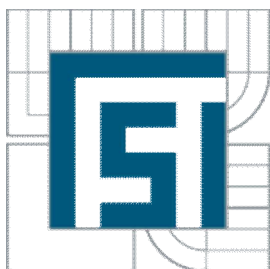




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY
A BIOMECHANIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND
BIOMECHANICS

SIMULAČNÍ MODELOVÁNÍ KINEMATIKY VNT MECHANISMU

SIMULATION MODELLING OF MECHANISM KINEMATICS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

JAN ZELDA

VEDOUČÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. ZDENĚK HADAŠ, Ph.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Jan Zeldá

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

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

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:

Simulační modelování kinematiky VNT mechanismu

v anglickém jazyce:

Simulation modelling of VNT mechanism kinematics

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Tato závěrečná práce je řešena v rámci spolupráce s firmou Honeywell, divize Turbotechnologies. Jejím cílem je analýza VNT mechanismu turodmýchadla motoru. V práci bude řešena stávající kinematika mechanismu a zpracována citlivostní analýza parametrů mechanismu pro potřeby optimalizace kinematiky mechanismu s ohledem na aktuaci celé soustavy turbodmýchadla motoru.

Cíle bakalářské práce:

1. Rešerše metod optimalizace kinematiky mechanismů.
2. Vytvořit model mechanismu bez uvažování vlivu tření mezi komponenty.
3. Analýza řešení kinematiky mechanismu s ohledem na aktuaci.

Seznam odborné literatury:

Edward J Haug: Computer Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems, Allyn and Bacon, 1989.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Zdeněk Hadaš, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 8.11.2012

L.S.

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
Ředitel ústavu

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

Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá modelováním kinematiky VNT mechanismu turbodmyhadla. V úvodní části je obecný přehled přeplňování spalovacích motorů, řešerše optimalizačních metod a přehled typů simulačních modelů. Následuje vytvoření simulačního modelu a provedení citlivostní analýzy jednotlivých členů. V závěrečné části práce je pak zohledněn vliv vůlí ve vazbách mechanismu.

Summary

This thesis deals with the modeling of kinematics VNT Turbocharger mechanism. In the first part, there is a general overview of supercharging combustion engines, search optimization methods and overview of the types of simulation models. Creating a simulation model and performing sensitivity analysis of each part follows. The final part of the thesis reflects the impact of clearance in the joins of the mechanism.

Klíčová slova:

Proměnná geometrie lopatek, VNT mechanismus, Simulační modelování, Citlivostní analýza, Přeplňování, Downsizing, Kinematika

Key Words:

Variable geometry of blades, VNT mechanism, Simulations, Sensitivity analysis, Turbocharged, Downsizing, Kinematics

Bibliografická citace

ZELDA, J. *Simulační modelování kinematiky VNT mechanismu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 42 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Zdeněk Hadaš, Ph.D..

Čestné prohlášení

Já, Jan Zeld, prohlašuji, že jsem bakalářskou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl všechny použité prameny a literatury.

V Brně dne 23. 5. 2013

.....

Jan Zeld

Poděkování

Rád bych poděkoval všem, kteří mi pomohli s tvorbou mojí bakalářské práce. Zejména pak Ing. Zdeňku Hadašovi, Ph.D za rady, připomínky a trpělivost. A také svým spolubydlícím za toleranci a podporu.

Obsah

1	Úvod	10
2	Formulace problémů a cíle bakalářské práce.....	11
3	Přepřňování spalovacích motorů.....	11
3.1	Mechanické přepřňování.....	11
3.2	Přepřňování turbodmychadly.....	12
3.3	Regulace plnicího tlaku.....	12
4	Optimalizace	14
4.1	Deterministické metody.....	14
4.2	Stochastické metody.....	14
5	Model.....	15
5.1	Vlastní matematický model	15
5.2	MultiBody systémy	16
6	Kinematické řešení mechanismů	17
6.1	První část mechanismu	18
6.2	Druhá část mechanismu	19
6.3	Třetí část mechanismu	20
6.4	Matlab a Simulink	22
6.5	Abstraktní MultiBody model.....	24
6.6	Citlivostní analýza	26
7	Vůle.....	32
8	Závěr	34

1 Úvod

Tak jako všechna odvětví lidské činnosti, tak i automobilový průmysl podléhá různým trendům. Nejvýraznějším trendem posledních let je tzv. downsizing, tedy zmenšování objemu motorů při snaze zachovat jejich výkon. Vznik tohoto trendu je ovlivněn několika faktory, jde především o zpřísnění ekologických limitů a rostoucí ceny paliv. Stěžejním prvkem downsizingu je přeplňování. Většinou využíváme zbytkové energie výfukových plynů k pohonu turbíny, která roztáčí dmychadlo. Přeplňováním se dá dosáhnout zvýšení efektivity využití paliva až o 40% u vznětových motorů a až o 20 % u zážehových motorů. Kromě toho s sebou přeplňování, potažmo downsizing obecně, nese další výhody v podobě zmenšení velikosti a hmotnosti motoru, snížení počtu válců a vyhlazení výkonových charakteristik motoru. Tyto výhody jsou částečně anulovány nutností použití turbodmychadla či kompresoru, jelikož tím přidáváme na hmotnosti a velikosti motoru a zároveň přidáváme poměrně složitý a obzvláště v případě turbodmychadla velmi namáhaný systém, který má většinou mnohem nižší životnost než samotný motor. Výhody však značně převyšují nevýhody.

První prototyp motoru přeplňovaného turbodmychadlem se objevuje již na počátku dvacátého století, avšak ke skutečnému nasazení dochází až od dvacátých let, nejprve u lodních motorů postupem času u lokomotiv a nakonec i u motorových vozidel. Za přelom v používání turbodmychadel se dá označit zavedení technologie natáčení lopatek rozváděcího kola turbíny - VNT (Variable Nozzle Turbine) firmou Honeywell Garret v devadesátých letech. Díky této technologii se dá přesně nastavovat plnicí tlak v celém spektru otáček a to beze ztrát vlivem odpouštění tlaku nasávaného vzduchu nebo výfukových plynů.

2 Formulace problémů a cíle bakalářské práce

Formulace problému

V rámci zlepšování stávajících vlastností VNT mechanismů, potažmo charakteristik samotných turbodmychadel, je potřeba určit vliv jednotlivých parametrů VNT mechanismu na jeho výsledné chování.

Cíle bakalářské práce

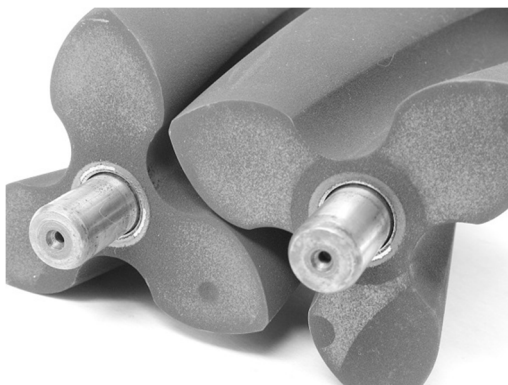
- rešerše metod optimalizace kinematiky mechanismů
- sestavit simulační model VNT mechanismu bez uvažování tření tak, aby se co nejvíce blížil reálnému mechanismu.
- uskutečnit citlivostní analýzu jednotlivých součástí modelu

3 Přepřňování spalovacích motorů

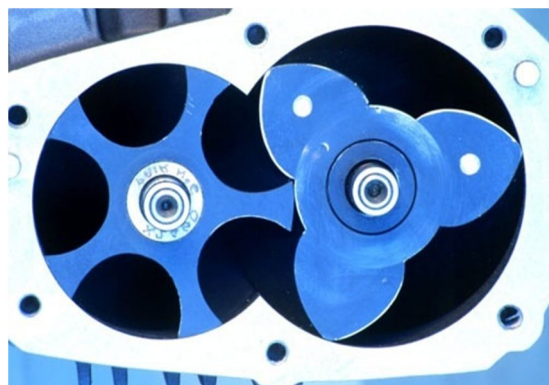
Jak už jsem zmínil v úvodu, přepřňování využíváme ke zvýšení výkonu, účinnosti a ekologičnosti spalovacích motorů. Principem přepřňování je dostat do objemu spalovacího prostoru více směsi ve srovnání se stejným objemem nepřepřňovaného motoru. Toho dosahujeme stlačením nasávaného vzduchu před samotným plněním válce. Vzduch můžeme stlačovat pomocí kompresorů nebo turbodmychadel.

3.1 Mechanické přepřňování

Při mechanickém přepřňování je dmychadlo poháněno mechanicky přímo od klikového hřídele motoru. V dnešní době je tento převod nejčastěji realizován ozubenými koly, ale může se použít i řemen. Nejčastěji se používá Rootsovo nebo Lysholmovo dmychadlo.



Obr. 1 Rotory Rootsova dmychadla



Obr. 2 Rotory Lysholmova dmychadla

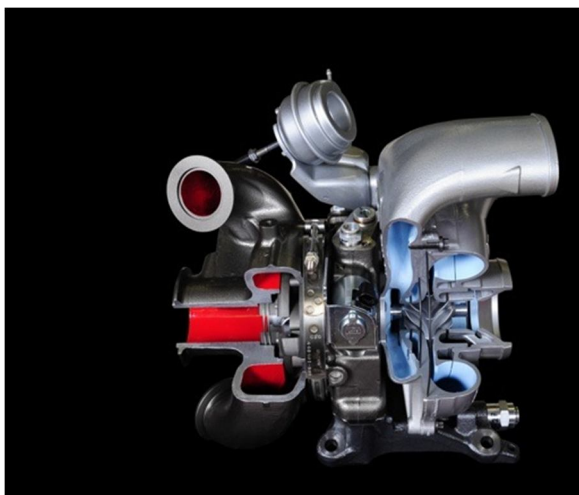
Výhodou mechanického přepřňování je především okamžitá odezva na změnu otáček motoru, dále pak přísun stlačeného vzduchu už od nejnižších otáček a jednodušší, méně namáhaná konstrukce celého systému, s kterou souvisí i nižší cena.

Největší nevýhodou je odebrání části výkonu motoru na pohon dmychadla. Jako další nevýhoda bývá uváděna hlučnost mechanického pohonu.

Při použití mechanického přepřňování obecně nejsme schopni dosáhnout tak vysokých výkonových parametrů jako u turbodmychadel.

3.2 Přepřňování turbodmychadly

Při přepřňování pomocí turbodmychadla je radiální kompresor poháněn výfukovou turbínou, která využívá zbytkové energie výfukových plynů. Specifikem této konstrukce je vysoký rozdíl teplot mezi dmychadlem a turbínou (okolo 1000 °C) a zároveň vysoké otáčky celého systému (ve stovkách tisíc otáček za minutu). Kvůli těmto parametrům jsou kladeny značné nároky na přesnost výroby a kvalitu použitých materiálů.



Obr. 3 Řez turbodmychadlem



Obr. 4 Rotory turbíny a dmychadla

Hlavní výhodou přepřňování turbodmychadlem je využití zbytkové energie spalin pro pohon a tedy nulové dodatečné zatěžování motoru. Dalšími výhodami jsou menší rozměry systému a možnost dosažení vyšších plnicích tlaků a v neposlední řadě lepší regulovatelnost plnicího tlaku.

Nevýhodami jsou pak setrvačnost celé soustavy a potřeba určitého minimálního průtoku spalin k roztočení turbíny, obě tyto nevýhody se projevují prodlevou mezi zvýšením otáček motoru a nárůstem plnicího tlaku, tzv. turboefektem. Další nevýhodou je vysoké mechanické a tepelné namáhání celého systému a tím pádem menší životnost.

