



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta mechatroniky, informatiky
a mezioborových studií ■

KINETOSTATICKÁ SYNTÉZA KROKOVÝCH MECHANIZMŮ S KLASICKOU A ELEKTRONICKOU VAČKOU

KINETOSTATIC SYNTHESIS OF STEPPING MECHANISM WITH A CLASSICAL AND ELECTRONIC CAM

Dizertační práce

Studijní program: P2612 – Elektrotechnika a informatika

Studijní obor: 2612V045 – Technická kybernetika

Autor: Ing. Pavel Dostražil

Školitel: prof. Ing. Vojtěch Konopa, CSc.

Konzultant: Ing. Petr Jirásko, Ph.D.



Prohlášení

Dizertační práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím a konzultantem práce.

Datum:

Podpis:

Poděkování

Chtěl bych zde poděkovat svému školiteli prof. Ing. Vojtěchu Konopovi, CSc. za vstřícný přístup při vedení mé práce. Velké díky rovněž patří mému konzultantu Ing. Petru Jiráskovi, Ph.D. za cenné rady, náměty, trpělivý přístup při překonávání barier mezi informatikou a strojním inženýrstvím. Dále bych chtěl poděkovat firmě VÚTS, a.s. na jejíž půdě byly realizovány fyzikální experimenty. Poděkování patří také dalším kolegům jak z VÚTS, tak z TUL, kteří se mnou diskutovali o větších i menších problémech a pomáhali mi při realizaci fyzikálních experimentů.

V neposlední řadě je mou milou povinností poděkovat své rodině a přítelkyni, rovněž tak i všem svým známým a kamarádům za psychickou a morální podporu při řešení dizertační práce.

Abstrakt

Dizertační práce se zabývá problematikou klasických a elektronických vačkových mechanismů. Z tohoto širokého a poměrně dobře probádaného pole se práce zaměřuje na dvě specifické oblasti. Studie přímo navazuje na dizertační práci Ing. Petra Jirásky, Ph.D. a zaměřuje se právě na oblasti, jejichž problematika nebyla uzavřena, a tak určena k dalšímu výzkumu.

První z nich představuje kompletní proces návrhu krokového mechanismu s radiálními vačkami. Práce se detailně věnuje každé etapě tohoto procesu, počínaje sestavením zdvihové závislosti a analýzou její dynamiky. Dále byl vyvinut algoritmus pro efektivní výpočet teoretického a skutečného profilu vačky. Posledním krokem se stalo vytvoření a implementace metod pro odlehčení profilů vaček, které je stěžejní pro rychloběžné mechanismy. Není velký problém navrhnout krokový vačkový mechanismus, ale potíží spočívá v jeho rychlém a správném navržení. Proto praktický výstup práce obsahuje dva softwarové nástroje (pro návrh zdvihové závislosti a syntézu profilu vaček) umožňující znalému konstruktérovi velmi rychlý a komplexní návrh mechanismu. Mimo jiné implementují i kinetostatickou analýzu mechanismu, která je významná pro určení životnosti. Špatně dimenzovaný mechanismus totiž může pracovat správně, ale za cenu výrazně kratší životnosti. Dalším rozšířením je možnost navrhovat nesymetrické mechanismy, tedy mechanismy, v nichž vačky nemají stejné profily. Uvedené mechanismy mohou vzniknout na základě nesymetrických zdvihových závislostí nebo nesymetrického počátečního natočení karuselu.

Druhá oblast výzkumu se zabývá problematikou potlačení reziduálních kmitů v klidových částech krokových funkcí elektronické vačky pomocí metody superpozice budící zdvihové závislosti s harmonickým pulzem. Práce porovnává metodu s dalšími metodami pro potlačení reziduálních kmitů a shrnuje metodiku jejího nasazení. Dále se věnuje rozšířením původní metody tak, aby umožňovala automatické seřízení a zároveň byla zachována schopnost jejich snadného praktického nasazení. Veškeré závěry se ověřovaly na numerických modelech a fyzikálním standu s využitím systému elektronické vačky od firmy Yaskawa.

Charakteristický rys výzkumu tvoří jeho aplikační charakter, resp. spojení s firmou VÚTS, a.s., na jejíž půdě proběhlo praktické ověřování numericky simulovaných výsledků na reálném standu. Také zde byly prakticky nasazovány vyvíjené softwarové nástroje.

