritmizovatelná metoda, pomocí níž jsme schopni popsat i velmi složité mechanismy s mnoha členy. Spojováním význačných bodů v mechanismu, jako jsou jednotlivé vazby, základní těleso nebo jiná charakteristická místa na prvcích, vytváříme uzavřenou smyčku z vektorů. Níže zobrazené rovnice jsou převzaty z [7]. Princip, na kterém je metoda založena, je velmi jednoduchý. Výsledkem součtu jednotlivých polohových vektorů uzavřené smyčky je nulový vektor, jak je popsáno v rovnici ??.

$$\sum_{i=1}^n \vec{l}_i = \vec{0} \quad (3.1)$$

Rovnici 3.1 můžeme ještě rozložit do složek souřadného systému a dostaneme tak rovnice pro polohy:

$$\sum_{i=1}^n l_i \cdot \cos \phi_i = 0 \quad (3.2a)$$

$$\sum_{i=1}^n l_i \cdot \sin \phi_i = 0 \quad (3.2b)$$

Z rovnic 3.2 jsme schopni spočítat dva neznámé polohové parametry. Protože jsou ale často neznámé parametry úhly v trigonometrických funkcích, jedná se o soustavu nelineárních rovnic, které je potřeba řešit pomocí některé z numerických metod. Časovou derivací rovnic 3.2 dostaneme rovnice pro rychlosti:

$$\sum_{i=1}^n \dot{l}_i \cdot \cos \phi_i - \sum_{i=1}^n l_i \cdot \sin \phi_i \cdot \dot{\phi}_i = 0 \quad (3.3a)$$

$$\sum_{i=1}^n \dot{l}_i \cdot \sin \phi_i + \sum_{i=1}^n l_i \cdot \cos \phi_i \cdot \dot{\phi}_i = 0 \quad (3.3b)$$

Z rovnic 3.3 jsme schopni spočítat dva neznámé parametry rychlostí. Protože neznámé pro polohy jsme již získali v rovnicích 3.2, jedná se o soustavu lineárních rovnic. Další časovou derivací rovnic 3.3 dostaneme rovnice pro zrychlení:

$$\sum_{i=1}^n \ddot{l}_i \cdot \cos \phi_i - 2 \sum_{i=1}^n \dot{l}_i \cdot \sin \phi_i \cdot \dot{\phi}_i - \sum_{i=1}^n l_i \cdot \cos \phi_i \cdot \dot{\phi}_i^2 - \sum_{i=1}^n l_i \cdot \sin \phi_i \cdot \ddot{\phi}_i = 0 \quad (3.4a)$$

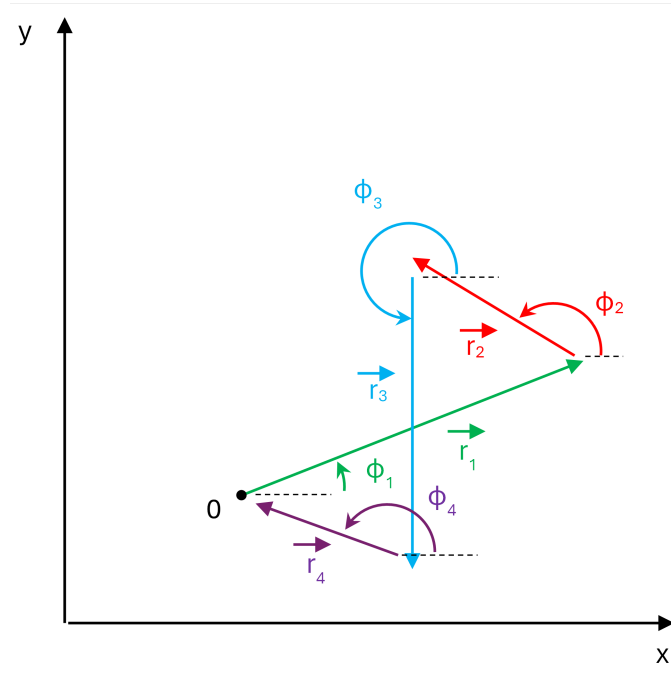
$$\sum_{i=1}^n \ddot{l}_i \cdot \sin \phi_i - 2 \sum_{i=1}^n \dot{l}_i \cdot \cos \phi_i \cdot \dot{\phi}_i - \sum_{i=1}^n l_i \cdot \sin \phi_i \cdot \dot{\phi}_i^2 - \sum_{i=1}^n l_i \cdot \cos \phi_i \cdot \ddot{\phi}_i = 0 \quad (3.4b)$$

Ze soustavy lineárních rovnic 3.4 získáme další dva neznámé parametry zrychlení.

Pro názornou ukázkou je níže uveden jednoduchý příklad. Vektory tvořící uzavřenou smyčku jsou zobrazeny na obrázku 3.2. Smyčku pak můžeme popsat vektorovou rovnicí 3.5

$$\vec{r}_1 + \vec{r}_2 + \vec{r}_3 + \vec{r}_4 = \vec{0} \quad (3.5)$$

Vztah 3.5 rozložíme do složek. Důležité je zmínit, že úhly jednotlivých vektorů se měří od jedné vztažné roviny a proti směru hodinových ručiček.



Obr. 3.2. Znázornění smyčky vektorové metody (vlastní tvorba)

$$x : r_1 \cdot \cos \phi_1 + r_2 \cdot \cos \phi_2 + r_3 \cdot \cos \phi_3 + r_4 \cdot \cos \phi_4 = 0 \quad (3.6a)$$

$$y : r_1 \cdot \sin \phi_1 + r_2 \cdot \sin \phi_2 + r_3 \cdot \sin \phi_3 + r_4 \cdot \sin \phi_4 = 0 \quad (3.6b)$$

Za předpokladu, že velikosti vektorů jsou konstantní a velikosti jejich úhlů jsou funkcí času, pak časovou derivací získáme vztahy pro rychlosti:

$$v_x : -r_1 \cdot \sin \phi_1 \cdot \dot{\phi}_1 - r_2 \cdot \sin \phi_2 \cdot \dot{\phi}_2 - r_3 \cdot \sin \phi_3 \cdot \dot{\phi}_3 - r_4 \cdot \sin \phi_4 \cdot \dot{\phi}_4 = 0 \quad (3.7)$$

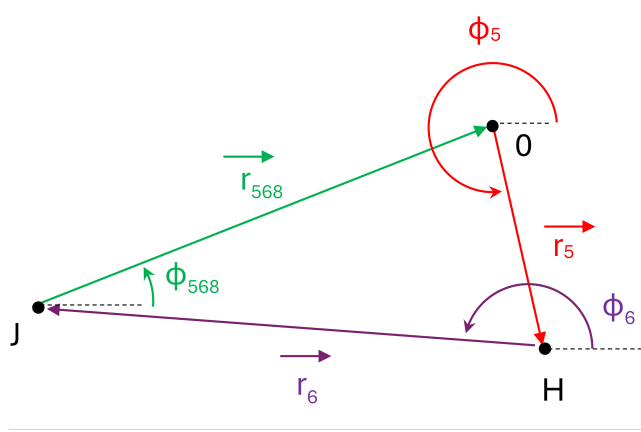
$$v_y : r_1 \cdot \cos \phi_1 \cdot \dot{\phi}_1 + r_2 \cdot \cos \phi_2 \cdot \dot{\phi}_2 + r_3 \cdot \cos \phi_3 \cdot \dot{\phi}_3 + r_4 \cdot \cos \phi_4 \cdot \dot{\phi}_4 = 0 \quad (3.8)$$

A další časovou derivací pak nakonec získáme vztahy pro zrychlení jako:

$$a_x : -r_1 \cdot \cos \phi_1 \cdot \dot{\phi}_1^2 - r_1 \cdot \sin \phi_1 \cdot \ddot{\phi}_1 - r_2 \cdot \cos \phi_2 \cdot \dot{\phi}_2^2 - r_2 \cdot \sin \phi_2 \cdot \ddot{\phi}_2 - r_3 \cdot \cos \phi_3 \cdot \dot{\phi}_3^2 - r_3 \cdot \sin \phi_3 \cdot \ddot{\phi}_3 - r_4 \cdot \cos \phi_4 \cdot \dot{\phi}_4^2 - r_4 \cdot \sin \phi_4 \cdot \ddot{\phi}_4 = 0 \quad (3.9)$$

$$a_y : -r_1 \cdot \sin \phi_1 \cdot \dot{\phi}_1^2 - r_1 \cdot \cos \phi_1 \cdot \ddot{\phi}_1 - r_2 \cdot \sin \phi_2 \cdot \dot{\phi}_2^2 - r_2 \cdot \cos \phi_2 \cdot \ddot{\phi}_2 - r_3 \cdot \sin \phi_3 \cdot \dot{\phi}_3^2 - r_3 \cdot \cos \phi_3 \cdot \ddot{\phi}_3 - r_4 \cdot \sin \phi_4 \cdot \dot{\phi}_4^2 - r_4 \cdot \cos \phi_4 \cdot \ddot{\phi}_4 = 0 \quad (3.10)$$

3.1.1 Smyčka 568



Obr. 3.3. Smyčka 568 (vlastní tvorba)

Smyčka 568 propojuje body **H**, **J** s osou otáčení tělesa **4**.

Délky ramen **5**, **6** jsou v čase konstantní, úhly ϕ_5, ϕ_6 jsou v čase proměnné. Rameno **568** je virtuální pomocné rameno, které propojuje klapku s pevným bodem konstrukce a díky kterému jsme schopni popsat polohu, rychlost a zrychlení klapky v čase a slouží nám tak jako řídicí parametr mechanismu této smyčky. Jednotlivá ramena tvoří uzavřenou smyčku a v souladu s pravidly vektorové metody tak můžeme psát vektorovou rovnici:

$$\vec{r}_5 + \vec{r}_6 + \vec{r}_{568} = \vec{0} \quad (3.11)$$

Jejíž rozložením do příslušných složek získáme soustavu nelineárních rovnic o neznámých parametrech ϕ_5, ϕ_6

$$x : r_5 \cdot \cos \phi_5 + r_6 \cdot \cos \phi_6 + r_{568} \cdot \cos \phi_{568} = 0 \quad (3.12)$$

$$y : r_5 \cdot \sin \phi_5 + r_6 \cdot \sin \phi_6 + r_{568} \cdot \sin \phi_{568} = 0 \quad (3.13)$$

Řešením této soustavy jsou tedy proměnné ϕ_5, ϕ_6 .