3.3 Regulace plnicího tlaku

Přepřňování je navrhováno tak, aby posílilo především spodní část otáčkového spektra motoru, tím ale vzniká problém ve vyšších otáčkách, kdy bychom do válce dodávali příliš mnoho vzduchu, čímž by docházelo ke špatnému hoření směsi a mechanickému i tepelnému přetěžování motoru. V průběhu vývoje se objevilo několik konstrukčních řešení tohoto problému.

Obtokové kanály a škrtecí klapky

Obtokové kanály a škrtecí klapky jsou nejjednodušším řešením, pokud pomínu odpojení dmychadla. Jak názvy napovídají, škrtecí klapka reguluje přísun stlačeného vzduchu do motoru a obtokový kanál přepouští již stlačený vzduch zpět před dmychadlo. Obě tyto řešení zhoršují účinnost dmychadla ať už tím, že nevyužíváme energii, kterou jsme použili ke stlačení vzduchu nebo tím že zvyšují teplotu stlačeného vzduchu. Škrtecí klapky a obtokové kanály na sání se používají v případě mechanického přepřňování. U turbodmychadel je podobným řešením obtokový

kanál spalín, kterým odpouštíme část spalín mimo turbínu a tím regulujeme její otáčky.

Proměnná geometrie lopatek

Technologie proměnné geometrie lopatek bývá obecně označována zkratkou VGT (Variable Geometry Turbocharger). Tato technologie využívá zákona kontinuity ke zvýšení kinetické energie spalín. Při nízkém průtoku spalín dojde k zúžení kanálů mezi lopatkami na rozváděcím kole turbíny, čímž se zvýší jejich rychlost, naopak při velkém průtoku spalín se kanály rozšíří a spaliny zpomalí. Při použití této technologie nedochází prakticky k žádným ztrátám vlivem regulace plnicího tlaku a zároveň dochází k výraznému zvýšení účinnosti dmyhadla napříč otáčkovým spektrem. Mimo jiné se turbína při úplném zavření lopatek dá využívat jako motorová brzda. Použití této technologie je omezeno dostupností materiálů schopných vydržet požadované mechanické zatížení za vysokých teplot, proto se tato technologie rozšiřuje až v poslední době a nejdříve se využívala výhradně u vznětových motorů, které mají nižší teplotu výfukových plynů.



Obr. 5 a Obr. 6 Součástky VNT mechanismu



Obr. 7 Turbína s VNT mechanismem v řezu

4 Optimalizace

Optimalizace je snahou o zjištění souřadnic minima nebo maxima dané funkce. Z toho vyplývá, že musíme nejdříve převést reálnou soustavu na matematický model, pro který můžeme následně pomocí citlivostní analýzy vybrat vhodná kritéria, dle kterých budeme následně optimalizovat. V podstatě můžeme použít dvou základních principů optimalizace.

4.1 Deterministické metody

Při použití deterministických metod je třeba znát přesné předpoklady. Dostaneme pouze jedno řešení.

Horolezecký algoritmus

Horolezecký algoritmus je nejjednodušší metoda. Vstupem je bod, ze kterého se zahájí vyhledávání tím, že se vygenerují sousední body a tyto body jsou vyhodnoceny. Vybere se nejvíce vyhovující bod a celý proces se opakuje tak dlouho než najdeme bod, v jehož okolí nejsou žádné body s vyšším hodnocením. Nevýhodou je možné uváznutí na lokálním extrému. Tato nevýhoda se dá minimalizovat opakovaným spouštěním algoritmu s různými vstupními body.

Metoda větví a mezí

Při metodě větvení a mezí systematicky procházíme všechny potenciální řešení. Velké podmnožiny nevhodných řešení pak odstraňujeme najednou za pomoci odhadu horní a dolní hodnoty, které se při běhu algoritmu postupně zpřesňují.

Simplexová metoda

Při simplexové metodě procházíme konečnou množinu řešení a snažíme se najít to, které nám dá nejlepší hodnotu kritériální funkce. Přitom využíváme polytopů v závislosti na počtu dimenzí euklidovského prostoru (dvojměrný prostor trojúhelník, třírozměrný čtverec atd.) Základní myšlenka spočívá v nahrazení nejméně vyhovujícího vrcholu simplexu vrcholem lepším, který hledáme na polopřímce začínající v nejhorsším vrcholu a protínající těžiště simplexu.

Metoda největšího spádu

Metoda největšího spádu je nejjednodušší z metod používajících derivaci účelové funkce. Tyto metody se souhrnně označují jako gradientní. Začínáme v nějakém bodě, ve kterém si vybereme směr, v němž funkce klesá (spádový vektor), v tomto směru určíme bod s nižší hodnotou účelové funkce ve vzdálenosti parametru délky kroku. Postup opakujeme, dokud nedosáhneme požadované přesnosti.

4.2 Stochastické metody

Stochastické metody jsou založeny na náhodě. Nedostaneme exaktní řešení.

Simulované žíhání

Simulované žíhání je metoda založená na prohledávání stavového prostoru pomocí imaginární teploty. Čím větší je teplota, tím větší se provádí změna. Teplota se

v průběhu algoritmu snižuje v závislosti na rychlosti konvergence, tím je docíleno schopnosti vyprostit se z lokálních extrémů.

Monte Carlo

Metoda Monte Carlo využívá pseudonáhodná čísla. Zjednodušeně se dá demonstrovat na ruletě (odtud název). Kdy každé roztočení rulety může skončit výhrou či prohrou s určitou pravděpodobností. Z tohoto příkladu vyplývá potřeba velkého množství opakování a následného statistického zpracování výsledků. Nepříjemnou vlastností této metody je exponenciální růst počtu opakování v závislosti na přesnosti.

Hladový algoritmus

Hladový algoritmus vybírá v každém svém kroku lokální minimum. Používáme ho, pokud potřebujeme vybrat množinu prvků, které splňují danou vlastnost a zároveň mají minimální nebo maximální ohodnocení. Ohodnocením rozumíme vlastnost přiřazenou každému prvku např. hmotnost.

Evoluční algoritmy

Všechny algoritmy patřící do skupiny evolučních algoritmů se snaží aplikovat známé biologické evoluční procesy a tímto způsobem „vyšlechtit“ řešení. Využívají tedy mutace křížení a přirozený výběr. Principem je tvorba posloupnosti generací tvořených jednotlivými řešeními. První generace většinou bývá naprosto náhodná. Evoluce probíhá na základě tzv. fitness funkce, která nám vlastně říká, nakolik je dané řešení vyhovující. Algoritmus může být ukončen na základě řady podmínek např. dosažení určitého počtu generací, nalezení přibližného řešení, zanedbatelná změna v posledních generacích, vypršení časového limitu atd.

5 Model

5.1 Vlastní matematický model

Při tvorbě modelu využíváme matematický software jako Matlab, Scilab atd. Tento způsob je efektivnější, matematické modely se dají snadno parametrizovat a tím pádem je mnohem snazší na ně aplikovat optimalizační algoritmy. Nevýhodou je obtížná vizualizace pohybu mechanismu. Rozeznáváme dvě základní skupiny modelů.

Deterministické

Přesně známe všechny prvky modelu a vztahy mezi nimi. Umíme přesně popsat chování modelu za daných podmínek. Kolísání vztahů mezi prvky a chováním při stejných podmínkách buď neexistuje nebo jej můžeme zanedbat.

Stochastické

Prvky a jejich vzájemné interakce mají charakter náhodných jevů. Stochastický model se tedy mnohem více blíží reálným dějům, ve kterých se prakticky vždy vyskytuje nějaká náhodná složka. Dá se říct, že tyto modely jsou soustavami rovnic obsahujícími náhodné veličiny, nenáhodné veličiny a parametry. Náhodné veličiny jsou ty proměnné, které jsou dány proměnlivými podmínkami a jejichž hodnotu nejsme schopni předem přesně určit. Nenáhodné veličiny jsou ty, které přesně určíme. Parametry jsou pak konstanty, které chceme určit.

5.2 MultiBody systémy

Při tvorbě MultiBody systémů využíváme programy jako Solid Work, ProEngineer, Simulink atd. Tento způsob nám poskytuje lepší vizualizaci pohybu mechanismů než u matematických modelů a zároveň při něm můžeme využít 3D model z CAD systému. Dělíme je na několik typů.

Konkrétní

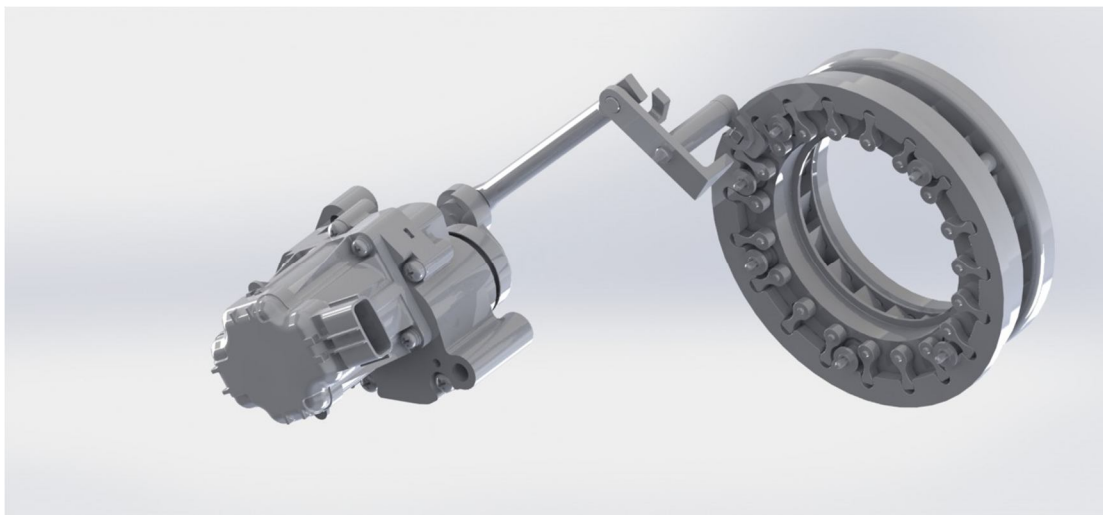
Máme model vytvořený v CAD systému, kterému přiřadíme fyzikální vlastnosti, případně dodatečně definujeme vazby, sítě a souřadné systémy a následně necháme proběhnout simulaci. Úroveň a s ní související možnosti použití jednotlivých programů se značně liší, což je dáno především primárním určením daného programu. V dnešní době se bere za standard, že každý CAD software obsahuje nějaký modul umožňující řešení kinematiky a dynamiky. Většinou tyto programy obsahují také nástroje pro základní pevnostní analýzu. Tyto moduly se ovšem nemohou vyrovnat specializovaným programům jako je Ansys, Femfat atd.

Abstraktní

Konkrétní prvky modelu nahrazujeme bloky, které následně spojujeme vazbami. Vzniklý model nemá stejnou vizuální podobu jako CAD model, ale zachovává jeho logickou strukturu. Používáme Simulink, LabVIEW atd.

6 Kinematické řešení mechanismů

Mechanismus je zařízení, které slouží k transformaci pohybu nebo přenosu sil. Je tvořen soustavou vzájemně pohyblivých součástí – členů a jedním členem nepohyblivým – rámem.