Klíčová slova: zdvihová závislost, krokový mechanismus, odlehčení profilu vačky, elektronická vačka, potlačení reziduálních kmitů

Abstract

The dissertation deals with classical and electronic cam mechanisms. From this huge and relatively well-explored area the work focuses on two specific areas. The work directly follows the dissertation of Ing. Petr Jirásko, Ph.D. and focuses just on those areas where the issue was not concluded and were intended to research further.

The first is the complete design process of a stepping mechanism with radial cams. The work focuses in detail on each stage of the process, starting with the creation of a displacement diagram and an analysis of its dynamics. Furthermore an algorithm was developed for efficient calculation of the theoretical and the actual cam profile. The final step was the creation and implementation of methods for lightweight cam profiles, which is crucial for high-speed mechanisms. It is not a big deal to design a step cam mechanism, but the problem is to design it quickly and correctly. Therefore, the practical outputs of this work are two software tools (for the design of displacement diagrams and for the synthesis of the cam profile) which allow the skilled designer a very fast and complex design of the mechanism. Among other things, it implements a kinetostatic analysis of the mechanism, which is important for the determination of the lifetime. Badly dimensioned mechanism can work properly, but at the cost of a significantly shorter lifetime. Another enhancement is the ability to design unsymmetrical mechanisms, i.e. mechanisms where cam profiles are different. These mechanisms may arise from an asymmetrical displacement diagram or an asymmetrical initial rotation of the carousel.

The second area of research was the issue of suppression of residual vibrations in the resting parts of the stepping function of electronic cam using the method of compensation of residual oscillations by superposing the displacement diagram with a harmonic pulse. The work compares the method with other methods for suppressing residual vibrations and summarizes the methodology for its deployment. It also deals with an extension of the original method to allow the automatic adjustment while maintaining the ability of its easy practical application. All conclusions were verified by the numerical and physical models using the electronic cam from Yaskawa.

A characteristic feature of this research is the application character, and the connection with the company VÚTS, a. s., where the results were numerically simulated and practically verified on a real physical model. In the mentioned company, software tools are deployed.

Keywords: displacement diagram, stepping mechanism, lightweight of the cam profile, electronic cam, suppression of residual vibrations

Obsah

1. Úvod.....	13
1.1. Přehled stavu problematiky vačkových mechanismů.....	13
1.2. Cíle a dílčí cíle dizertační práce	17
1.3. Členění dizertační práce	18
2. Vačky a vačkové mechanismy.....	22
2.1. Klasické základní vačkové mechanismy	22
2.2. Klasické krokové základní vačkové mechanismy	24
2.3. Elektronické vačkové mechanismy	26
3. Problematika zdvihových závislostí vačkových mechanismů	28
3.1. Zdvihové závislosti.....	28
3.2. Pohybová funkce	31
3.3. Polohová přesnost.....	32
3.3.1. Geometrická přesnost činné plochy klasické vačky	32
3.3.2. Polohová přesnost pohybové funkce elektronické vačky.....	33
3.4. Klasifikace zdvihových závislostí	36
3.5. Dynamické vlastnosti zdvihových závislostí.....	37
3.5.1. Kinetostická analýza základního vačkového mechanismu radiální vačky s vahadlem a kladkou	37
3.5.2. Elektronické vačkové mechanismy	45
3.6. Program KINz2.....	47
3.6.1. Vnější popis a funkce programu	47
3.6.2. Vnitřní struktura	49
3.6.3. Shrnutí	49
4. Kinematická syntéza krokových vačkových mechanismů s radiálními vačkami	51
4.1. Vstup symetrické a nesymetrické zdvihové závislosti do kinematické syntézy.....	53
4.2. Algoritmus řešení teoretických profilů vaček.....	54
4.3. Problematika odlehčení profilů vaček	59
4.4. Algoritmus odlehčení kontur radiálních dvojvaček.....	61
4.4.1. Příprava vazebních polí	61
4.4.2. Realizace odlehčení	62
4.5. Aplikace KINy2KV	64
4.5.1. Vnější popis programu	64
4.5.2. Shrnutí	66
5. Počítačové modelování mechanismů.....	67
5.1. Obecný model standu s elektronickou vačkou	68