Derivováním polohových rovnic podle času získáme soustavu rovnic pro rychlosti:

$$v_x : -r_5 \cdot \sin \phi_5 \cdot \dot{\phi}_5 - r_6 \cdot \sin \phi_6 \cdot \dot{\phi}_6 + r_{568} \cdot \cos \phi_{568} - r_{568} \cdot \sin \phi_{568} \cdot \dot{\phi}_{568} = 0 \quad (3.14)$$

$$v_y : r_5 \cdot \cos \phi_5 \cdot \dot{\phi}_5 + r_6 \cdot \cos \phi_6 \cdot \dot{\phi}_6 + r_{568} \cdot \sin \phi_{568} + r_{568} \cdot \cos \phi_{568} \cdot \dot{\phi}_{568} = 0 \quad (3.15)$$

Její vyřešením získáme neznámé rychlosti $\dot{\phi}_5, \dot{\phi}_6$.

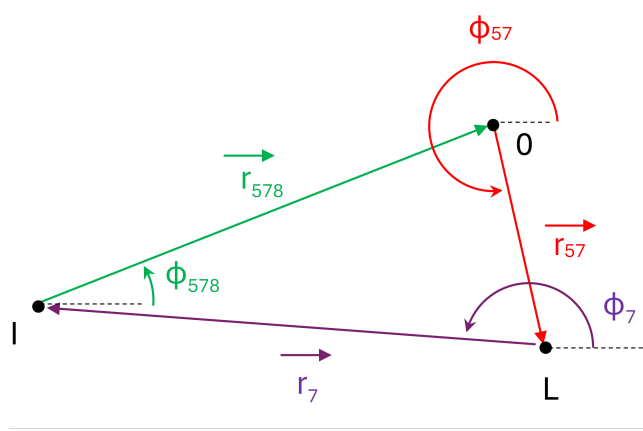
Poslední rovnice pro zrychlení získáme další časovou derivací rovnic rychlostí.

$$a_x : -r_5 \cdot \cos \phi_5 \cdot \dot{\phi}_5^2 - r_5 \cdot \sin \phi_5 \cdot \ddot{\phi}_5 - r_6 \cdot \cos \phi_6 \cdot \dot{\phi}_6^2 - r_6 \cdot \sin \phi_6 \cdot \ddot{\phi}_6 + r_{568} \cdot \cos \phi_{568} - 2 \cdot r_{568} \cdot \sin \phi_{568} \cdot \dot{\phi}_{568} - r_{568} \cdot \cos \phi_{568} \cdot \dot{\phi}_{568}^2 - r_{568} \cdot \sin \phi_{568} \cdot \ddot{\phi}_{568} = 0 \quad (3.16)$$

$$a_y : -r_5 \cdot \sin \phi_5 \cdot \dot{\phi}_5^2 + r_5 \cdot \cos \phi_5 \cdot \ddot{\phi}_5 - r_6 \cdot \sin \phi_6 \cdot \dot{\phi}_6^2 + r_6 \cdot \cos \phi_6 \cdot \ddot{\phi}_6 + r_{568} \cdot \sin \phi_{568} + 2 \cdot r_{568} \cdot \cos \phi_{568} \cdot \dot{\phi}_{568} - r_{568} \cdot \sin \phi_{568} \cdot \dot{\phi}_{568}^2 + r_{568} \cdot \cos \phi_{568} \cdot \ddot{\phi}_{568} = 0 \quad (3.17)$$

Ze soustavy rovnic pro zrychlení získáme poslední dva neznámé parametry $\ddot{\phi}_5, \ddot{\phi}_6$

3.1.2 Smyčka 578



Obr. 3.4. Smyčka 578 (vlastní tvorba)

Smyčka 578 propojuje uzlové body **I**, **L** a je obdobná smyčce 568. Protože tvoří uzavřený n -úhelník, můžeme pro ni v souladu s [7] napsat vektorovou rovnici:

$$r_{57} \vec{r} + r_7 \vec{r} + r_{578} \vec{r} = \vec{0} \quad (3.18)$$

Rameno 57 je podobně jako rameno 5 součástí tělesa 5 takže můžeme psát $\phi_5 = \phi_{57}, \dot{\phi}_5 = \dot{\phi}_{57}, \ddot{\phi}_5 = \ddot{\phi}_{57}$. Délky ramen 57, 7 jsou konstantní, časovou závislost úhlu ϕ_5 jsme získali již vyřešením smyčky 578, rameno 578 je opět řídicí parametr, díky kterému získáváme časovou závislost polohy klapky a úhlu ϕ_{578} . Jako jediný neznámý parametr tak zůstává pouze časová závislost úhlu, úhlové rychlosti a úhlového zrychlení tělesa 7. Protože máme pouze jednu neznámou, stačí nám počítat pouze s jednou složkou rozkladu vektorů do souřadnicového systému.

Pro polohu můžeme psát rovnici:

$$x : r_{57} \cdot \cos \phi_{57} + r_7 \cdot \cos \phi_7 + r_{578} \cdot \cos \phi_{578} = 0 \quad (3.19)$$

Vyřešením této rovnice získáme neznámý parametr ϕ_7 .

Časovou derivací rovnice polohy dostáváme rovnici pro rychlost:

$$v_x : -r_{57} \cdot \sin \phi_{57} \cdot \dot{\phi}_{57} - r_7 \cdot \sin \phi_7 \cdot \dot{\phi}_7 + r_{578} \cdot \cos \phi_{578} - r_{578} \cdot \sin \phi_{578} \cdot \dot{\phi}_{578} = 0 \quad (3.20)$$

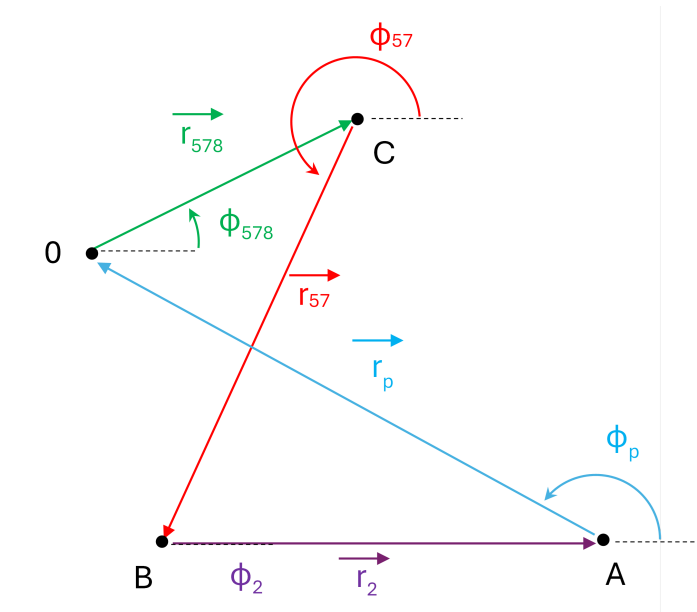
Vyřešením této rovnice dostáváme další neznámou $\dot{\phi}_7$.

Časovou derivací rovnice rychlosti dostaneme vztah pro zrychlení jako:

$$a_x : -r_{57} \cdot \cos \phi_{57} \cdot \dot{\phi}_{57}^2 - r_{57} \cdot \sin \phi_{57} \cdot \ddot{\phi}_{57} - r_7 \cdot \cos \phi_7 \cdot \dot{\phi}_7^2 - r_7 \cdot \sin \phi_7 \cdot \ddot{\phi}_7 + r_{578} \cdot \cos \phi_{578} - 2 \cdot r_{578} \cdot \sin \phi_{578} \cdot \dot{\phi}_{578} - r_{578} \cdot \cos \phi_{578} \cdot \dot{\phi}_{578}^2 - r_{578} \cdot \sin \phi_{578} \cdot \ddot{\phi}_{578} = 0 \quad (3.21)$$

Kdy řešením je poslední neznámá $\ddot{\phi}_7$.

3.1.3 Smyčka 234



Obr. 3.5. Smyčka 234 (vlastní tvorba)

Pro získání posledních neznámých parametrů mechanismu byla sestavena poslední smyčka 234, která propojuje pohyb těles 4, 3, 2. Délky ramen 4, 3 jsou konstantní, jejich úhly ϕ_4, ϕ_3 jsou časově závislé. Protože je ale těleso spojeno 4 spojeno s tělesem 5, pak můžeme psát následující rovnosti $\phi_5 = \phi_4, \dot{\phi}_5 = \dot{\phi}_4, \ddot{\phi}_5 = \ddot{\phi}_4$. Úhel ϕ_3 je pak jednou z hledaných neznámých. Rameno 2 spojuje uzlový bod **B** a posuvnou vazbu **A**. Protože těleso 2 koná rovinný posuvný pohyb je úhel ϕ_2 konstantní a délka ramene r_2 je hledanou časovou neznámou. Rameno r_p je pomocný vektor, kterým uzavíráme celou smyčku a spojuje posuvnou vazbu **A** se středem otáčení tělesa 4. Délka ramene i velikost úhlu, který svírá jsou konstantní. Jednotlivé vektory tvoří uzavřenou smyčku kterou můžeme popsat vektorovou rovnicí:

$$\vec{r}_4 + \vec{r}_3 + \vec{r}_2 + \vec{r}_p = \vec{0} \quad (3.22)$$

Rozložením vektorů do složek opět získáme rovnice polohy:

$$x : r_4 \cdot \cos \phi_4 + r_3 \cdot \cos \phi_3 + r_2 \cdot \cos \phi_2 + r_p \cdot \cos \phi_p = 0 \quad (3.23)$$

$$y : r_4 \cdot \sin \phi_4 + r_3 \cdot \sin \phi_3 + r_2 \cdot \sin \phi_2 + r_p \cdot \sin \phi_p = 0 \quad (3.24)$$

Vyřešením soustavy rovnic získáme neznámé parametry ϕ_3, r_2

Časovou derivací rovnic polohy získáme soustavu rovnic pro rychlosti:

$$v_x : -r_4 \cdot \sin \phi_4 \cdot \dot{\phi}_4 - r_3 \cdot \sin \phi_3 \cdot \dot{\phi}_3 + \dot{r}_2 \cdot \cos \phi_2 = 0 \quad (3.25)$$

$$v_y : r_4 \cdot \cos \phi_4 \cdot \dot{\phi}_4 + r_3 \cdot \cos \phi_3 \cdot \dot{\phi}_3 + \dot{r}_2 \cdot \sin \phi_2 = 0 \quad (3.26)$$

Řešením soustavy jsou neznámé parametry ϕ_3, r_2 .