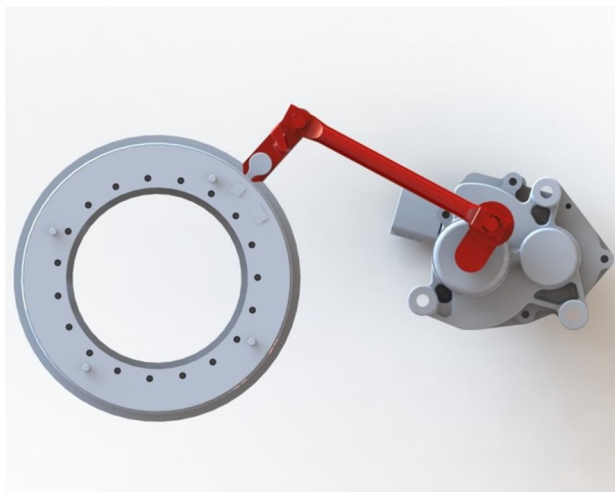
Obr. 8 Model VNT mechanismu s elektromotorem od firmy Honeywell

Prostorový VNT mechanismus můžeme zjednodušit na rovinnou úlohu, jelikož všechny důležité pohyby se provádí pouze ve dvou osách. V třetí ose dochází pouze k přenosu krouticího momentu potažmo natočení.

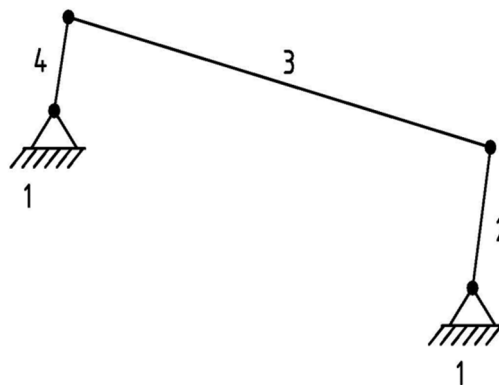
Jako rám jsem zvolil uložení v plášti turbodmychadla, elektromotor a uložení lopatek v rozváděcím kole. Mechanismus si nyní pro větší přehlednost rozdělím na více částí.

První část je úsek začínající u elektromotoru a končící u čepu procházejícího pláštěm turbodmychadla. Tedy vše co je vně pláště turbodmychadla. Druhá a třetí část je uvnitř pláště. Za druhou část si určím úsek, na kterém dochází k přenosu natočení z vnitřního palce na pohyblivý věnec. Třetí část pak bude zajišťovat přenos pohybu mezi věncem a lopatkami.

6.1 První část mechanismu



Obr. 9 První část mechanismu



Obr. 10 Schéma první části

Z nákresu vyplývá, že jsme dostali mechanismus se čtyřmi rotačními vazbami, třemi členy a rámem. Nyní určíme počet stupňů volnosti podle vztahu

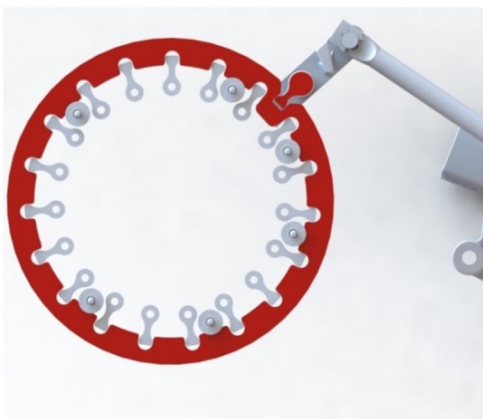
$$\eta = 3 * (n - 1) - \sum \zeta p_{\zeta}$$

Kde η je počet stupňů volnosti daného mechanismu. Trojka reprezentuje počet možných pohybů nevázaného tělesa v rovině (translace ve směru dvou kolmých os a rotace kolem osy kolmé na obě předchozí). n je počet všech členů mechanismu. Mínus jedna říká, že neuvažujeme rám, protože ten odebírá všechny stupně volnosti. ζ je třída kinematické dvojice, tedy to kolik stupňů volnosti daná dvojice odebírá relativnímu pohybu obou členů. p_{ζ} je počet kinematických dvojic ζ -třídy. Pro daný mechanismus tedy platí:

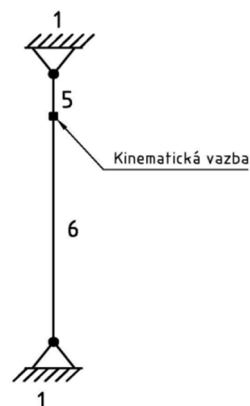
$$\eta = 3 * (4 - 1) - \sum 3 * 0 + 2 * 4 + 1 * 0 = 1$$

Výpočtem jsme si ověřili, že se opravdu jedná o čtyřkloubový mechanismus s jedním stupněm volnosti a to rotací kolem osy kolmé k rovině mechanismu.

6.2 Druhá část mechanismu



Obr. 11 Druhá část mechanismu



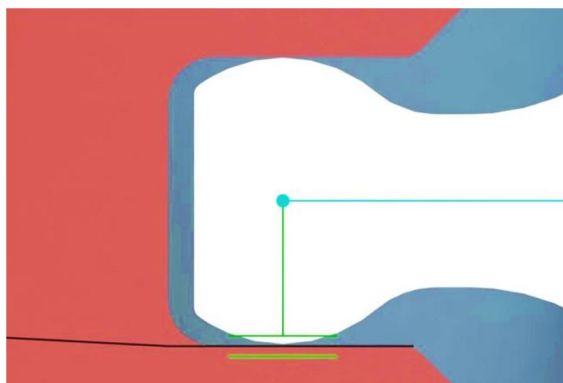
Obr. 12 Schéma druhé části

Mezi první a druhou částí zanedbáváme posunutí ve třetí ose. Jak už bylo řečeno, toto posunutí nemá vliv na řešení a je pouze konstrukčním prvkem. Pohyblivý věnec se díky podporám otáčí kolem pevného středu otáčení, proto ho můžeme nahradit ramenem o délce rovnající se poloměru věnce a rotační vazbou. Tím dostaneme dvě vzájemně spojená kyvadla. Problémem je popis spojení mezi těmito dvěma prvky.



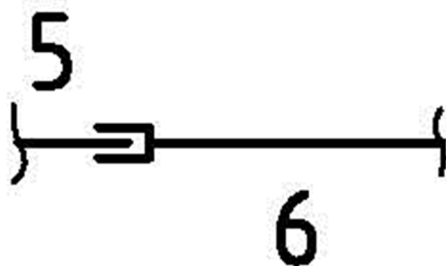
Obr. 13 Detail spojení členů 5 a 6

Při použití pravidla pro náhradu vačkových mechanismů musíme zavést další člen mezi střed křivosti konce palce a stěnu věnce. Tento člen bude spojen rotační vazbou se středem křivosti a posuvnou vazbou se stěnou věnce. Takové řešení zohledňuje posunutí stykového bodu v obou v obou osách, tedy ve směru osy palce i ve směru na kolmém na osu.



Obr. 14 Schéma náhradního mechanismu vačky

Posunutí ve směru osy palce však bude vzhledem k malým úhlům natočení a poměru velikostí palce k poloměru věnce velmi malé a proto jsem se ho rozhodl



zanedbat, tím se problémová vazba zjednoduší, tak jak je znázorněno na obrázku 15.

Obr. 15 Zjednodušené schéma vazby

Tuto vazbu nadále nebudu řešit jako mechanickou, ale jako kinematickou na základě rovnosti rychlostí v bodě styku. Platí rovnice:

$$v_5 = v_6$$

$$\omega_5 \cdot l_5 = \omega_6 \cdot l_6$$

$$\varphi_5 \cdot t \cdot l_5 = \varphi_6 \cdot t \cdot l_6$$

$$\alpha_5 \cdot t \cdot l_5 = \alpha_6 \cdot t \cdot l_6$$

Toto řešení také odstraní problém s reverzací pohybu (palec jsou vlastně dvě vačky, jedna pro každý směr) a zároveň značně usnadní budoucí zavedení vřlí do vazby.

6.3 Třetí část mechanismu

Obr. 16 Třetí část mechanismu

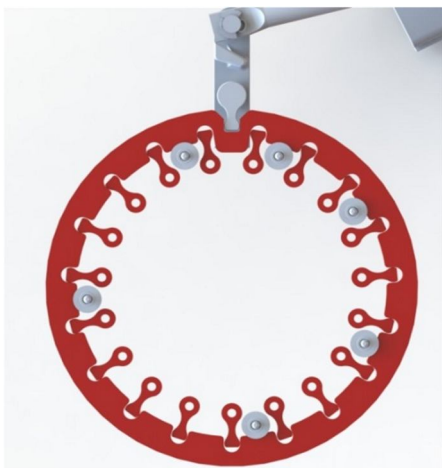
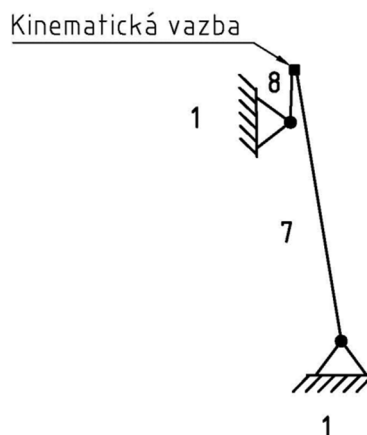


Schéma třetí části

Obr. 17

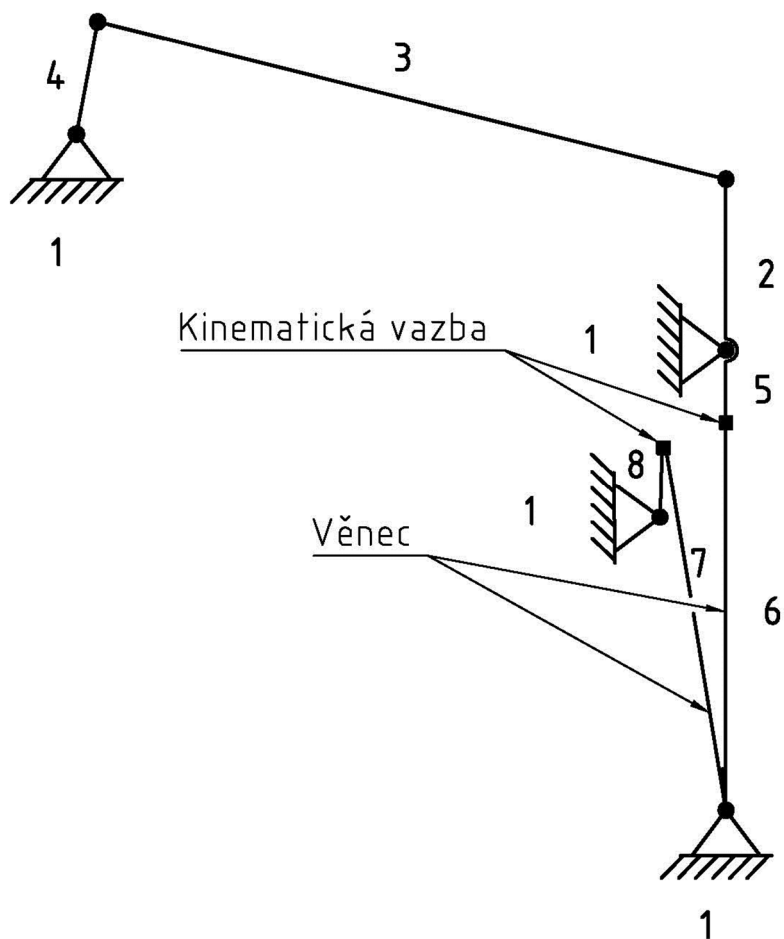


Při pohledu na třetí část mechanismu se nabízí otázka, jestli je potřeba řešit pohyb každé lopatky anebo můžeme zobecnit řešení jedné lopatky i na další. Jelikož řeším pouze kinematiku daného mechanismu, tak můžu použít zjednodušení a řešit pouze jednu lopatku, protože pokud jsou všechna tělesa mechanismu tuhá a uložení všech lopatek shodná, tak i pohyby lopatek jsou v jakékoliv pozici po okraji věnce totožné. Věnc samotný se otáčí kolem pevného středu, a proto jej můžeme nahradit ramenem, které se kolem tohoto středu otáčí. Situace pak bude obdobná jako v případě druhé části, dostaneme dvě kyvadla spojená kinematickou vazbou, jediný rozdíl je v prohození hnaného a hnacího členu.