5.2. Zjednodušený model standu s elektronickou vačkou realizovaný pomocí pohybových rovnic.....	71
5.3. Zjednodušený model standu s elektronickou vačkou realizovaný pomocí Lagrangeových rovnic 2. druhu.....	74
5.4. Vzájemné porovnání modelů a jejich verifikace	78
6. Potlačení reziduálních kmitů elektronických vaček.....	82
6.1. Kompenzace reziduálních kmitů superpozicí zdvihové závislosti s harmonickým pulzem – původní metoda.....	82
6.2. Kompenzace reziduálních kmitů superpozicí zdvihové závislosti s harmonickým pulzem – rozšířená metoda	84
6.3. Vliv parametrů kompenzačního pulzu	85
6.4. Určení parametrů pulzu	88
6.5. Testovací stand	92
7. Závěr	94
Seznam použité literatury.....	98
Přehled publikovaných prací.....	100
Softwarové nástroje evidované v rejstříku informací o výsledcích (RIV).....	101
Příloha A - Studie současného stavu teorií kontaktního namáhání (Hertzův tlak) a životnosti kontur vaček a rolen.....	102
A.1. Teorie kontaktního namáhání	102
A.2. Životnost činné plochy vačky	104
A.3. Vačky bez povrchové vrstvy	104
A.4. Vačky s tvrzenou povrchovou vrstvou	105
Příloha B - Měření na standu elektronické vačky	107
B.1. Verifikace měření	107
B.2. Průběhy iteračního procesu	111

Seznam obrázků

Obr. 2.1 Příklady vačkových mechanismů převzato z [9]	23
Obr. 2.2 Dvojvačkový mechanismus (kinematické schéma)	24
Obr. 2.3 Dvojvačkový mechanismus (3D model).....	24
Obr. 2.4 Základní krokové vačkové mechanismy (katalog Miksch GmbH)	25
Obr. 2.5 Příklady převodových skříní (sortiment firmy ZZ-Antriebe GmbH)	25
Obr. 2.6 Krokové převodovky VÚTS	26
Obr. 2.7 Řídící části elektronické vačky	27
Obr. 2.8 Výkonová část elektronické vačky	27
Obr. 3.1 Katalog jednotkových zdvihových závislostí VÚTS (software KIN VÚTS)	29
Obr. 3.2 Zdvihová závislost pracovního členu vačkového mechanismu (software KIN VÚTS)	30
Obr. 3.3 Katalog jednotkových zdvihových závislostí podle VDI 2143 (Německo), lit. [22]....	30
Obr. 3.4 Pohybová funkce pracovního členu vačkového mechanismu (software KIN VÚTS)..	31
Obr. 3.5 Měření a vyhodnocení kontury radiální krokové dvojvačky ve VÚTS	33
Obr. 3.6 Záznam PERR pohybové funkce elektronické vačky (dynamický stand VÚTS).....	34
Obr. 3.7 Realizace polynomické (5. stupně) zdvihové závislosti	35
Obr. 3.8 Zdvihová závislost modifikovaná podle VDI 2143 (software KIN VÚTS)	36
Obr. 3.9 Výpočetní schéma kinematické syntézy a kinetostatické analýzy	38
Obr. 3.10 Schéma základního trojčlenného vačkového mechanismu radiální vačky s vahadlem a kladkou.....	39
Obr. 3.11 Geometrické znázornění úhlu normály (ν), úhlu tlaku (μ) a poloměru křivosti (ρ)....	42
Obr. 3.12 Teoretický profil a průběh úhlu tlaku (μ).....	43
Obr. 3.13 Reziduální spektra modelu elektronické vačky	46
Obr. 3.14 Reziduální kmity neperiodické (krokové) polynomické (5. st.) zdvihové závislosti..	47
Obr. 3.15 Hlavní okno programu KINz2	48
Obr. 3.16 Průvodce pro vložení nebo modifikaci zdvihové závislosti.....	48
Obr. 3.17 Struktura tříd implementující zdvihové závislosti	49
Obr. 4.1 Normálový řez radiální vačkou s kladkou na vahadle	51
Obr. 4.2 Určení ekvidistanty u radiální vačky	52
Obr. 4.3 Struktura algoritmu syntézy vačky	54
Obr. 4.4 Výpočet drah středů rolen (4 rolny, zdvih 180°)	55
Obr. 4.5 Výpočet drah rolen.....	56
Obr. 4.6 Vyřiznutí skutečného profilu vačky	57
Obr. 4.7 Složená radiální symetrická dvojvačka.....	58
Obr. 4.8 Složená radiální nesymetrické dvojvačka	58