Další časovou derivací rovnic rychlostí dostaneme rovnice pro zrychlení:

$$a_x : -r_4 \cdot \cos \phi_4 \cdot \dot{\phi}_4^2 - r_4 \cdot \sin \phi_4 \cdot \ddot{\phi}_4 - r_3 \cdot \cos \phi_3 \cdot \dot{\phi}_3^2 - r_3 \cdot \sin \phi_3 \cdot \ddot{\phi}_3 + \ddot{r}_2 \cdot \cos \phi_2 = 0 \quad (3.27)$$

$$a_y : -r_4 \cdot \sin \phi_4 \cdot \dot{\phi}_4^2 + r_4 \cdot \cos \phi_4 \cdot \ddot{\phi}_4 - r_3 \cdot \sin \phi_3 \cdot \dot{\phi}_3^2 + r_3 \cdot \cos \phi_3 \cdot \ddot{\phi}_3 + \ddot{r}_2 \cdot \sin \phi_2 = 0 \quad (3.28)$$

Vyřešením soustavy dostáváme neznámé parametry $\ddot{\phi}_3, \ddot{r}_2$

4 Výpočet sil

V kapitole 2.3 jsme získali soustavu 42 lineárních rovnic. Pro její vyřešení musíme do pravých stran rovnic dosadit kinematické parametry získané v kapitole 3.

4.1 Program pro výpočet sil

Pro výpočet sil v jednotlivých vazbách byl vytvořen skript v programu *Matlab* [8].

Na začátku byly načteny vstupní parametry celého mechanismu, jako jsou délky jednotlivých ramen, výchozí poloha, rychlost klapky a zrychlení klapky v čase.

Poté následoval iterační výpočet sil, který přibližuje následující popis:

1. Jako první krok v každé iteraci byly spočteny rychlosti a polohy řídicích parametrů klapky na základě časového průběhu zrychlení, které bylo odhadnuto na základě měření a bylo zjednodušeno, aby se jednalo o rovnoměrně zrychlený pohyb.
2. Další krok bylo definování vstupních odhadů pro výpočet nelineárních rovnic. Pro první iteraci byly použity hodnoty neznámých, které byly naměřeny na reálné předloze. Pro všechny další iterace byly jako vstupní odhady použity hodnoty neznámých spočítané v předchozí iteraci.
3. Následovalo dosazení hodnot spočítaných v nelineárních soustavách rovnic poloh do lineárních soustav pro výpočet rychlostí a zrychlení. Jednotlivé rovnice byly upraveny do maticového tvaru

$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{X} = \mathbf{B}$$

4. Pokračovali jsme dosazením spočítaných zrychlení do soustavy rovnic silových a momentových rovnováh, konkrétně do matice pravých stran. Před dosazením bylo ale nutné relativní veličiny přepočítat na globální kinematické veličiny. Podobně jako u vektorové metody, jsme hodnoty translačních zrychlení dostali druhou časovou derivací polohových vektorů. Níže je ukázka výpočtu translačního zrychlení těžiště tělesa 3.

$$a_{3x} = -r_4 \cdot \cos\phi_4 \cdot \dot{\phi}_4^2 - r_4 \cdot \sin\phi_4 \cdot \ddot{\phi}_4 - \frac{r_3}{2} \cdot \cos\phi_3 \cdot \dot{\phi}_3^2 - \frac{r_3}{2} \cdot \sin\phi_3 \cdot \ddot{\phi}_3 \quad (4.1a)$$

$$a_{3z} = -r_4 \cdot \sin\phi_4 \cdot \dot{\phi}_4^2 + r_4 \cdot \cos\phi_4 \cdot \ddot{\phi}_4 - \frac{r_3}{2} \cdot \sin\phi_3 \cdot \dot{\phi}_3^2 + \frac{r_3}{2} \cdot \cos\phi_3 \cdot \ddot{\phi}_3 \quad (4.1b)$$

5. Vyřešením soustavy pro rovnováhy sil a momentů jsme získali hodnoty jednotlivých sil v daném kroku
6. Hodnota každé síly byla uložena na příslušnou pozici dle indexu iterace do předpřipravené jednořádkové matice, vytvořené na začátku programu.
7. Následovala další iterace se shodnými kroky. Iterační cyklus byl ukončen v okamžiku, kdy se klapka vysunula do koncové polohy

Všechny grafy s vykreslenými časovými průběhy poloh, rychlostí, zrychlení a sil jsou zobrazeny v příloze na konci práce.

```
function [phi_7] = smycka_578(r57,phi_5,r7,r_578,phi_578,vstupy_578)
    smycka_578 = @(x) [r57*cos(phi_5) + r7*cos(x) + r_578*cos(phi_578); r57*sin(phi_5) + r7*sin(x) + r_578*sin(phi_578)];

    opts = optimoptions(@fsolve,'Algorithm','levenberg-marquardt');
    koreny_578 = fsolve(smycka_578, vstupy_578, opts);

    phi_7 = koreny_578(1);
end
```

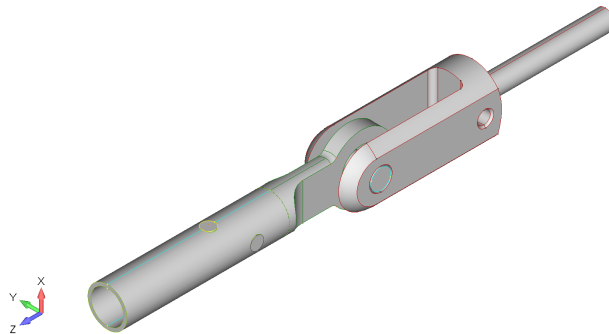
Obr. 4.1. Ukázka funkce pro výpočet nelineární soustavy rovnic (vlastní tvorba)

5 Analýza vybraného prvku pomocí metody konečných prvků

Jako prvek pro kontrolu pomocí MKP byly vybrány koncovky táhel 3, 6, 7. Hlavním důvodem bylo množství prvků, které je pomocí jednoho modelu v tomto místě zkontrolovat. Koncovka „vidličky“ je k dalšímu táhlu uchycena pomocí závitů, dále můžeme zkontrolovat napětí v oslabeném průřezu koncovky „oka“ i „vidličky“ v místě díry na čep. Zkontrolovat můžeme také čep, který jednotlivé koncovky spojuje, a to jak na ohyb tak na otláčení a stříh, dále můžeme zkontrolovat také nýtové spoje, kterými je druhá koncovka uchycena k dalšímu táhlu a konečně můžeme zkontrolovat i samotné táhlo.

5.1 CAD model

CAD model byl vytvořen pomocí předlohy koncovek, čepu, nýtů a táhla v programu *Inventor 2022 PROFESIONAL* [9], daná geometrie pak byla importována do programu na MKP analýzu. Vytvořená součástka je zobrazena na obrázku 5.1.



Obr. 5.1. Vytvořený CAD model koncovky (vlastní tvorba)

5.2 MKP model

MKP model byl vytvořen v pre- a postprocesoru *FEMAP 2024.6* [10] a samotný výpočet byl proveden lineárním řešičem *NX NASTRAN* [11].

Jednotlivé prvky byly vysítovány pomocí solidových tetraedrálních elementů (popř. pomocí BEAM elementů). Pro simulování kontaktu mezi prvky byla v každé kontaktní ploše vytvořena kontaktní vazba, která spočítá vůli nebo průnik mezi plochami a umístí zde kontaktní element.

5.2.1 Materiál

V modelu byly použity dva lineárně elastické materiály. Jeden s parametry hliníkové slitiny byl použit pro koncovky a nýty, druhý s parametry ocelové slitiny pro čep. Bohužel se nepodařilo zjistit, z jakého materiálu byly jednotlivé komponenty vyrobeny. Pro čep byl nakonec vybrán materiál S235-JR, pro nýty byl vybrán materiál Z42 4208, pro koncovky pak byl vybrán materiál Z42 4253.61. Parametry jednotlivých materiálů jsou uvedeny v tabulce 5.1. Jednotlivé

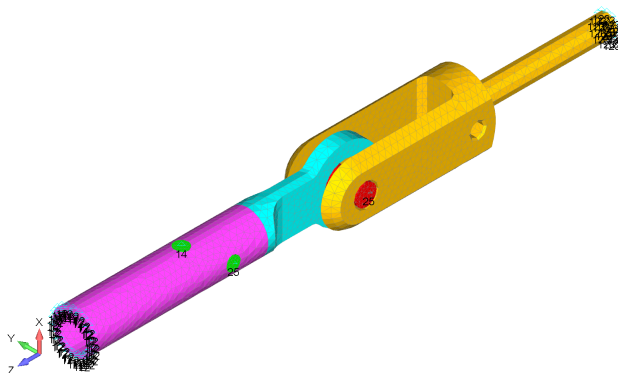
mechanické hodnoty pro hliníkové slitiny byly převzaty z [12]. Vlastnosti materiálu S235-JR byly převzaty z [13]

Tab. 5.1. Materiálové vlastnosti (vlastní tvorba)

Označení materiálu	Mez kluzu $R_{p0,2}(\sigma_{0,2})$ [MPa]	Pevnost v tahu R_M [MPa]
S 235 JR	235	360
Z42 4208.71	250	350
Z42 4253.61	265	390

5.2.2 Okrajové podmínky

Okrajové podmínky byly aplikovány a voleny tak, aby bylo zaručeno staticky určité uložení jednotlivých součástí. Ukázka aplikace okrajových podmínek v modelu je na obrázku 5.2.