Platí rovnice:

$$\begin{aligned}v_7 &= v_8 \\ \omega_7 \cdot l_7 &= \omega_8 \cdot l_8 \\ \varphi_7 \cdot t \cdot l_7 &= \varphi_8 \cdot t \cdot l_8 \\ \alpha_7 \cdot t \cdot l_7 &= \alpha_8 \cdot t \cdot l_8\end{aligned}$$

Celý VNT mechanismus můžeme schematicky znázornit.



Obr. 18 Schéma VNT mechanismu

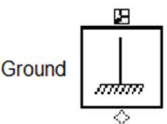
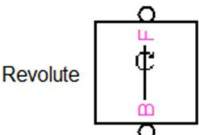
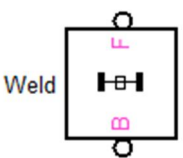
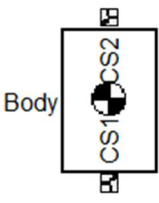
Vyřešit tento mechanismus analyticky je možné, ale s ohledem na budoucí použití pro analýzu, je potřeba zaručit snadnou parametrizaci modelu a také možnost pružně ho měnit, proto jsem se rozhodl vytvořit abstraktní model v prostředí Simulink

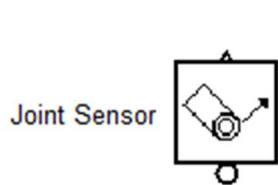
6.4 Matlab a Simulink

Vlastní název Matlab je zkratkou slov Matrix Laboratory, tedy maticová laboratoř, což napovídá, že v Matlab pracuje především s maticemi. Původně byl Matlab určen výhradně pro matematické účely, ale s postupem času a s přibývajícimi rozšířeními si našel cestu do mnoha dalších oborů. V dnešní době se používá nejen v matematice, ale i v mnoha jiných technických oborech a ekonomice.

Na rozšíření Matlabu měly významný vliv tzv. Toolboxy, což jsou vlastně knihovny funkcí vztahující se k určitému oboru či problematice. Dalším výraznějším vylepšením je Simulink. Simulink využívá výpočetního jádra Matlabu k řešení nelineárních diferenciálních rovnic. Simulink je oproti Matlabu uživatelsky příjemnější, jelikož neklade důraz na příkazový řádek tak jako Matlab, ale přednostně využívá blokových schémat. K tvorbě modelu můžeme přistupovat buď tak, že vytvoříme analytické řešení, které pak složíme s pomocí základních bloků Simulinku nebo využijeme bloků s rozšíření SimMechanic a vytvoříme přímo abstraktní model mechanismu.

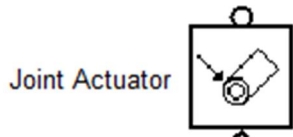
Při jeho tvorbě jsem používal tyto bloky:

-  Země/Rám
Připojením k tomuto bloku určíme mechanismu pevnou polohu v Globálním souřadnicovém systému. Vstup, který je zobrazen na spodní straně bloku slouží k připojení
-  Rotační vazba
Spojuje bloky Body nebo Ground rotační vazbou odebírající jeden stupeň volnosti. Uživatel si může volit osu, kolem které bude vazba rotovat, kladný směr rotace se pak určí podle pravidla pravé ruky. Písmena B (base) a F (follower) říkají, které z připojených těles vykonává relativní pohyb (F) a které ne (B).
Na vazbu můžeme přidávat porty pro připojení Bloků Joint Sensor a Joint Actuator.
-  Svar/Vetknutí
Tato vazba odebírá připojeným členům všechny stupně volnosti. Mohou na ni být přidány porty pro senzory, ale nejde rozpohybovat
-  Tělo
Pomocí tohoto bloku modelujeme jednotlivé části mechanismu. Má přidělenou hmotnost a tenzor setrvačnosti (v maticovém tvaru). Každá část mechanismu má minimálně tři určující body: počátek, těžiště a konec. Může jich však mít víc. Tyto body mohou být zadány v globálních souřadnicích, souřadnicích členu, ke které je blok připojen nebo v souřadnicích kteréhokoliv bodu patřícímu tělesu.
Na kterýkoliv z těchto bodů může být připojen další blok. Dále může uživatel specifikovat orientaci a jednotky jednotlivých souřadných systému a také tvar a barvu části mechanismu během simulace.



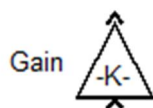
Senzor

Po připojení k vazbě nám na výstupu poskytuje různé parametry podle typu vazby. Například u rotační vazby si můžeme vybrat natočení, úhlovou rychlost, úhlové zrychlení a moment. Můžeme si také zjistit reakční sílu a reakční moment. U všech veličin si uživatel může volit jednotky a u reakcí i na kterém ze dvou spojených členů se budou odečítat a vzhledem ke kterému souřadnému systému. Výstup můžeme mít buď v jednom signálu anebo každou veličinu jako samostatný výstup.



Aktuátor

Po připojení k vazbě nám umožňuje generovat hnací sílu nebo pohyb. Pohyb je zadán pomocí natočení, úhlové rychlosti a úhlového zrychlení, proto je potřeba mít na vstupu signál o třech složkách. Uživatel si může zvolit jednotky.



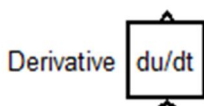
Násobení

Pomocí tohoto bloku můžeme signál násobit konstantou nebo proměnou. Můžeme si vybrat násobení skalárů, násobení matice skalárem a nebo matice vektorem. Uživatel může omezit rozsah výstupních hodnot i vstupních hodnoty, kterou signál násobíme. Dále si pak může určit i jejich datové typy a k nim odpovídající parametry.



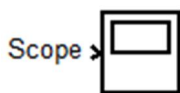
Násobení signálů

Tento blok nám sloučí/vynásobí libovolný počet vstupních signálů do jednoho výstupního. Pokud bychom vyžadovali větší přehlednost, můžeme jej roztáhnout do klasického bloku a pojmenovat jednotlivé vstupní signály.



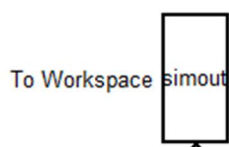
Derivace

Derivuje vstupní signál podle času.



Graf

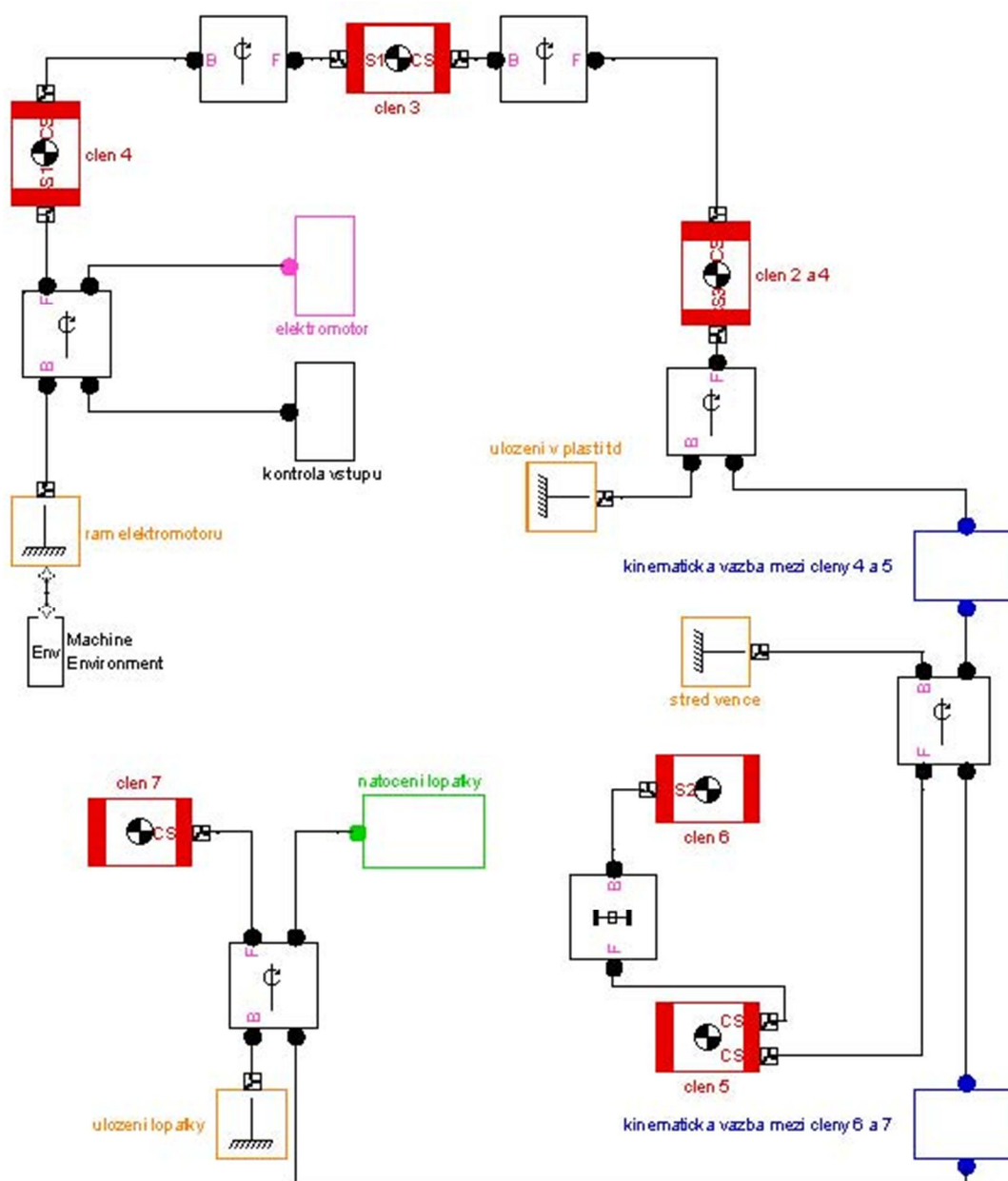
Po „rozkliknutí“ zobrazí graf průběhu vstupního signálu na čase.



Výstup

Zapíše hodnotu vstupního signálu do proměnné uložené v základním pracovním prostředí Matlabu, tato hodnota je přístupná až po skončení simulace. Uživatel si volí jméno proměnné (simout), maximální počet prvků pole, jak často bude pořizován zápis a které hodnoty budou uloženy. Výstupem je buď pole nebo datová struktura, která kromě hodnot obsahuje ještě další informace jako cestu k bloku, časy...