Obr. 4.9 Radiální dvojvačka v bodě dotyku třech rolen.....	59
Obr. 4.10 Rolna nabíhající na jednu z vaček.....	60
Obr. 4.11 Ukázka odlehčení náběžné hrany vačky	61
Obr. 4.12 Popis syntézy profilu vačky se zvýrazněním částí pro výpočet odlehčení	61
Obr. 4.13 Rozdělení vačky do úseků a detail grafického řešení nalezení dotkových bodů (přerušovaná čára značí druhou vačku)	62
Obr. 4.14 Obě vačky se znázorněnými hraničními body odlehčení (velikost odlehčení je pro větší názornost výrazně větší, než je obvyklé)	63
Obr. 4.15 Detail mechanismu v mezní poloze z předchozího obrázku.....	64
Obr. 4.16 Vnitřní stavy programu KINy2KV	65
Obr. 4.17 Ukázka hlavní obrazovky programu KINy2KV	65
Obr. 5.1 Schéma obecného modelu elektronické vačky	68
Obr. 5.2 Zjednodušené blokové schéma synchronního motoru (vycházející ze stejnosměrného motoru)	68
Obr. 5.3 Kaskádní regulační struktura včetně dopředných vazeb rychlosti a proudu.....	69
Obr. 5.4 Blokové schéma regulace polohy s rychlostním feedforwardem	69
Obr. 5.5 Odezva na skokovou změnu zátěžného momentu	70
Obr. 5.6 Frekvenční dynamická poddajnost	71
Obr. 5.7 Diskrétní model elektronické vačky použitý pro model založený na pohybových rovnících	71
Obr. 5.8 Blokové schéma simulačního modelu elektronické vačky bez kompenzace	74
Obr. 5.9 Blokové schéma simulačního modelu elektronické vačky s kompenzací.....	74
Obr. 5.10 Diskrétní model elektronické vačky použitý pro model založený na Lagrangeových rovnících 2. druhu.....	74
Obr. 5.11 Parabolická zdvihová závislost použitá pro verifikaci modelů.....	78
Obr. 5.12 Průběh zdvihu na rotoru motoru	79
Obr. 5.13 Průběh rychlosti na rotoru motoru	79
Obr. 5.14 Průběh zrychlení na rotoru motoru	80
Obr. 5.15 Průběh zdvihu na výstupním členu	80
Obr. 5.16 Průběh rychlosti na výstupním členu	81
Obr. 5.17 Průběh zrychlení na výstupním členu	81
Obr. 6.1 Reziduální kmity (buzeno cykloidální z.z., otáčky 130 min ⁻¹), převzato z [6]	83
Obr. 6.2 Kompenzace harmonickou funkcí, převzato z [6]	83
Obr. 6.3 Příklad tvorby modifikované zdvihové závislosti.....	84
Obr. 6.4 Výstupní charakteristiky naměřené na zkušebním standu	85
Obr. 6.5 Vliv pozice a velikosti pulzu na velikost kmitů (červená minimální, fialová maximální) při délce pulzu 35°	87

Obr. 6.6 Vliv pozice a velikosti pulzu na velikost kmitů (červená minimální, fialová maximální) při délce pulzu 50°	87
Obr. 6.7 Transformace simplexu.....	89
Obr. 6.8 Příklad iteračního procesu (vodorovná osa znázorňuje pozici pulzu vzhledem k virtuálnímu masteru [°], svislá osa amplitudu [°]).....	90
Obr. 6.9 Průběh měřeného iteračního procesu (H – nejhorší bod, S – střední bod, L – nejlepší bod).....	91
Obr. 6.10 Průběh zdvihu pro vybrané kroky iteračního procesu	92
Obr. 6.11 Diagram datových toků testovacího standu	93
Obr. 6.12 Porovnání dat z různých snímačů na vybraném detailu výstupní charakteristiky	93
Obr. A.1 Pitting a mikropitting [2].....	102
Obr. A.2 Silové poměry při kontaktu dvou válců [9].....	103
Obr. B.1 Měřicí analyzátor Dewetron DEWE5000	107
Obr. B.2 Připojení výstupních senzorů	108
Obr. B.3 Porovnání dat z různých senzorů - 1. iterace, celkový pohled	109
Obr. B.4 Porovnání dat z různých senzorů - 1. iterace, detail posledního kmitu.....	109
Obr. B.5 Porovnání dat z různých senzorů - 14. iterace, detail klidového intervalu.....	110
Obr. B.6 Diference měření v různých bodech standu	111
Obr. B.7 1. měření – původní zdvihová závislost (polynom 5. stupně).....	111
Obr. B.8 1. měření – modifikovaná zdvihová závislost.....	112
Obr. B.9 1. měření – vybrané průběhy iteračního procesu v klidové části zdvihové závislosti	112
Obr. B.10 2. měření – modifikované zdvihová závislost.....	113
Obr. B.11 2. měření – vybrané průběhy iteračního procesu v klidové části zdvihové závislosti	113
Obr. B.12 Průběhy minimalizace chyby simplexu během iteračního procesu pro 1. a 2. měření	114
Obr. B.13 Transformace minim simplexů pro 1. a 2. měření	114
Obr. B.14 3. měření – původní zdvihová závislost (G_{Sin} , $\kappa = 0,2$, modifikace pomocí VDI 2143, $c = 0,9$, $\lambda = 0,55$).....	115
Obr. B.15 3. měření – modifikované zdvihová závislost.....	115
Obr. B.16 3. měření – vybrané průběhy iteračního procesu v klidové části zdvihové závislosti	116
Obr. B.17 4. měření – modifikované zdvihová závislost.....	116
Obr. B.18 4. měření – vybrané průběhy iteračního procesu v klidové části zdvihové závislosti	117
Obr. B.19 Průběhy minimalizace chyby simplexu během iteračního procesu pro 3. a 4. měření	117