Obr. 5.2. Aplikované okrajové podmínky na uzlové body (vlastní tvorba)

5.2.3 Zatížení

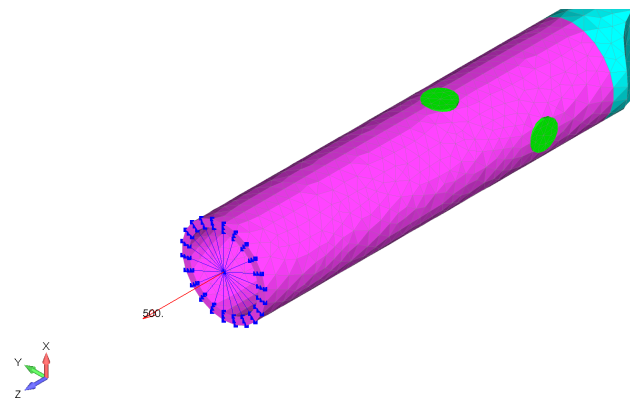
Pro zatížení modelu a kontrolu spoje byly nejprve spočítány celkové velikosti sil, které působí v čepových spojih **B**, **C**, **H**, **I**, **J**, **L** pomocí Pythagorovy věty jako:

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2} \quad (5.1)$$

Síla zatěžující model pak byla vybrána jako největší síla v čepu, která se během pohybu mechanismu na spoji vyskytne. Směr síly byl zvolen a aplikován ve směru osy táhla, kdy protože táhla jsou na obou koncích uchycena na kloubech, tak vždy dojde k jejich natočení tak, že jsou zatěžována pouze axiálně. Síla pak byla na solidové elementy aplikována přes RBE3 element.

RBE3 element je speciální prvek programu *FEMAP*, který dokáže spojovat více závislých uzlů do jednoho uzlu nezávislého. Při zatížení nezávislého uzlu osamělou silou nebo momentem je pak program schopný spočítat zatížení jednotlivých závislých uzlů v závislosti na silové a momentové rovnováze, vztahené ke nezávislému uzlu.

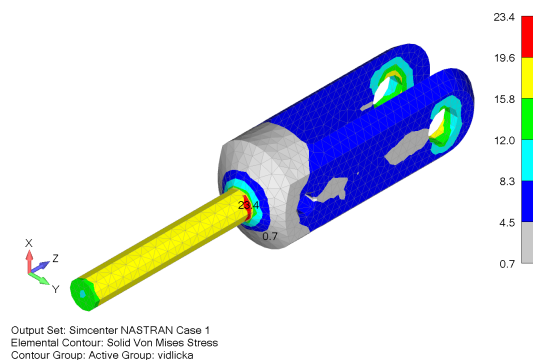
Ukázka aplikace zatížení na model je na obrázku 5.3



Obr. 5.3. Aplikace zatížení v modelu (vlastní tvorba)

5.2.4 Kontrola koncovky „vidličky“

Na obrázku 5.4 lze vidět, že celkové napětí na této části modelu nepřekračuje mez kluzu a nedochází tak k trvalé plastické deformaci. První špičkové napětí se nachází v kořeni dřívku závitové části. Zprvce se jedná o místo s nejmenším průřezem a zadruhé se zde promítá vliv vrubu zaoblení dřívku v přechodu.



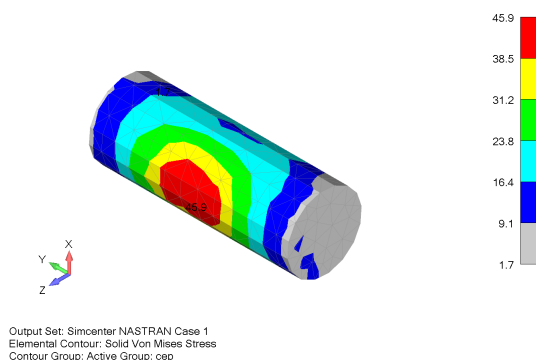
Obr. 5.4. Von Misesovo napětí na koncovce tvaru „vidlička“ (vlastní tvorba)

Další špičkové se nachází na vnitřních stranách jednotlivých ploch „vidličky“. Opět se jedná o místo se sníženým průřezem a vrubovým účinkem.

Poslední kritické místo je okolí kolem díry pro čep. Je zde opět snížený průřez profilu díky výřezu a také je tu velmi výrazný vrubový účinek díry. Na vnitřní straně díry pak také můžeme sledovat špičku napětí způsobenou stykem čepu a koncovky.

5.2.5 Kontrola čepu

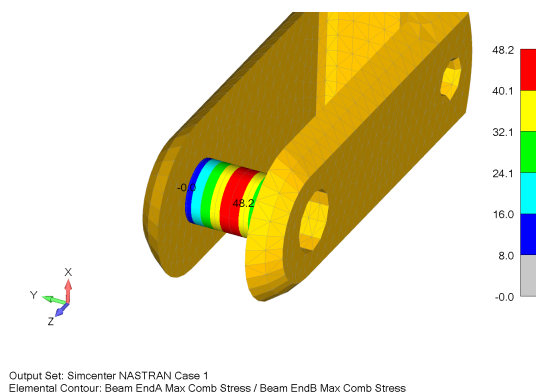
Jak můžeme vidět na obrázku 5.5, napětí na čepu opět nepřesahuje mez kluzu a tak i zde nedochází k trvalým plastickým deformacím. Největší napětí můžeme pozorovat ve středu čepu, což odpovídá předpokladu, protože ve středu čepu je největší ohybové napětí. Napětí na čepu ve stříhových rovinách není oproti ohybovému napětí významné.



Obr. 5.5. Von Misesovo napětí na solidových elementech čepu (vlastní tvorba)

Model ze solidových elementů a s kontaktními elementy se z pohledu dimenzování čepu nechová úplně konzervativně, protože styk mezi čepem a koncovkou může zamezovat natočení čepu.

To ale neodpovídá skutečnosti, kdy čep je uložen v otočném kloubovém ložisku, které umožňuje velké natočení. Hlavní rozdíl je možné vidět v tom, že v případě kontaktních elementů přebírají část ohybového momentu plochy koncovky a snižují tak ohybový moment přenášený čepem. Čep se tak chová jako částečně vetknutý.

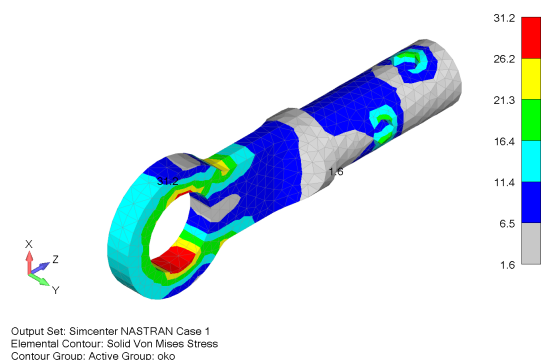


Obr. 5.6. Napětí na čepu s použitím BEAM elementů (vlastní tvorba)

Ani špička napětí na vnitřní straně díry není naprosto určující, protože kulové ložisko rozloží sílu rovnoměrněji po povrchu díry. Pro lepší kontrolu čepu byl vytvořen ještě jeden submodel, kde byla ponechána koncovka ze solidových elementů a čep, který byl ale tentokrát modelován pomocí BEAM elementů. Spoj čepu a koncovky byl pak realizován pomocí RBE3 elementu a na okrajovém uzlu BEAM elementu byly uvolněny jednotlivé rotace. Čep se díky umožnění volného natočení chová jako nosník na dvou podporách, důkazem toho je zvýšení napětí ve středu čepu, jak lze vidět na obrázku 5.6.

5.2.6 Kontrola koncovky „oka“

Napětí na elementech této části koncovky opět nepřekračuje povolené hodnoty. Rozložení napětí je obdobné jako na koncovec „vidličky“, pouze jeho hodnoty jsou vyšší, protože plochá část



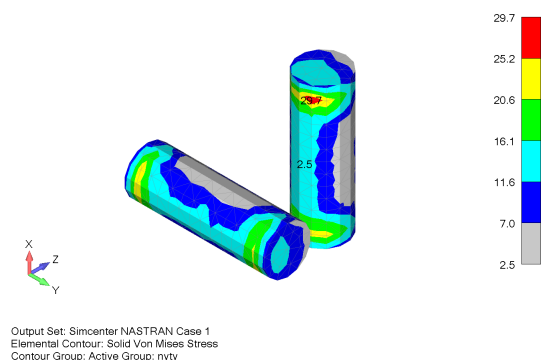
Obr. 5.7. Von Misesovo napětí na koncovce tvaru „oko“ (vlastní tvorba)

koncovky s dírou na čep přenáší celou sílu v táhle, zatímco ploché části s dírami u „vidličky“ přenášely každá pouze polovinu zatížení.

Na druhé straně koncovky, v místě uchycení k táhlu, je pomocí napětí na obrázku 5.7 velmi dobře vidět silový tok, který směřuje k jednotlivým nýtům.

5.2.7 Kontrola nýtů

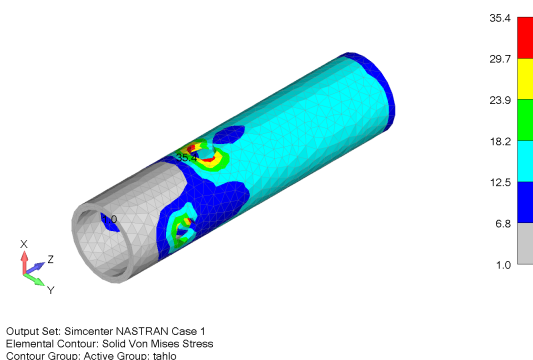
Napětí, jak můžeme vidět na obrázku 5.8, na elementech nýtů nepřekračuje dovolené smykové napětí. Největší hodnoty můžeme pozorovat ve stříhových rovinách mezi koncovkou „oka“ a táhlem. Zajímavé je napětí ve středu nýtů, kdy díky tomu, že průběh napětí po průřezu je konstantní, tak se velmi pravděpodobně jedná o napětí od prostého smyku.