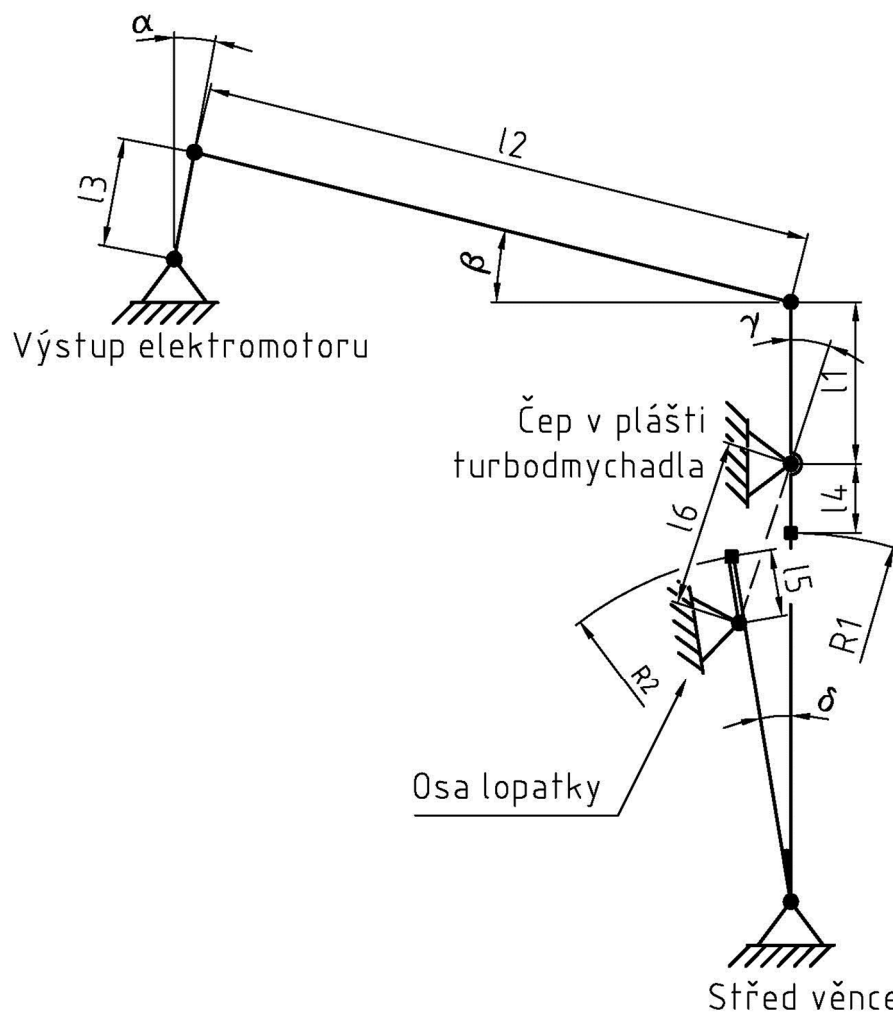
6.5 Abstraktní MultiBody model



Obr. 19 Schéma VNT mechanismu v Simulinku

Z výše uvedených bloků jsem sestavil tento model. Jako připojovací body rámu jsem zvolil elektromotor (jeho výstup), čep procházející pláštěm turbodmyhadla, střed věnce pohybujícího lopatkami a uložení osky lopatky. Do počátku globálního souřadného systému jsem umístil čep procházející pláštěm turbodmyhadla, který spojuje členy 1 a 4. Zvolil jsem ho, protože při změnách parametrů mechanismu je konstrukčně nejstálější a dají se od něj dobře odvodit souřadnice zbylých připojovacích bodů rámu. Podle schématu jsem pak do modelu umístil jednotlivé členy mechanismu a provázal je vazbami. Pro zjednodušení jsem použil subsystémy, ve kterých jsem sjednotil bloky jednotlivých logických celků (aktuátor, kinematická vazba...). Model v Simulinku potřebuje pro svůj běh vstupní hodnoty parametrů pro základní konfiguraci mechanismu. Jako parametry jsem zvolil délky jednotlivých členů a úhly které svírají se souřadnými systémy rámu podle schématu.

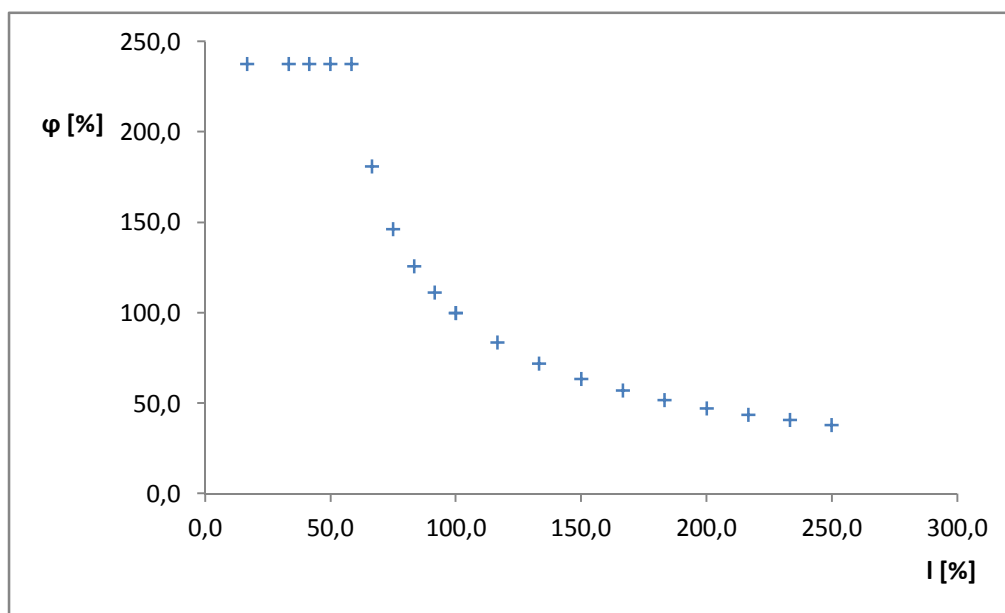
Tyto hodnoty čerpá Simulink z workspace Matlabu, proto jsem vytvořil *Mfile vnt_zadani.m* ve kterém jsou vytvořeny příslušné proměnné a zároveň příkaz pro spuštění simulace. Výstupem simulace je průběh natočení lopatky. Ten je zachycen v 50 časových úsecích, jejichž velikost záleží na celkové délce simulace. Hodnoty jsou uloženy jako vektor v proměnné **fi** ve workspace.



Obr. 20 Schéma VNT mechanismu se vstupními parametry pro simulaci

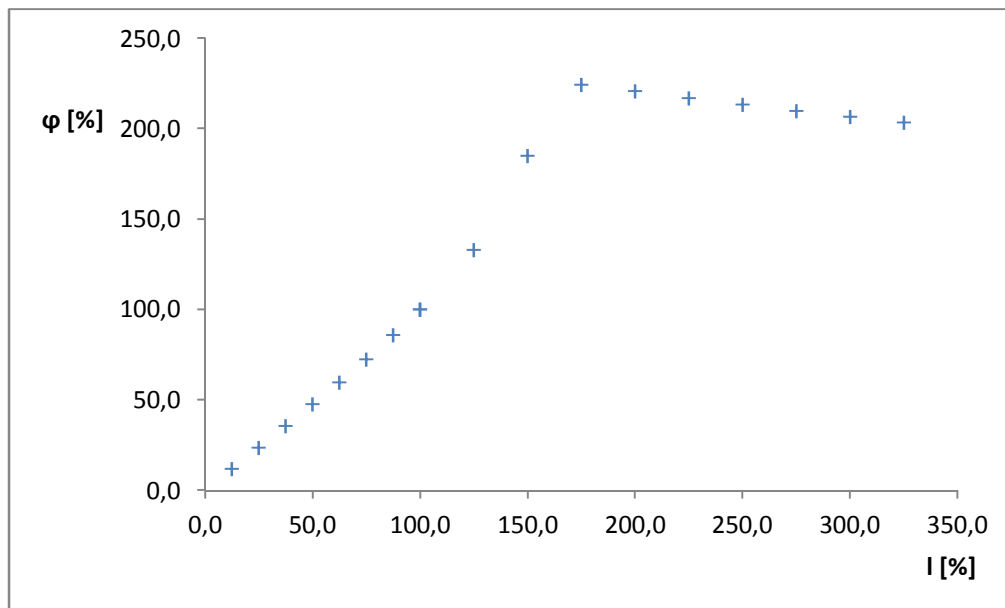
6.6 Citlivostní analýza

Citlivostní analýza je směrodatná pro další postup. Po jejím provedení můžeme říct, který z členů mechanismu má zásadní vliv na zkoumaný výstup (účelovou funkci) a který je naopak nedůležitý. Soustředil jsem se na vliv rozměrů jednotlivých členů mechanismu na výsledné natočení lopatky. Do inicializačního *Mfile* jsem přidal cyklus For nastavený tak, aby desetkrát zopakoval simulaci, přičemž při každém opakování změnil velikost zadaného členu mechanismu a do proměnné **Fi** uložil aktuální délku členu a jí odpovídající rozsah natočení. Pro každý člen jsem provedl dvacet simulací, deset pro zvětšující se a deset pro zmenšující se délku. Jako budící natočení jsem použil úhel 0,8 rad. Tímto způsobem získané hodnoty jsem dále zpracovával v Microsoft Excelu.



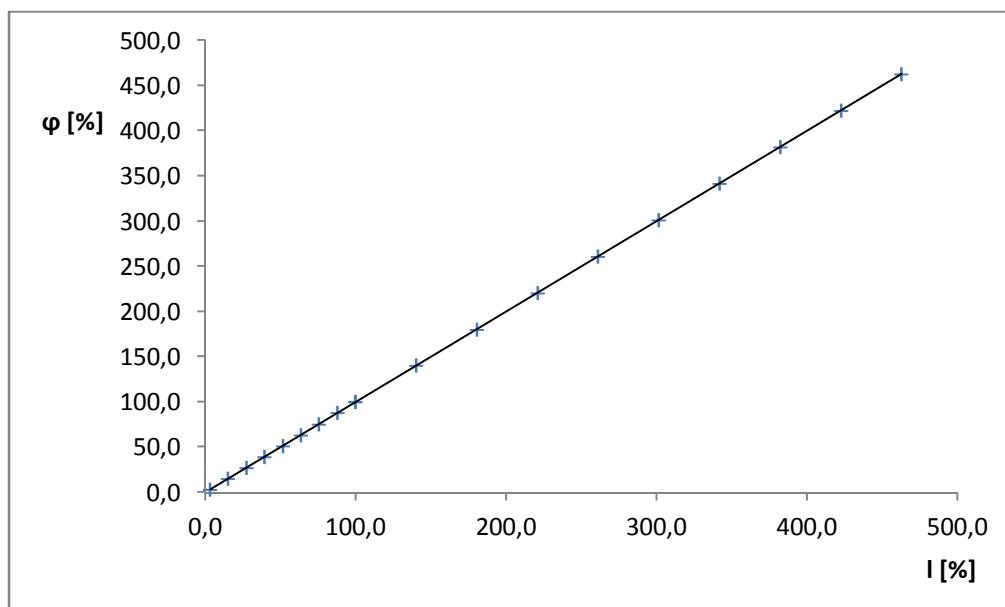
Obr. 21 Graf závislosti natočení lopatky na délce l

Pro velmi malé délky l jsou změny výsledného natočení prakticky nulové, to se změny přibližně v 58% původní délky, kdy začne docházet k výrazným změnám. Průběh těchto změn se blíží exponenciální funkci. K největším změnám dochází mezi 60 – 150 % původní délky. Tabulka k Obr. 21 je v příloze A.