Obr. B.20 Transformace minim simplexů pro 3. a 4. měření	118
Obr. B.21 5. měření – původní zdvihová závislost (G_{Sin} , $\kappa = 0,2$, modifikace pomocí VDI 2143, $c = 0,9$, $\lambda = 0,55$).....	118
Obr. B.22 5. měření – modifikované zdvihová závislost	119
Obr. B.23 5. měření – vybrané průběhy iteračního procesu v klidové části zdvihové závislosti	119
Obr. B.24 Průběhy minimalizace chyby simplexu během iteračního procesu pro 5. měření a simulaci 5. měření.....	120
Obr. B.25 Transformace minim simplexů pro 5. měření a simulaci 5. měření.....	120

Seznam zkratek

API	Application Programming Interface	Rozhraní pro programování aplikací
CNC	Computer Numeric Control	Počítačově číslicově řízené.
CSV	Comma-Separated Values	Souborový formát s čárkami (resp. středníky) odděleními hodnotami
DLL	Dynamic-link Library	Dynamicky linkovaná knihovna
EKM	Efektivní krouticí moment	
G-Sinus	Geneigte Sinuslinie	Nakloněná sinusoida
HMI	Human Machine Interface	Uživatelské rozhraní
MSV	Mezinárodní strojírenský veletrh	
PC	Personal Computer	Osobní počítač
PERR	Position Error	Polohová přesnost pohybové funkce elektronické vačky
PLC	Programmable Logic Controller	Programovatelný logický automat
VDI 2143	Verband Deutscher Ingenieure	Německá norma pro modifikaci zdvihových závislostí
VM	Virtual Master	Osa virtuálního masteru
XML	Extensible Markup Language	Obecný značkovací jazyk pro přenos dat
ZZ	Zdvhová závislost	

1. Úvod

Stejně tak, jak se rozvíjí vědní obory, dochází také k rozšiřování jejich hranic a oblastí nacházejících se mezi jednotlivými obory. Tam, kde se prolíná mechanika, software, elektronika a řízení, leží vědní obor označovaný jako mechatronika. Složením pojmů z předchozích vět dostanete nejen název fakulty, pod jejíž záštitou je tato práce tvořena, ale také směr, kterého se snaží práce držet. Zejména pak oblast, kde se prolíná strojní a softwarové inženýrství, nabízí řadu problémů, jejichž řešení je možné zlepšit, a přinést tak inovaci přímo do průmyslové praxe.

Spojení s průmyslovou praxí představuje další rys studie. Konkrétně se jedná o spolupráci se společností VÚTS, a.s. (dále jen VÚTS), resp. s Ing. Petrem Jiráskem, Ph.D., na jehož dizertační práci [6] navazují. Zmíněné spojení mi přináší nejen cenné znalosti a zkušenosti, ale také zpětnou vazbu týkající dosažených výsledků, která tak pomáhá udržet jejich korektnost a relevanci.