Obr. 5.8. Von Misesovo napětí na nýtech (vlastní tvorba)

5.2.8 Kontrola táhla

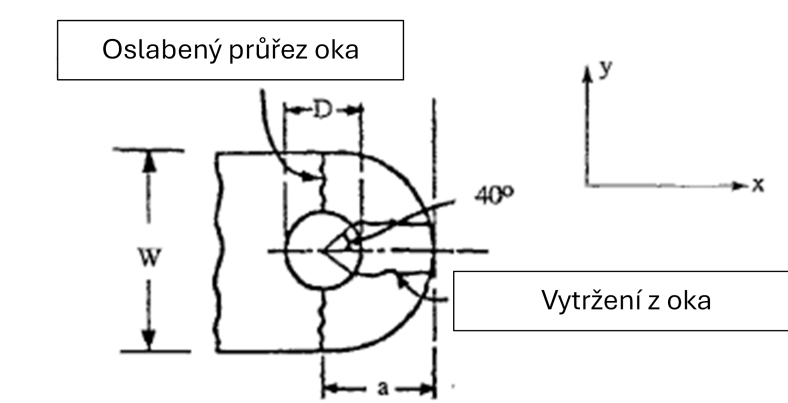
Napětí na táhle opět nepřekračuje mez kluzu materiálu. Pomocí napětí na obrázku pak můžeme pozorovat, že silový tok je podobný tomu na koncovce „oka“.



Obr. 5.9. Von Misesovo napětí na táhle (vlastní tvorba)

5.3 Dodatečná kontrola táhel a koncovek

Pro další kontrolu byla táhla a čepové spoje, které byly již zkontrolovány pomocí MKP výpočtového modelu, dodatečně zkontrolovány pomocí metodiky a rovnic uvedených v [2]. Pro kontrolu je podobně jako u MKP modelu použita největší síla z vazeb a směr zatěžování je taktéž brán ve směru osy táhla.



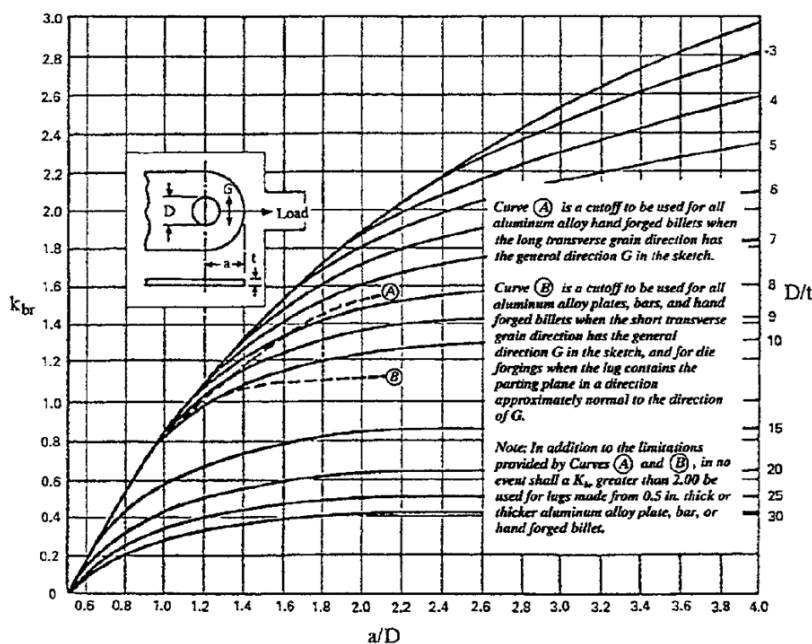
Obr. 5.10. Základní geometrie oka (upraveno a převzato z [2])

Jako kritická byla vybrána koncovka typu „oko“, protože má shodnou geometrii jako koncovka typu „vidlička“, oproti ní ale přenáší dvojnásobné zatížení. Ve všech kontrolách je uvažováno spojení se dvěma smykovými rovinami.

5.3.1 Kontrola na vytržení oka

Nejprve je zkontrolována koncovka táhla na vytržení díry. To je provedeno pomocí rovnice 5.2 a koeficientu získaného z obrázku 5.11.

$$P_{bru} = k_{br} \cdot F_{tux} \cdot A_{br} \quad (5.2)$$



Obr. 5.11. Tabulka pro určení součinitele vytržení (převzato z [2])

P_{bru}	Početní zatížení na vytržení oka	[N]
k_{br}	součinitel na vytržení oka	[-]
F_{tux}	Mez pevnosti v tahu	[MPa]
D	průměr čepu	[mm]
t	tloušťka koncovky	[mm]
a	vzdálenost středu díry od okraje koncovky	[mm]
A_{br}	Průmětná plocha díry	[mm^2]

Tab. 5.2. Parametry koncovky (vlastní tvorba)

Parametr	hodnota	jednotky
D	10	[mm]
t	4	[mm]
a	10	[mm]
F_{tux}	390	[MPa]

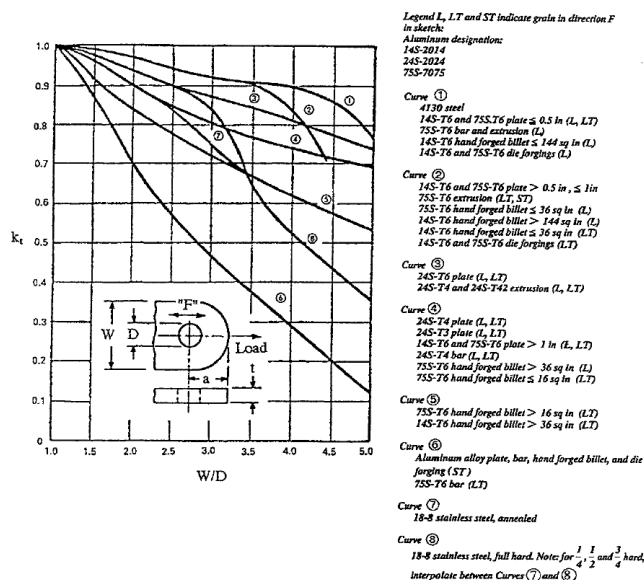
Po dosazení hodnot z tabulky 5.2 do rovnice 5.2 dostaneme maximální početní sílu, jakou může být oko zatíženo v tahu.

$$P_{bru} = 0,85 \cdot 390 \cdot 10 \cdot 4 = 13\,260[N]$$

5.3.2 Kontrola na porušení koncovky

Dále je provedena kontrola na porušení celistvosti koncovky v místě oslabeném dírou.

$$P_{tu} = k_t \cdot F_{tux} \cdot A_t \quad (5.3)$$



Obr. 5.12. Tabulka pro určení součinitele oslabeného průřezu (převzato z [2])

P_{tu}	Početní zatížení na tah	[N]
k_{br}	součinitel oslabeného průřezu	[-]
F_{tux}	Mez pevnosti v tahu	[MPa]
D	průměr čepu	[mm]
t	tloušťka koncovky	[mm]
a	vzdálenost středu díry od okraje koncovky	[mm]
W	šířka koncovky	[mm]
A_t	Plocha oslabeného průřezu	[mm ²]

Tab. 5.3. Parametry koncovky (vlastní tvorba)

Parametr	hodnota	jednotky
D	10	[mm]
t	4	[mm]
a	10	[mm]
W	20	[mm]
F_{tux}	390	[MPa]

Po dosazení hodnot z tabulky na obrázku do rovnice 5.3 dostaneme maximální početní sílu, jakou může být oko zatíženo v tahu.

$$P_{bru} = 0,70 \cdot 390 \cdot (20 \cdot 4 - 10 \cdot 4) = 10\,920[\text{N}]$$

5.3.3 Kontrola čepu na stříh

Dále je provedena kontrola čepu na stříh.

$$P_{su} = F_{su} \cdot \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \right) \quad (5.4)$$

P_{tu}	Početní zatížení na stříh čepu	[N]
F_{su}	Mez pevnosti ve stříhu	[MPa]
D	průměr čepu	[mm]

Tab. 5.4. Parametry čepu (vlastní tvorba)

Parametr	hodnota	jednotky
D	10	[mm]
F_{su}	195	[MPa]

Po dosazení hodnot z tabulky 5.4 do rovnice 5.4 dostaneme maximální početní sílu, jakou může být čep zatížen, než dojde k jeho ustřížení.

$$P_{su} = 195 \cdot 78,54 = 15\,315[N]$$

5.3.4 Kontrola čepu na ohyb

Dále je provedena kontrola čepu na ohyb. Pro kontrolu je použit výpočet pomocí metody tzv. *Čtvrtinových bodů*, která bere v potaz nejen samotný ohyb čepu, ale i styk čepu s plochami koncovek. Pomocí této metody jsme tedy schopni zkontrolovat nejen ohyb čepu, ale i otláčení koncovky a čepu v místě stykových ploch. S ohledem na obrázek 5.13 pro ohybový moment platí rovnice ?? (vychází z rovnice v [2]).