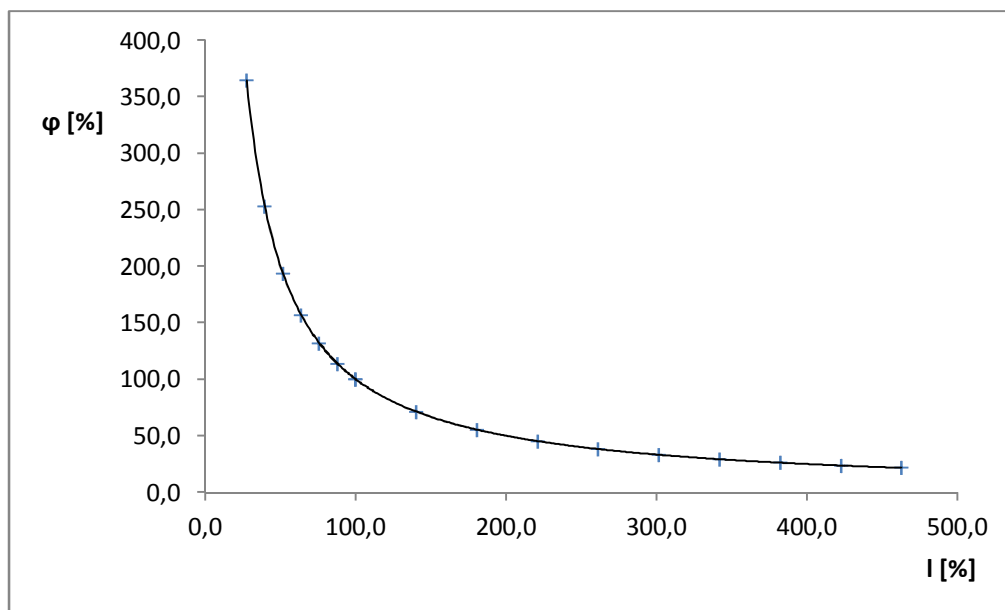
Obr. 22 Graf závislosti natočení lopatky na délce l_3

Délka l_2 nemá na výsledné natočení žádný vliv, proto jsem provedl jen 10 simulací a nevykresloval průběh do grafu. Průběh závislosti výsledného natočení na délce l_3 začíná jako lineární funkce, při 90% původní délky se změní v exponenciálu. Při 175% původní délky dosáhneme maximálního natočení a pak funkce lineárně klesá pod menším sklonem, než na začátku rostla. K největším změnám dochází mezi 90 – 175%. Tabulka k Obr. 22 je v příloze B.



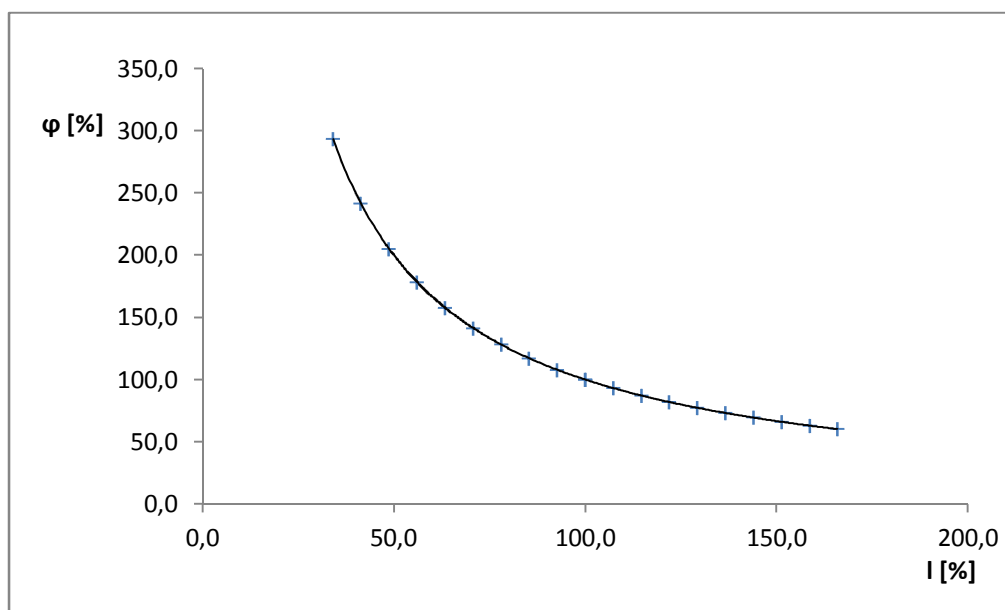
Obr. 23 Graf závislosti natočení lopatky na délce l_4

Závislost výsledného natočení na délce l_4 je v celém rozsahu hodnot lineární, jak dokazuje přímka proložená hodnotami. Směrnice této přímky svírá s osou x úhel 45° . Poslední hodnota zkracování je vynechána, protože délka již byla záporná. Tabulka k Obr. 23 je v příloze C.



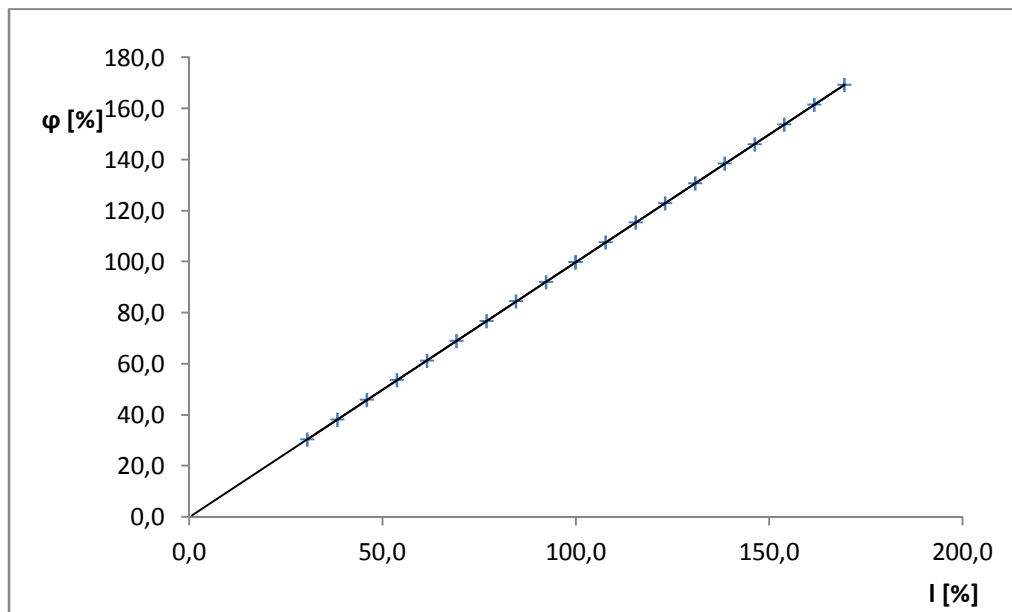
Obr. 24 Graf závislosti natočení lopatky na délce l_5

Závislost natočení lopatky na délce l_5 odpovídá mocninné funkci $y=10000x^{-1}$. K největším změnám dochází mezi 100 – 0 % původní délky. Z tabulky jsem smazal poslední tři hodnoty, jelikož z konstrukčního hlediska jsou nepoužitelné a zbytečně zhoršovaly čitelnost grafu. Tabulka k Obr. 24 je v příloze D.



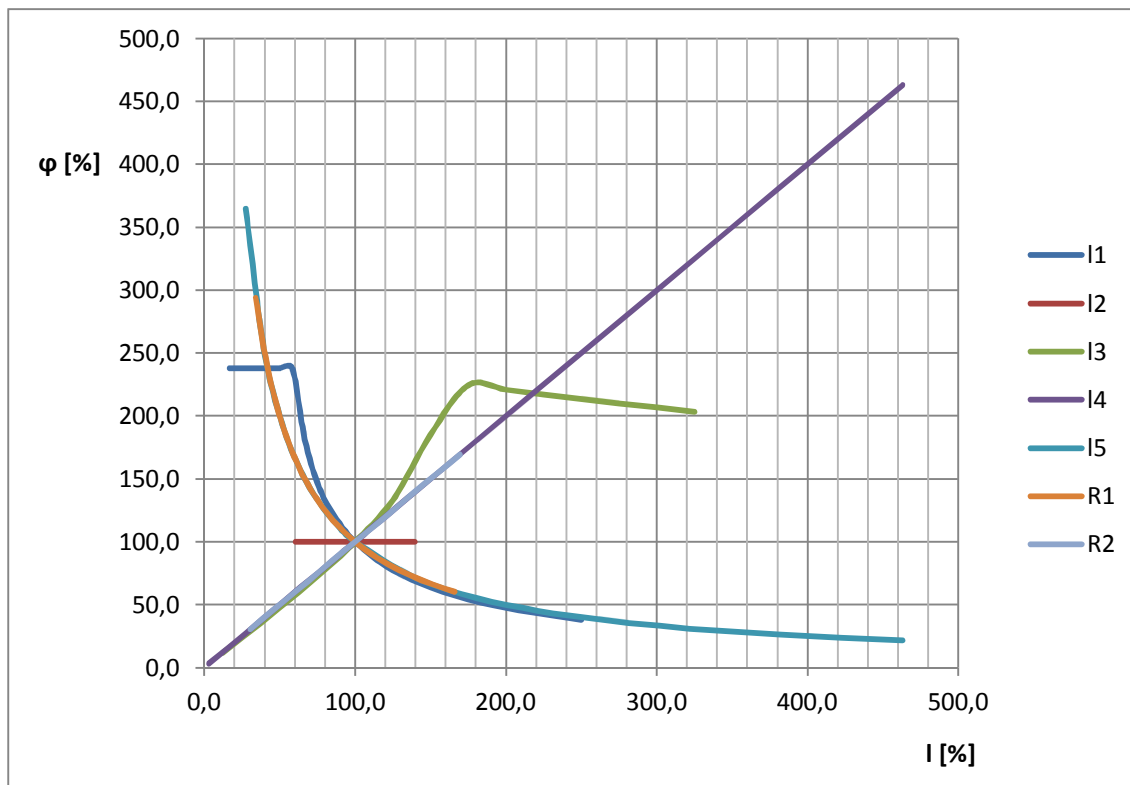
Obr. 25 Graf závislosti natočení lopatky na délce R_1

Závislost natočení lopatky na poloměru R_1 odpovídá stejné mocninné funkci $y=10000x^{-1}$ jako závislost délky l_5 . Tabulka k Obr. 25 je v příloze E.

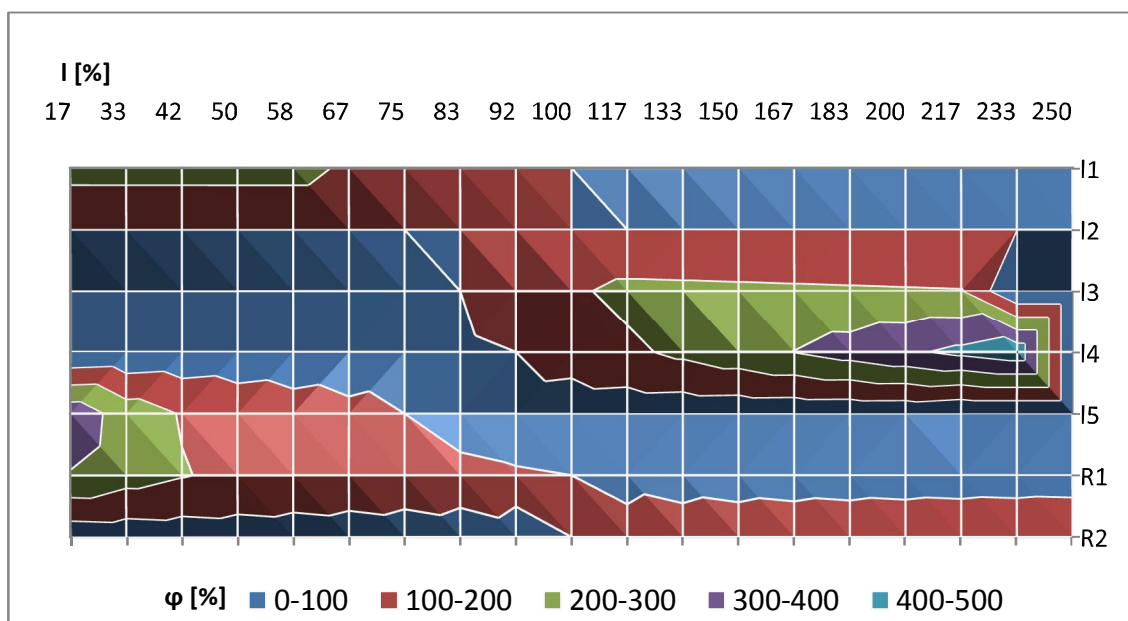


Obr. 26 Graf závislosti natočení lopatky na délce R_2

Závislost natočení lopatky na poloměru R_2 odpovídá funkci $y=x$ stejně jako závislost délky l_4 . Tabulka k Obr. 26 je v příloze F.