1.1. Přehled stavu problematiky vačkových mechanismů

Vačkové mechanismy lze v zásadě rozdělit do tří skupin, na klasické mechanismy, elektronické vačkové mechanismy (servopohony řízené kontrolery) a kombinované mechanismy (sériové a paralelní kombinace klasických a elektronických mechanismů).

S klasickými vačkovými mechanismy se setkáváme již několik desítek let v řadě odvětví zpracovatelského průmyslu. V podobě katalogizovaných mechanismů se nejčastěji objevují jako prvky pevné automatizace ve výrobních a manipulačních systémech (především krokové mechanismy s neperiodickými zdvihovými závislostmi).

Vačkové mechanismy realizují *periodické* a *neperiodické (krokové)* zdvihové závislosti. Často návrh kinematického řetězce vačkového mechanismu vyžaduje použití převodového mechanismu s nekonstantním (rovinné kloubové a prostorové) nebo konstantním (planetové převodovky, ložiskové reduktory, řemenice) převodem mezi výstupem základního vačkového mechanismu a pracovním členem. Takové mechanismy se nazývají složené vačkové mechanismy. Dynamika setrvačných hmot převodových mechanismů značně snižuje využitelný výkon a zvyšuje celkové namáhání.

Vačkové mechanismy lze tedy rozdělit dle realizované zdvihové závislosti na *periodické* a *krokové*. Složené periodické vačkové mechanismy využívají převodových mechanismů s *konstantním* i *nekonstantním* převodem, složené krokové vačkové mechanismy využívají převodových mechanismů s *konstantním* převodem.

Budící zdvihovou závislost pracovního výstupního členu realizují základní vačkové mechanismy s radiální, axiální a globoidní vačkou. Nevýhoda mechanismů s axiální a globoidní vačkou spočívá v principiálně letném uložení rolen. Tato obecná kinematická vazba (rolna-

činná plocha vačky) zprostředkovává silový přenos. Letmé uložení je proto nevhodné. Axiální vačky se používají ve stále menší míře kvůli složité výrobě, která vyžaduje pro základní vačkový mechanismus s vahadlem a kladkou CNC výrobní stroj se třemi interpolujícími NC osami. Broušení dráhy je pak možné pouze planetovacím způsobem broušení. Výhodu mimoběžné vstupní vačkové hřídele a výstupní hřídele vahadla lze při konstrukci stroje snadno nahradit globoidním mechanismem. Globoidní vačky se budou nadále používat díky své jednoduché výrobě a výpočtu a především díky velkému výstupnímu zdvihu (natočení) karuselu bez nutnosti použití dalších převodových mechanismů. Broušení je ovšem opět nutno provádět planetovacím způsobem.

Základní vačkové mechanismy s radiálními vačkami umožňují naopak širokou škálu konstrukčních variant a oboustranné uložení rolen. Činná plocha vačky představuje rozvinutelnou plochu, která se v konečné fázi výroby brousí klasickými brusnými vřeteny (tedy bez nutnosti planetování) se standardními brusnými nástroji. Kontrola měřením je oproti axiálním a globoidním vačkám jednoduchá.

Základními elementy rychloběžných vačkových mechanismů jsou tedy radiální vačky s vahadlem a kladkou. S ohledem na dynamiku setrvačných sil jde pak zásadně o *radiální dvojvačky*. Pro periodické pracovní zdvihové závislosti je základním vačkovým mechanismem radiální dvojvačka s dvojevahadlem se dvěma kladkami, pro krokové vačkové mechanismy je základním vačkovým mechanismem radiální dvojvačka s karuselem se šesti nebo osmi kladkami. Pro rychloběžné krokové mechanismy se téměř výhradně používají radiální dvojvačky, které realizují symetrické zdvihové závislosti se symetrickými počátečními polohami karuselů. Tyto dvojvačky pak mají osu symetrie, podle které jsou vačky složeny do geometrie dvojvačky. Kontury vaček jsou tedy geometricky „stejně“ a obrábějí se společně. Při tomto způsobu návrhu mechanismu a jeho výrobě je sice dosahováno vysoké geometrické přesnosti kontur, ale není tak vyčerpána skrytá rezerva v možné nesymetrii zdvihové závislosti a nesymetrické počáteční poloze karuselu pro speciální aplikace. V tomto případě jsou kontury vaček rozdílné a nelze je obrábět společně na základě shodných výrobních dat.