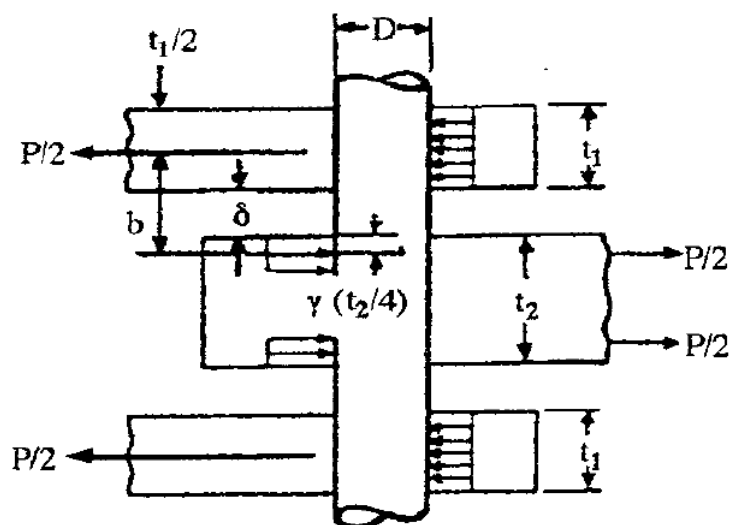
$$M = \frac{P_{bu}}{4} \cdot (t_1 + 2\delta + t_2) \quad (5.5a)$$

$$F_{bu} = \frac{M}{W_b} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot D^3} \rightarrow P_{bu} = \frac{F_{bu} \cdot \pi \cdot D^3}{8 \cdot (t_2 + 2\delta + t_1)} \quad (5.5b)$$

P_{bu}	Početní zatížení na ohyb	[N]
F_{tux}	Mez pevnosti v tahu	[MPa]
D	průměr čepu	[mm]
t_1	tloušťka koncovky „oko“	[mm]
t_2	tloušťka koncovky „vidlička“	[mm]
δ	vůle mezi plochami „oka“ a „vidličky“	[mm]
W_b	modul průřezu v ohybu	[mm ³]

V porovnání s rovnicí pro ohybový moment uvedenou v [2] jsem ze vztahu vypustil redukční faktor γ , který nám v závislosti na mohutnosti koncovky typu „oko“ lehce zmenšuje rameno síly a tudíž i ohybový moment, ovšem na úkor snížení styčných ploch. Po dosazení parametrů čepu z tabulky 5.5 do rovnice 5.5b dostaneme hodnotu početního zatížení v ohybu.

$$P_{bu} = \frac{360 \cdot \pi \cdot 7^3}{8 \cdot (4 + 2 \cdot 1 + 2)} = 6\,058N$$



Obr. 5.13. Obrázek pro ilustraci metody čtvrtinových bodů (převzato z [2])

Tab. 5.5. Parametry koncovky (vlastní tvorba)

Parametr	hodnota	jednotky
D	10	[mm]
t1	4	[mm]
t2	4	[mm]
t1	4	[mm]
a	10	[mm]
W	20	[mm]
F_{tux}	390	[MPa]

5.4 Shrnutí výsledků

Ve všech kontrolách čepů a koncovek výše nám vyšle vyšší dovolená hodnota zatížení spoje, než maximální síla v koncovce, která byla přibližně 450N (viz. grafy průběhu sil) a spoje tedy vyhovují.

6 Závěr

V práci jsme se zabývali kinematickým a silovým popisem ovládacího mechanismu vztlakových klapek letounu L-13 „Blaník“.

Nejprve jsme na začátku popsali význam vztlakových klapek pomocí mechaniky přímočarého klouzavého letu. Následoval zjednodušený výpočet zatížení klapky od aero-elastických sil, které na ni za letu při působí. Při celém výpočtu byla síla brána jako konstatní což je mírně konzervativní.

V další kapitole jsme nahradili klapku zjednodušeným výpočetním mechanismem, kdy jsme se snažili co nejlépe přiblížit skutečné předloze a zachovat jeho smysl pohybu. Následoval již výpočet sil v čepích, pro který byla jednotlivá tělesa úplně uvolněna a byly sestaveny rovnice silové a momentové rovnováhy. Pro vyřešení byly zapotřebí ještě kinematické veličiny pohybu těles, které jsme získali aplikací vektorové metody. Výsledkem jsou časové průběhy sil zobrazené v příloze. Špičky síly jsou pravděpodobně způsobeny geometrií mechanismu během pohyb a natáčení jednotlivých částí.

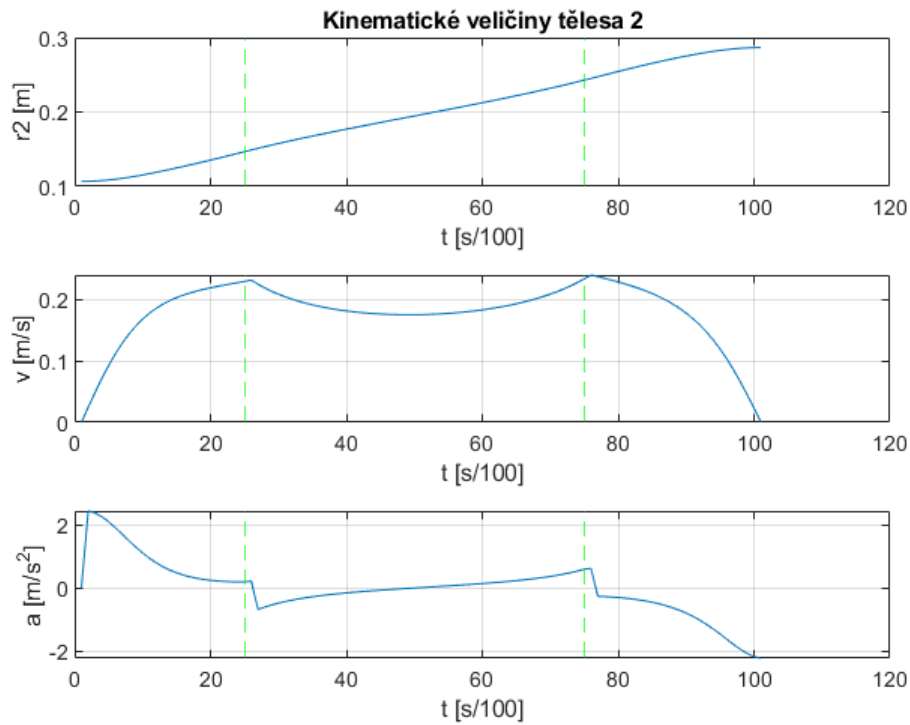
Jako poslední část byla kontrola čepového spoje pomocí metody konečných prvků. Byl vytvořen CAD model části táhla, který byl následně vysítován a spočítán v řešiči *NX Nastran* [11]. Jako zatěžovací síla byla použita síla získaná z předchozího výpočtu. Z analýzy vyplynulo, že součást s přehledem vyhovuje danému zatížení.

Dodatečně pro potvrzení výsledků získaných pomocí MKP výpočtu byla na konec ještě doplněna kontrola pomocí metodiky uvedené v [2]. I tato kontrola potvrdila, že kontrolované části vyhovují na dané zatížení.

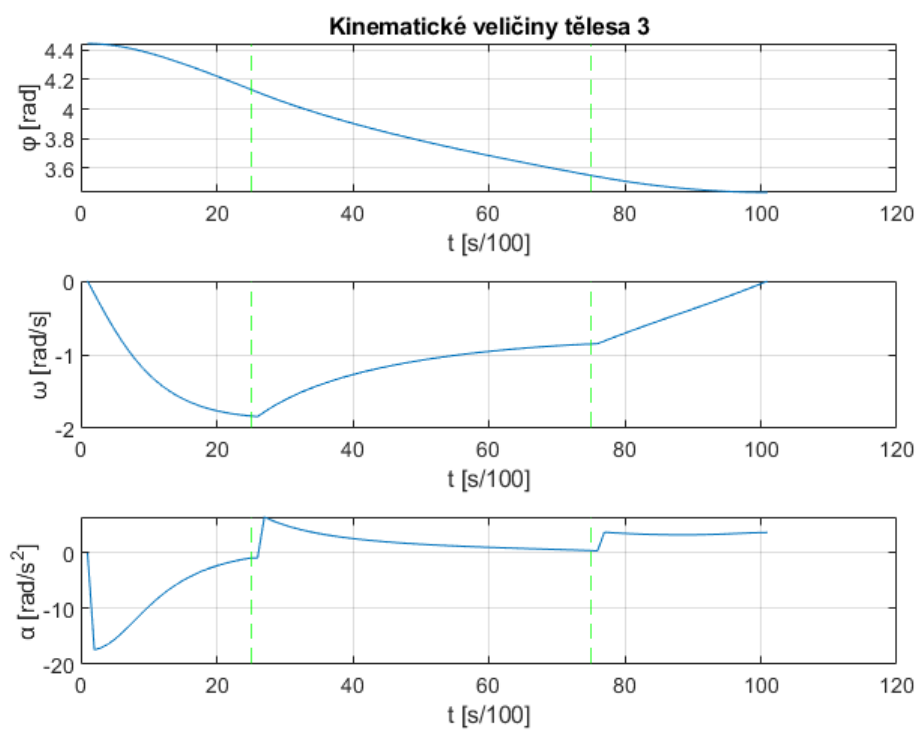
Seznam použité literatury

- [1] KOLMANL.INFO - L-13 Blaník [<https://www.kolmanl.info/index.php?show=L13>]. [B.r.]. [cit. 2025-05-19].
- [2] NIU, Chunyun. *Airframe Stress Analysis and Sizing*. 2. ed., 3. publ. with minor corr. Conmilit Press Ltd, 2005. ISBN 978-962-7128-08-3.
- [3] MERTL, Vlastimil. *Konstrukce a projektování letadel*. Vyd. 1. PC-DIR Real, 2000. ISBN 978-80-214-1789-2.
- [4] *Engineering and Math* [https://www.code7700.com/menu_engineering_math.htm#]. [B.r.]. [cit. 2025-05-19].
- [5] *CS-23 konsolidovane Amdt 3 CZ*. 2012.
- [6] FLORIAN, Zdeněk; ONDRÁČEK, Emanuel; PŘIKRYL, Karel. *Mechanika těles - statika*. 6., přeprac. vyd., V nakl. CERM 1. vyd. CERM, 2003. ISBN 978-80-214-2491-3.
- [7] PŘIKRYL, Karel. *Kinematika*. Vyd. 5., V Akademickém nakladatelství CERM 3. vyd. Akademické nakladatelství CERM, 2008. ISBN 978-80-214-3679-4.
- [8] *MATLAB* [<https://www.mathworks.com/products/matlab.html>]. [N.d.]. [cit. 2025-05-19].
- [9] *Software Autodesk Inventor | Ceny a nákup oficiální verze softwaru Inventor 2026* [<https://www.autodesk.com/cz/products/inventor>]. [B.r.]. [cit. 2025-05-20].
- [10] *Simcenter Femap | Siemens Software* [<https://plm.sw.siemens.com/cs-CZ/simcenter/mechanical-simulation/femap/>]. [B.r.]. [cit. 2025-05-19].
- [11] *Simcenter Nastran* [<https://plm.sw.siemens.com/cs-CZ/simcenter/mechanical-simulation/nastran/>]. [N.d.]. [cit. 2025-05-19].
- [12] ČTVERÁK, J. *Soubor podkladů pro pevnostní výpočty leteckých konstrukcí*. 1997.
- [13] BOLZANO.CZ. *Bohdan Bolzano* [online]. [B.r.]. [cit. 2025-05-19].