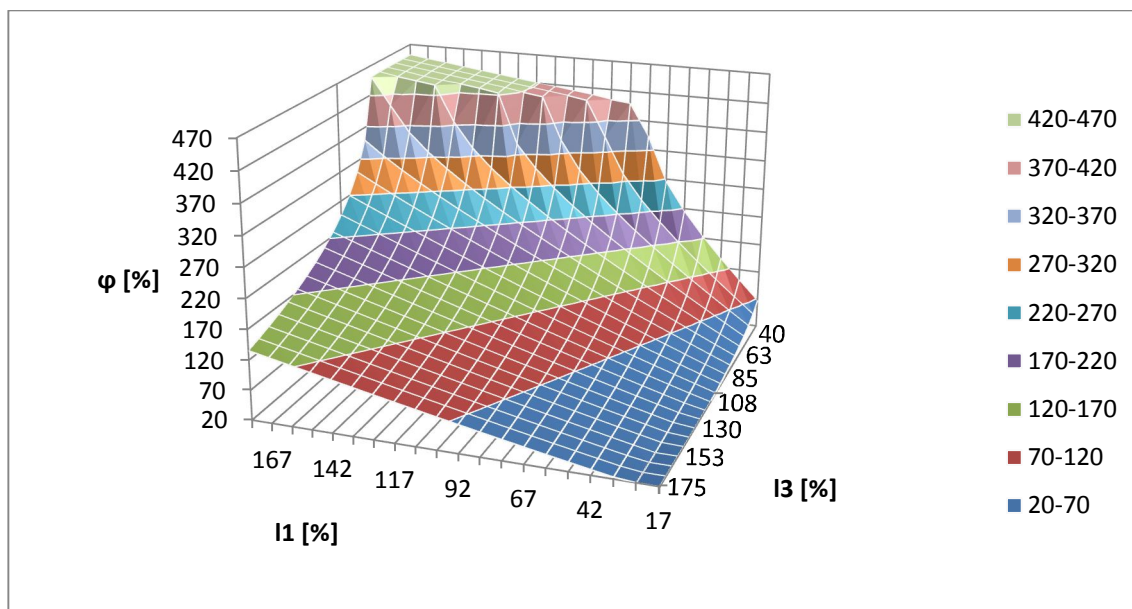
Obr. 27 Graf závislosti natočení lopatky na délce členů mechanismu



Obr. 28 Graf závislost natočení lopatky na délce členů mechanismu

Z grafů je na první pohled patrné, že délka l_2 nemá žádný vliv na natočení. Vliv délek l_4 a R_2 je totožný, stejně tak jako vliv délek l_5 a R_1 . Mezi 0 – 40 % původní délky mají největší vliv délky l_5 a R_1 . Mezi 40 – 100 % pak délka l_1 . Mezi 100 – 220 % má nejvýznamnější vliv délka l_3 . Pro hodnoty vyšší než 220% mají největší vliv délky l_4 a R_2 .

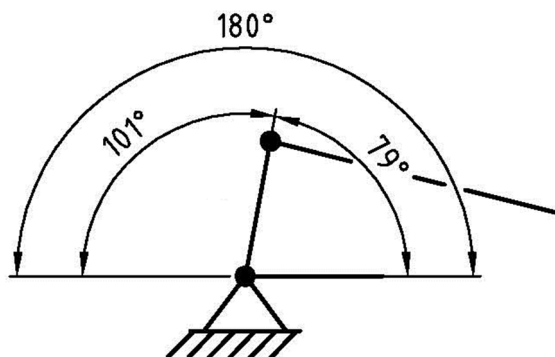
Při měnění stávajícího stavu jsem s ohledem na konstrukci mechanismu vyhodnotil jako nejvhodnější možnost změnu parametrů čtyřkloubového mechanismu. Proto se zaměřím na závislost výsledného natočení na souběžných změnách délek l_1 a l_3 . Do stávajícího cyklu For jsem proto vnořil ještě jeden, tím pádem mi první For změni délku l_1 o jeden krok a druhý For postupně změni délku l_3 od minima do maxima. Poté se délka l_3 resetuje na původní hodnotu, přidá se krok k délce l_1 a celý postup se opakuje.



Obr. 29 Graf závislosti natočení lopatky na délkách l_1 a l_3

Z grafu je patrné, že k největším změnám dochází, pokud je délka l_1 v rozmezí 20 – 80 % své původní délky a zároveň délka l_3 je v rozmezí 30 – 130 % své původní délky.

Z hlediska řízení elektromotoru je nejlepší mít co největší rozsah natočení na vstupu. S ohledem na konstrukci mechanismu je největší rozsah budícího natočení omezen na 180° , při překročení této hodnoty dochází k nežádoucí změně směru otáčení.



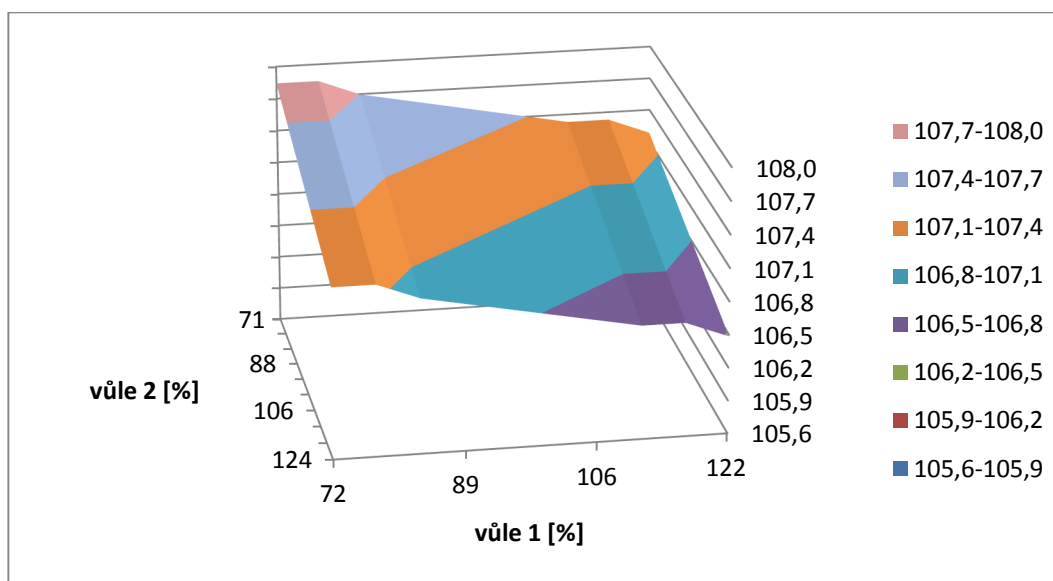
Obr. 30 Rozsah pohybu elektromotoru

Natočení 101° odpovídá 340% původního natočení. Tohoto natočení můžeme dosáhnout při délce l_1 67 % a vyšší v kombinaci s délkou l_3 90 % a nižší.

7 Vůle

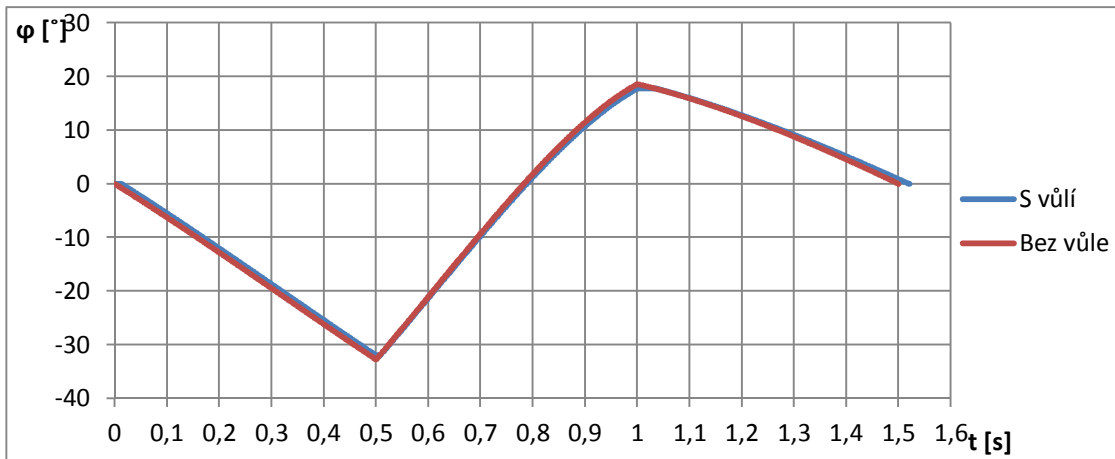
Tak jako v každém reálném mechanismu, i v tomto se vyskytují vůle. Zavést vůle do matematického modelu je poměrně obtížné, zejména budeme-li se zabývat řízením celého mechanismu. V rámci mého modelu a velikosti jednotlivých vůlí jsem se rozhodl zaměřit na vůle ve vazbách mezi tělesy 5/6 a 7/8. V tomto okamžiku se projeví výhodnost kinematických vazeb, jelikož vůli mohou vyjádřit jako jalové natočení a to pak celkem lehce zavést do kinematických vazeb.

Po změně modelu jsem provedl simulaci průběhu výsledného natočení na změně těchto dvou vůlí.



Obr. 31 Graf závislosti natočení lopatky na velikosti vůle 1 a 2

Průběh změn je prakticky lineární, takže jsem se jím dál nezabýval a přešel k zjišťování vlivu vůlí na celkový průběh natočení. Vzhledem k tomu, že neřeším řízení, mohu si dovolit zjednodušení, kdy uvažuji plynulý pohyb z počáteční polohy do jedné krajní polohy (plně otevřené lopatky), přechod do druhé krajní polohy (zavřené lopatky) a následně návrat do počáteční polohy. Toto zjednodušení mi zároveň říká, že mechanismus v krajní poloze je vždy na hranici vůle, pak prochází jalovou oblastí a až se vymezí celá vůle, začne pohyb jednotlivých členů.



Obr. 32 Graf závislosti natočení na čase pro mechanismus s vůlemi a bez nich

Při hodnotách vůli 0,09 mm v první vazbě a 0,085 mm v druhé vazbě se grafy obou funkcí prakticky překrývají. Návrat do počáteční polohy je zpožděn o 21 ms což je asi 1,4% času, který pro návrat do počáteční polohy potřebuje ideální mechanismus. Zároveň s časovým posunem dochází vlivem vůlí k zmenšení maximálních hodnot natočení lopatky. Rozdíl natočení po návratu do výchozí polohy je 0,88°, což je asi 2,7 % maximálního natočení lopatky.

8 Závěr

Vytvořil jsem abstraktní MultiBody systém VNT mechanismu dle podkladů dodaných divizí firmy Honeywell Turbo Technologies. Pro jeho sestavení jsem použil program Matlab Simulink a jeho knihovny SimMechanics, která je přímo určena pro řešení úloh mechaniky těles.

Nakonec jsem vytvořil dvě verze modelu, kde jedna funguje jako přímá úloha kinematiky, tím pádem si volím natočení na vstupu VNT mechanismu a sleduji natočení na výstupu. Druhá pak jako inverzní kinematická úloha, kde si volím natočení na výstupu VNT mechanismu a sleduji jemu odpovídající natočení na vstupu.

První verzi modelu jsem využil k citlivostní analýze délek jednotlivých prvků. Z této analýzy vyplynulo, že žádný prvek nemá v celém spektru délek jasně vyšší citlivost než všechny ostatní a proto se při určování citlivosti musíme řídit podle Obr. 27 a Obr. 28. Jednoznačnou odpověď jsem ale získal na otázku, který prvek má nejmenší citlivost, jelikož člen tři nemá na výsledné natočení žádný vliv.