Základní vačkové mechanismy s radiálními vačkami a vahadly s kladkami vynikají výbornými dynamickými vlastnostmi, které se ještě zlepšují s příchodem nových konstrukčních materiálů samotných vaček a ostatních členů mechanismů. V současné době VÚTS řeší v rámci projektu TIP (FR-TI4/801: *Vysokootáčkové vačkové mechanismy s radiálními vačkami*) problematiku vysokootáčkových mechanismů, které realizují periodické a neperiodické (krokové) zdvihové závislosti. Výstupem projektu budou prototypy rychloběžných mechanismů, na kterých budou aplikovány metody výpočtu uvedené v dizertační práci (nesymetrie a odlehčené části kontur).

Doposud se pro návrh těchto mechanismů využívá specializovaný software, ale odlehčení profilu vačky je třeba provádět ručním výpočtem, který vychází ze správného odhadu

konstruktéra a výpočtáře. Je třeba zdůraznit, že výpočetní systémy vačkových mechanismů představují většinou speciální a jednoúčelové softwary vyvíjené firmami, které se zabývají výrobou vaček. Ve zmíněných programech jsou zužitkovány konstrukční a výrobní zkušenosti, a proto většinou představují duševní vlastnictví firem a běžně se s nimi neobchoduje.

Problematicke kinetostatiky klasických vačkových mechanismů se systematicky věnují práce [9], [22] a částečně práce [6]. V další literatuře [15] se můžeme setkat s veličinou *vlastní relativní frekvence*, která je používána v [9] a [6]. Veličina *vlastní relativní frekvence* se týká především dynamických vlastností zdvihových závislostí. Klasickými vačkovými mechanismy se zabývá i literatura [1].

Pro úplnost problematiky klasických vačkových mechanismů je třeba se zmínit o dynamice vačkových mechanismů s poddajnými členy. Především reálné rychloběžné mechanismy se musí modelovat a řešit jako poddajné (poddajné vazby a členy). Dizertační práce se poddajnými členy v části klasických krokových mechanismů s radiálními vačkami nezabývá, ale tato významná problematika je zpracována např. v literatuře [6], [9], [10] a [14].

Elektronické vačky se výrazně prosazují teprve v posledních letech. Rotační pohyb vahadla klasické vačky nahrazuje rotační pohyb hřídele servomotoru. Nedílnou součástí systému představuje samozřejmě i kontroler, který ve své paměti (ve formě dat) uchovává požadovaný tvar zdvihové závislosti (0., 1. a 2. derivace) a je schopen ho převést na příslušné elektrické signály pro servomotor. Tato koncepce tvoří základ tzv. pružné automatizace, pro kterou je stěžejní právě rychlá a levná změna pohybové funkce dle aktuálních požadavků. Uplatnění najde zejména v malosériové výrobě, kde zvyšuje modularitu výrobních strojů.

Elektronické vačky mají díky elektronické regulaci pohonu servomotoru řadu unikátních vlastností. Toho se v kombinaci s programovými možnostmi PLC řídicího kontroleru využívá k řízení polohy a vlastní dynamiky pohybových funkcí. Nejdůležitější vlastností systému řízení servomotorů v režimu elektronických vaček je kompenzace rušivého zbytkového (reziduálního) kmitání v klidových oblastech pohybových funkcí.

Téměř každá firma, která se zabývá výrobou servopohonů a jejich řízením, deklaruje, že jejich výrobky splňují požadavky kladené na elektronické vačky. Ve firemní, odborné a patentové literatuře je tak samozřejmě množství informací pojednávajících o elektronických vačkách. V literatuře lze nalézt velké množství dílčích aplikací, ovšem bez vymezení podstatných vlastností vůči jiným variantám pohonů pracovních členů. O komplexní pohled na aplikace elektronických vaček ve vztahu k ostatním variantám pohonů pracovních členů mechanismů pojednává literatura [6].

Problematika minimalizace rušivého reziduálního kmitání je již dnes zpracována v dostatečném množství literatury. Existuje celá řada různých metod, jak kompenzovat reziduální kmitání, ale v konečném důsledku se vždy využívají dva základní principy. Buď se upraví zdvihová závislost tak, aby se kmity v systému vůbec nevybudily (typické pro dopředné

řízení), nebo se upravuje zdvihová závislost tak, aby již vybuzené kmity potlačila (typické pro zpětnovazební řízení).