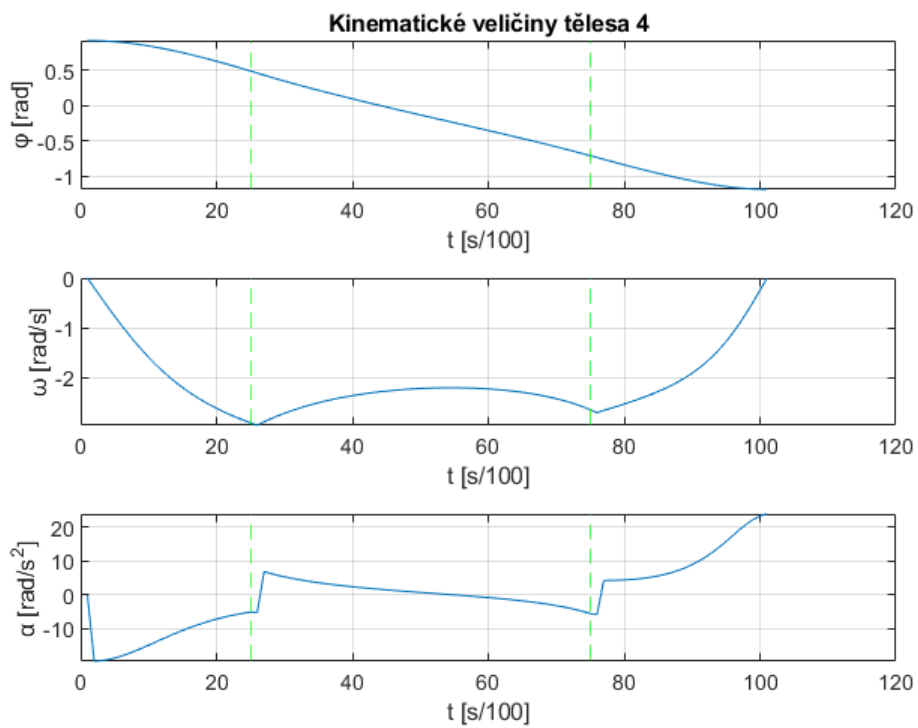
A Přílohy: časový průběh kinematických veličin a sil v čepech



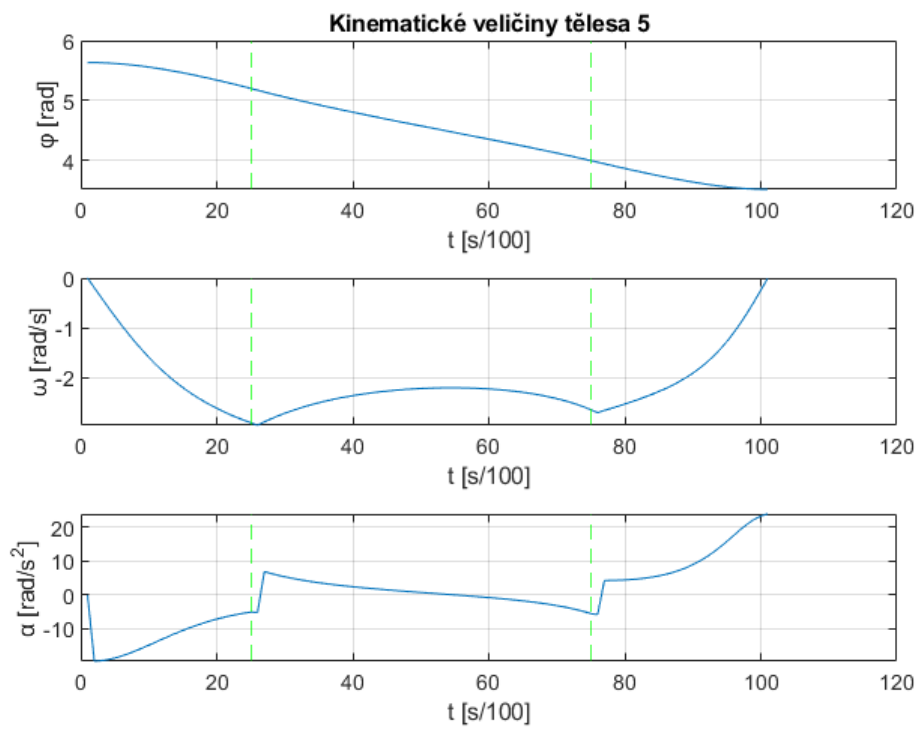
Obr. A.1. Časový průběh kinematických veličin na tělese 2 (vlastní tvorba)



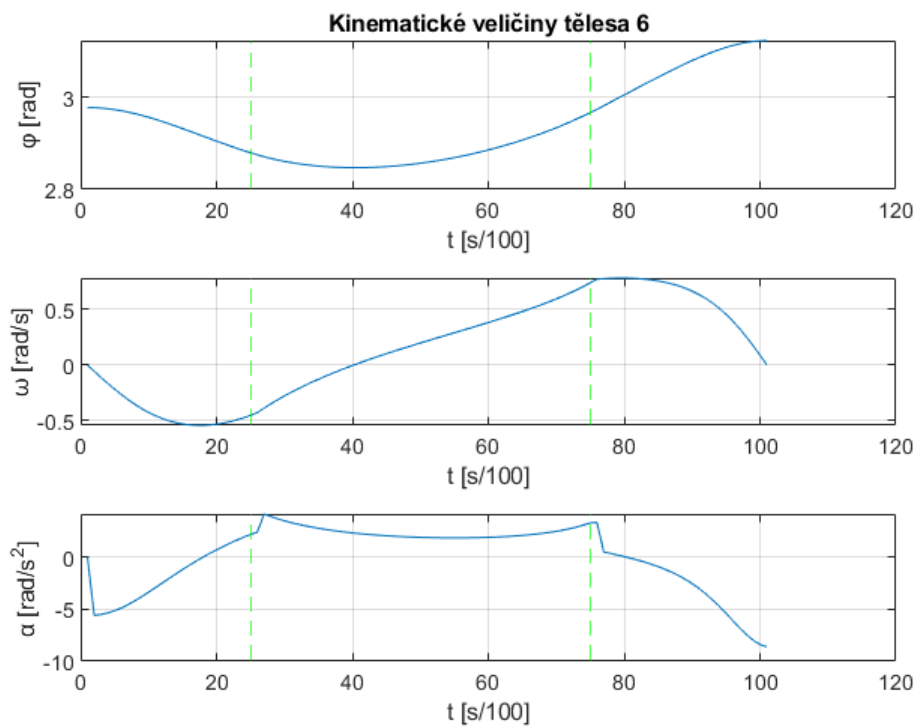
Obr. A.2. Časový průběh kinematických veličin na tělese 3 (vlastní tvorba)



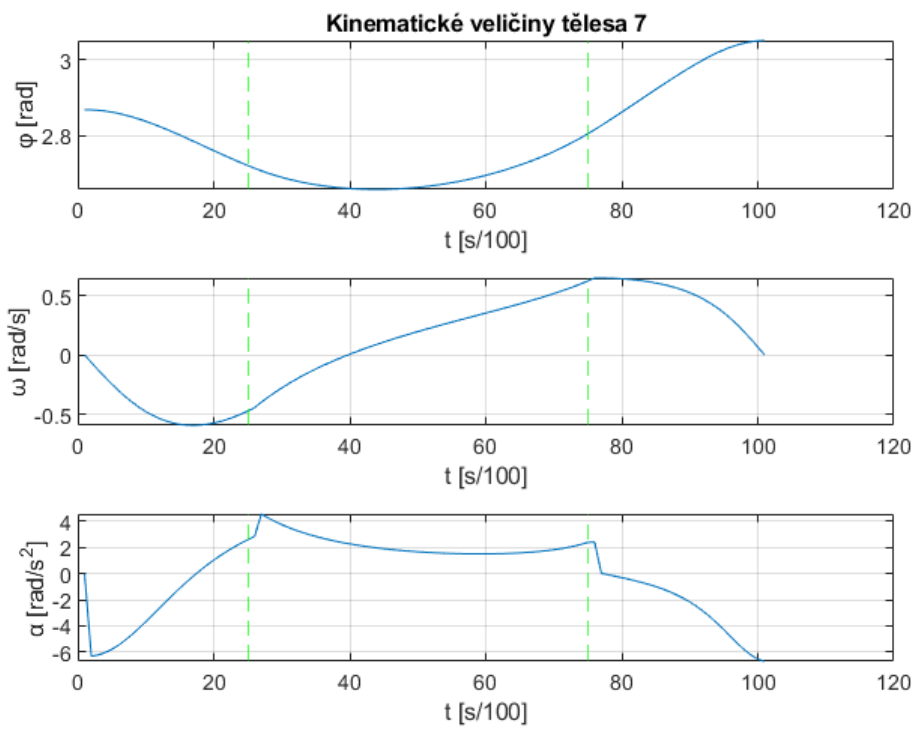
Obr. A.3. Časový průběh kinematických veličin na tělese 4 (vlastní tvorba)