Druhou verzi modelu jsem využil k optimalizaci budícího natočení elektromotoru. Výsledkem této optimalizace je pás použitelných délek členů 4 a 1, při kterém dosáhneme nejpříznivější velikosti budícího natočení. Výběr konkrétních délek pak bude záviset na možnostech prostorového uspořádání VNT mechanismu a tím pádem se bude lišit podle typu turbodmychadla a vozidla, do kterého bude VNT mechanismus umístěn. Pro optimalizaci budícího natočení bychom mohli využít i jiné parametry VNT mechanismu. Při jejich využití by však došlo ke změně rozměrů turbíny nebo by se muselo pozměnit konstrukční řešení ovládacích prvků uvnitř pláště turbodmychadla. Kvůli tomu by se musel přehodnotit návrh celého turbodmychadla, popřípadě i motoru a to není žádoucí.

Na konci své práce jsem do modelu zavedl některé vûle. Zjistil jsem, že vliv těchto vûlů na celkovou konstrukci mechanismu je zanedbatelný, což je vidět v Obr. 32. Důležitými by se staly teprve ve chvíli, kdy bychom začali řešit řízení aktuace celé soustavy a tím pádem by přestaly platit předpoklady pro vymezení vûlů, které jsem udělal. Pro tento případ by se však musel přepracovat celý model a bylo by vhodné uvažovat všechny vûle, které se v mechanismu nacházejí.

Tato práce složí jako podklad pro další vývoj v divizi firmy Honeywell Turbo Technologies a jako taková nabízí mnoho možností rozšíření. Pro objektivnější analýzy by bylo vhodné uvažovat i silové zatížení celé soustavy a tím pádem řešit její dynamiku a zohledňovat ji při volbě rozsahu jednotlivých délkových parametrů. Jako další problém k řešení se nabízí samotný způsob řízení aktuace a to jak pro zde uváděný elektromotor, tak pro alternativní pneumatické pohony.

Použité zdroje

- [1.] GREPL, Robert. *Modelování mechatronických systémů v Matlab SimMechanics*, Vyd. 1. Praha: BEN, 2007, 152 s. ISBN 978-80-7300-226-8
- [2.] PŘÍKRYL, Karel. *Kinematika*. Vyd. 4. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2005, 142 s. Učební text vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-2951-8
- [3.] Studijní materiály. *Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky* [online]. [cit. 2013-05-23]. Dostupné z: <http://www.umt.fme.vutbr.cz/cz/studium/studijni-materialy.html>
- [4.] VNT™ Turbochargers. *Honeywell Turbo Technologies* [online]. [cit. 2013-05-23]. Dostupné z: <http://turbo.honeywell.com/our-technologies/vnt-turbochargers/>
- [5.] Copy Turbo. *Garrett by Honeywell* [online]. [cit. 2013-05-23]. Dostupné z: <http://garrettbyhoneywell.com/advantage-popup/>

Seznam použitých symbolů

φ	natočení lopatky statoru turbíny	[°]
l_1	délka členu 2	[mm]
l_2	délka členu 3	[mm]
l_3	délka členu 4	[mm]
l_4	délka členu 5	[mm]
l_5	délka členu 8	[mm]
R_1	délka členu 6	[mm]
R_2	délka členu 7	[mm]
v_i	rychlost členu i	[m.s ⁻¹]
ω_i	úhlová rychlost členu i	[rad.s ⁻¹]
α_i	úhlové zrychlení členu i	[m.s ⁻²]
ζ	počet stupňů volnosti odebíraných vazbou	[-]
η	počet stupňů volnosti mechanismu	[-]
n	počet členů mechanismu	[-]

Seznam příloh

A	tabulka hodnot k Obr. 21
B	tabulka hodnot k Obr. 22
C	tabulka hodnot k Obr. 23
D	tabulka hodnot k Obr. 24
E	tabulka hodnot k Obr. 25
F	tabulka hodnot k Obr. 26
G	CD obsahující modely a jejich zdrojové m-file

Příloha A

	délka členu [mm]	rozsah natočení [°]	délka členu [%]	rozsah natočení [%]
l1	30	29,9	100,0	100,0
	35	25,0	116,7	83,7
	40	21,6	133,3	72,2
	45	19,0	150,0	63,7
	50	17,1	166,7	57,1
	55	15,5	183,3	51,8
	60	14,2	200,0	47,5
	65	13,1	216,7	43,8
	70	12,2	233,3	40,8
	75	11,4	250,0	38,1
φ_{\min}	11,4 °		38,1 %	
φ_{\max}	29,9 °		100,0 %	
$\Delta\varphi$	18,5 °		61,9 %	

	délka členu [mm]	rozsah natočení [°]	délka členu [%]	rozsah natočení [%]
l1	30,0	29,86568806	100,0	100,0
	27,5	33,22	91,7	111,2
	25,0	37,62	83,3	126,0
	22,5	43,80	75,0	146,6
	20,0	54,16	66,7	181,4
	17,5	71,07	58,3	238,0
	15,0	71,08	50,0	238,0
	12,5	71,04	41,7	237,9
	10,0	71,07	33,3	237,9
	5,0	71,00	16,7	237,7
φ_{\min}	29,9 °		100,0 %	
φ_{\max}	71,1 °		238,0 %	
$\Delta\varphi$	41,2 °		138,0 %	

Příloha B

	délka členu [mm]	rozsah natočení [°]	délka členu [%]	rozsah natočení [%]
I3	20	29,9	100,0	100,0
	25	39,7	125,0	133,1
	30	55,3	150,0	185,0
	35	67,0	175,0	224,5
	40	65,9	200,0	220,8
	45	64,8	225,0	217,0
	50	63,7	250,0	213,4
	55	62,7	275,0	210,0
	60	61,7	300,0	206,7
	65	60,8	325,0	203,5
φ_{\min}	29,9 °		100,0 %	
φ_{\max}	67,0 °		224,5 %	
$\Delta\varphi$	37,2 °		124,5 %	

	délka členu [mm]	rozsah natočení [°]	délka členu [%]	rozsah natočení [%]
I3	20,0	29,9	100,0	100,0
	17,5	25,6	87,5	85,8
	15,0	21,7	75,0	72,5
	12,5	17,9	62,5	59,8
	10,0	14,2	50,0	47,5
	7,5	10,6	37,5	35,5
	5,0	7,1	25,0	23,6
	2,5	3,5	12,5	11,8
φ_{\min}	3,5 °		11,8 %	
φ_{\max}	29,9 °		100,0 %	
$\Delta\varphi$	26,3 °		88,2 %	

Příloha C

	délka členu [mm]	rozsah natočení [°]	délka členu [%]	rozsah natočení [%]
I4	12,4	29,9	100,0	100,0
	17,4	41,9	140,3	140,3
	22,4	54,0	180,6	180,6
	27,4	66,0	221,0	221,0
	32,4	78,0	261,3	261,3
	37,4	90,1	301,6	301,6
	42,4	102,1	341,9	341,9
	47,4	114,2	382,3	382,3
	52,4	126,2	422,6	422,6
	57,4	138,2	462,9	462,9
φ_{\min}	29,9 °		100,0 %	
φ_{\max}	138,2 °		462,9 %	
$\Delta\varphi$	108,4 °		362,9 %	

	délka členu [mm]	rozsah natočení [°]	délka členu [%]	rozsah natočení [%]
I4	12,4	29,9	100,0	100,0
	10,9	26,3	87,9	87,9
	9,4	22,6	75,8	75,8
	7,9	19,0	63,7	63,7
	6,4	15,4	51,6	51,6
	4,9	11,8	39,5	39,5
	3,4	8,2	27,4	27,4
	1,9	4,6	15,3	15,3
	0,4	1,0	3,2	3,2
	φ_{\min}	1,0 °		3,2 %
φ_{\max}	29,9 °		100,0 %	
$\Delta\varphi$	28,9 °		96,8 %	

Příloha D

I5	délka členu [mm]	rozsah natočení [°]	délka členu [%]	rozsah natočení [%]
	12,4	29,8	100,0	100,0
	17,4	21,3	140,3	71,3
	22,4	16,5	180,6	55,4
	27,4	13,5	221,0	45,3
	32,4	11,4	261,3	38,3
	37,4	9,9	301,6	33,2
	42,4	8,7	341,9	29,2
	47,4	7,8	382,3	26,2
	52,4	7,1	422,6	23,7
57,4	6,5	462,9	21,6	
φ_{\min}	6,5 °		21,6 %	
φ_{\max}	29,9 °		100,0 %	
$\Delta\varphi$	23,4 °		78,4 %	

I5	délka členu [mm]	rozsah natočení [°]	délka členu [%]	rozsah natočení [%]
	12,4	29,9	100,0	100,0
	10,9	34,0	87,9	113,8
	9,4	39,4	75,8	131,9
	7,9	46,9	63,7	157,0
	6,4	57,9	51,6	193,8
	4,9	75,6	39,5	253,1
	3,4	108,9	27,4	364,7
φ_{\min}	29,9 °		100,0 %	
φ_{\max}	108,9 °		364,7 %	
$\Delta\varphi$	79,1 °		264,7 %	

Příloha E

	délka členu [mm]	rozsah natočení [°]	délka členu [%]	rozsah natočení [%]
R1	68,2	29,9	100,0	100,0
	73,2	27,8	107,3	93,2
	78,2	26,0	114,7	87,2
	83,2	24,5	122,0	82,0
	88,2	23,1	129,3	77,3
	93,2	21,9	136,6	73,2
	98,2	20,7	144,0	69,5
	103,2	19,7	151,3	66,1
	108,2	18,8	158,6	63,0
		113,2	18,0	166,0
φ_{\min}	18,0 °		60,3 %	
φ_{\max}	29,9 °		100,0 %	
$\Delta\varphi$	11,9 °		39,7 %	

	délka členu [mm]	rozsah natočení [°]	délka členu [%]	rozsah natočení [%]
R1	68,2	29,9	100,0	100,0
	63,2	32,2	92,7	107,9
	58,2	35,0	85,3	117,2
	53,2	38,3	78,0	128,2
	48,2	42,3	70,7	141,5
	43,2	47,1	63,4	157,8
	38,2	53,3	56,0	178,5
	33,2	61,3	48,7	205,3
	28,2	72,2	41,4	241,7
		23,2	87,7	34,0
φ_{\min}	29,9 °		100,0 %	
φ_{\max}	87,7 °		293,8 %	
$\Delta\varphi$	57,9 °		193,8 %	

Příloha F

	délka členu [mm]	rozsah natočení [°]	délka členu [%]	rozsah natočení [%]
R2	64,9	29,9	100,0	100,0
	69,9	32,2	107,7	107,7
	74,9	34,5	115,4	115,4
	79,9	36,8	123,1	123,1
	84,9	39,1	130,8	130,8
	89,9	41,4	138,5	138,5
	94,9	43,7	146,3	146,3
	99,9	46,0	154,0	154,0
	104,9	48,3	161,7	161,7
	109,9	50,6	169,4	169,4
φ_{\min}	29,9 °		100,0 %	
φ_{\max}	50,6 °		169,4 %	
$\Delta\varphi$	20,7 °		69,4 %	

	délka členu [mm]	rozsah natočení [°]	délka členu [%]	rozsah natočení [%]
R2	64,86	29,9	100,0	100,0
	59,9	27,6	92,3	92,3
	54,9	25,3	84,6	84,6
	49,9	23,0	76,9	76,9
	44,9	20,7	69,2	69,2
	39,9	18,4	61,5	61,5
	34,9	16,1	53,7	53,7
	29,9	13,7	46,0	46,0
	24,9	11,4	38,3	38,3
	19,9	9,1	30,6	30,6
φ_{\min}	9,1 °		30,6	
φ_{\max}	29,9 °		100,0	
$\Delta\varphi$	20,7 °		69,4	