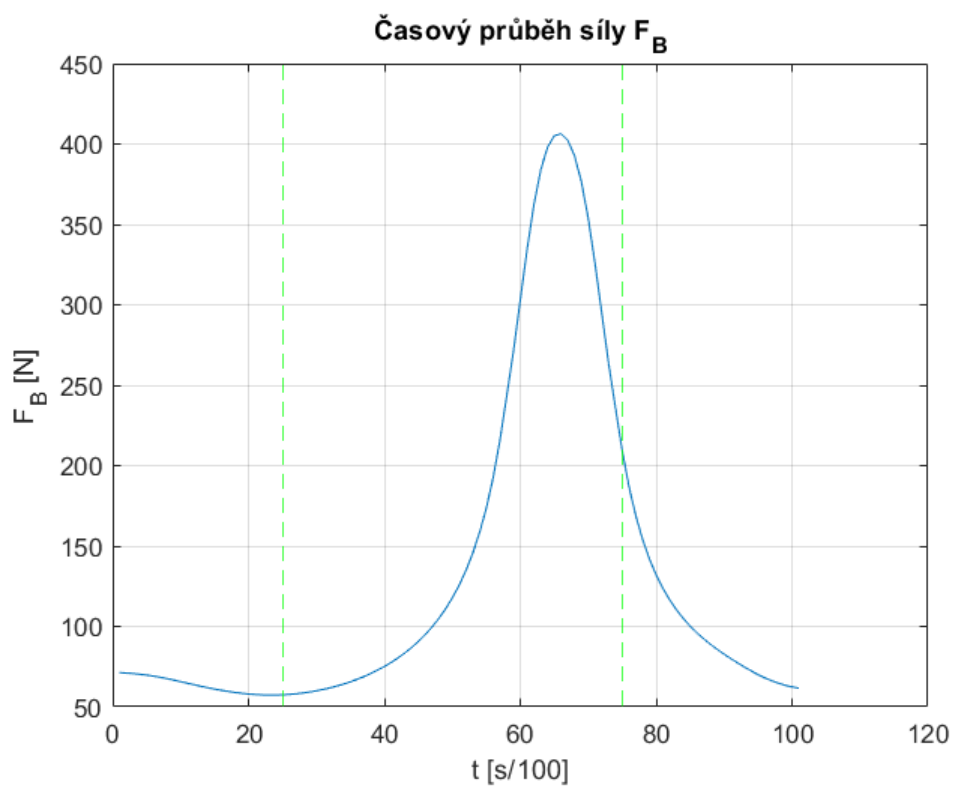
Obr. A.4. Časový průběh kinematických veličin na tělese 5 (vlastní tvorba)



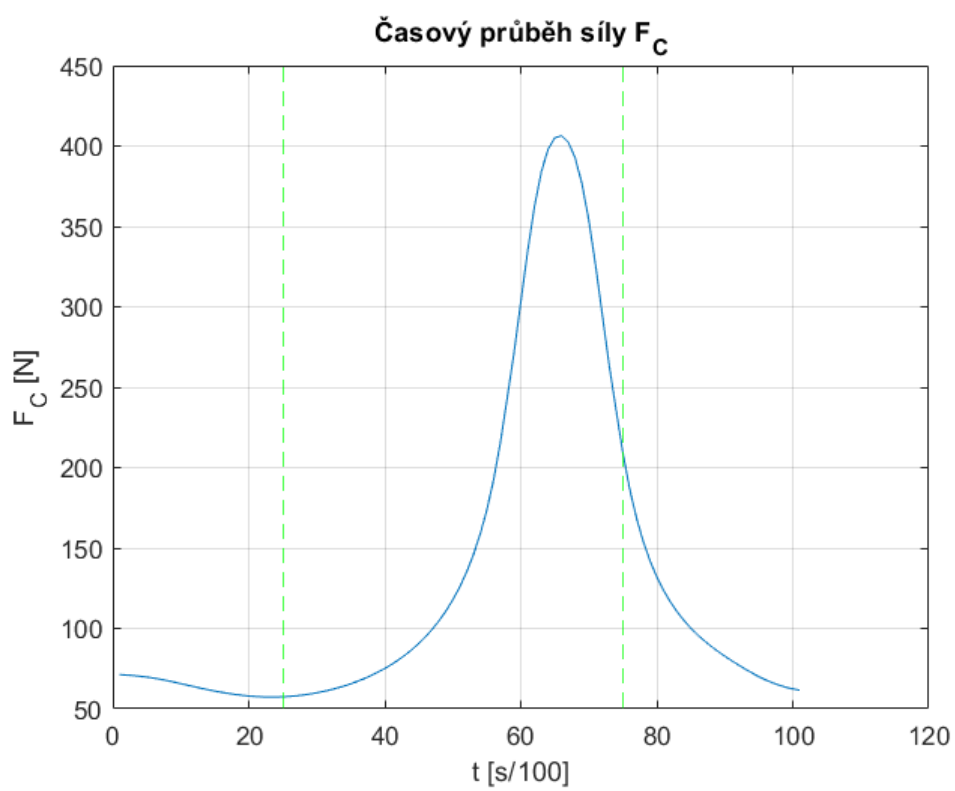
Obr. A.5. Časový průběh kinematických veličin na tělese 6 (vlastní tvorba)



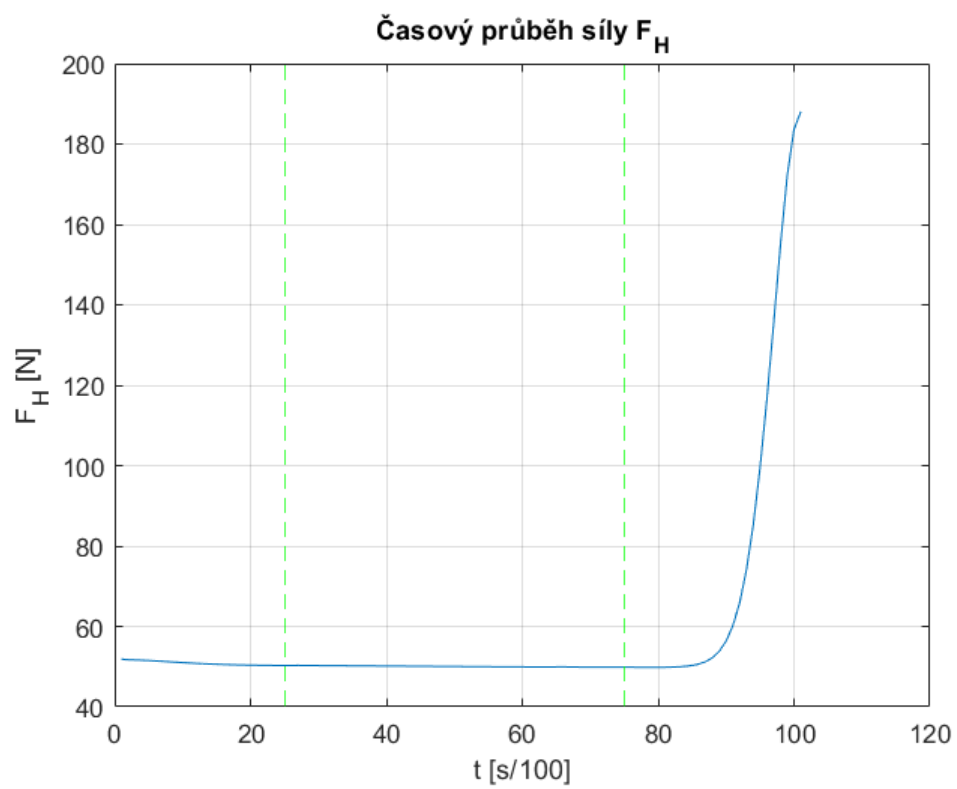
Obr. A.6. Časový průběh kinematických veličin na tělese 7 (vlastní tvorba)



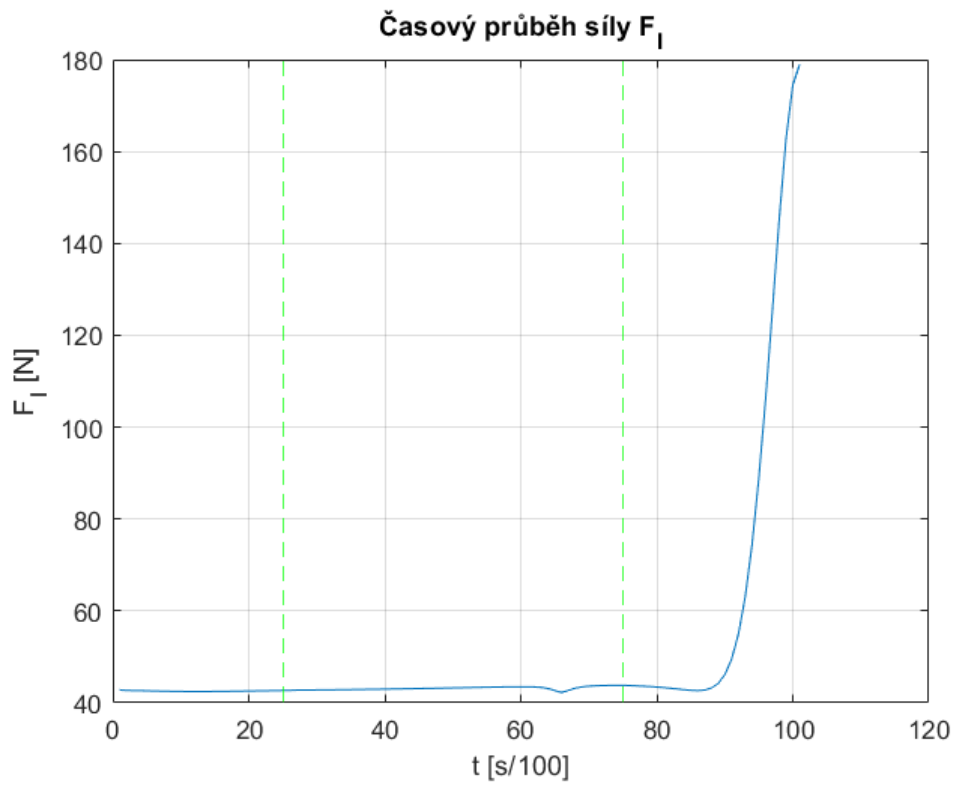
Obr. A.7. Časový průběh síla v čepu B (vlastní tvorba)



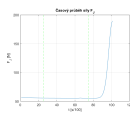
Obr. A.8. Časový průběh síla v čepu C (vlastní tvorba)



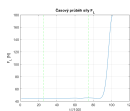
Obr. A.9. Časový průběh síla v čepu H (vlastní tvorba)



Obr. A.10. Časový průběh síla v čepu I (vlastní tvorba)



Obr. A.11. Časový průběh síla v čepu J (vlastní tvorba)



Obr. A.12. Časový průběh síla v čepu L (vlastní tvorba)