Jednotlivé metody se nejčastěji dělí do dvou skupin. První představují tzv. zpětnovazební metody využívající okamžité znalosti výstupních (resp. stavových) veličin systému. Metody jsou obvykle náročnější na realizaci a vyžadují od PLC náročnější zásahy do standardních regulačních struktur. V krajních případech dochází k jejich realizaci zcela mimo PLC, ve speciálních signálových procesorech. Větší pozornosti se v současné době dostává metodám, které působí v přímé větvi regulační smyčky, tedy tzv. dopřednému řízení, ale i v sofistikovaných PLC je jejich praktická realizace poměrně náročná. K typickým představitelům patří metody využívající inverzní dynamiku a dopředné tvarovače signálu neboli „Input shaping“. Velmi zevrubně se jejich implementací a s ní spojenými problémy zabývá práce [11]. Detailní rozbor a porovnání metod, které využívají tvarování vstupního signálu, obsahuje práce [3].

Kromě již zmíněných metod existují i další, které nelze tak snadno zařadit. Například se jedná o vlnové řízení (v originále wave-based control). Svým charakterem jej nelze zařadit mezi zpětnovazební ani dopředné řízení. Nevyžaduje znalost modelu soustavy ani polohu koncového výstupního členu soustavy. Modeluje se pouze první člen mechanismu, tedy připojení pohonu, odkud se také získává zpětná vazba. Blíže se metodou zabývají práce [12] a [13]

Dizertační práce doktora Jiráka [6] využívá k minimalizaci reziduálních kmitů dynamických vlastností zdvihových závislostí a superpozici s harmonickým pulzem odpovídajícím vlastní frekvenci poddajného pracovního výstupu vačkového mechanismu. Je velmi nenáročná, co se týká požadavků na PLC, ale vyžaduje znalost vlastní frekvence systému a její doladění probíhá ruční modifikací dvou koeficientů. Na zmíněnou metodu navazuje druhá část práce a je zde také podrobněji rozebrána (viz kapitola 6).

Kombinované mechanismy představují novinku posledních let. Jde především o propojení klasických a elektronických vačkových mechanismů v sériovém a paralelním řazení a jsou to představitelé skutečných mechatronických pohonů. Oba způsoby dostatečně demonstruje literatura [6], [18] a [17] a oba pohony vznikly na půdě VÚTS.

VÚTS používá na tkacím stroji Camel pro pohon vačkového hřídele prohozního čerpadla elektronickou vačku, kterou se modifikuje základní pohybová funkce generovaná klasickým složeným vačkovým mechanismem. Je tak regulován průběh tlaku prohozní kapaliny v závislosti na čase.

Paralelní řazení klasických a elektronických mechanismů na principu diferenciálu VÚTS vyvinul v roce 2008. Tento princip pohonu získal na MSV 2008 v Brně zlatou medaili, rovněž mu byly uděleny patenty [7]. Mechatronický diferenciální pohonný systém je dále ve VÚTS konstrukčně modifikován.

Klasické i elektronické vačkové mechanismy mají v dnešním světě své nezastupitelné místo. Ačkoliv získávají elektronické pohony stále větší podíl na trhu, nelze v dohledné době

očekávat, že by klasické mechanismy úplně vytlačily. Přestože vývoj pohonných jednotek elektronických vaček neustále pokračuje, dynamické vlastnosti klasických vačkových mechanismů je stále výrazně převyšují a s novými materiály se také neustále zlepšují.

1.2. Cíle a dílčí cíle dizertační práce

Hlavním cílem první části dizertační práce je zautomatizovat a ucelit proces návrhu, výpočtů a přípravy výrobních dat vaček klasických krokových mechanismů s radiálními vačkami. Je třeba dořešit realizaci nesymetrických zdvihových závislostí a nesymetrických počátečních poloh karuselu, resp. výstupního rotačního členu. Tato problematika je důležitá pro aplikace, kdy se mechanismus používá v jednosměrném chodu při vysokém vnějším silovém zatížení. Dále bude vyvinut algoritmus automatické tvorby odlehčení profilů vaček při průchodu rolen spojnicí os rotace vaček a vahadel. Odlehčení profilů vaček je pro vysokou dynamiku setrvačných sil, resp. vysoké otáčky těchto mechanismů, zásadní. Dále vzniknou nástroje pro kinetostatickou analýzu, které budou schopny určit namáhání činných ploch vaček. Práce propojí strojní a softwarové inženýrství, a vylepší tak současnou metodiku návrhu krokových mechanismů. Krokové mechanismy s radiálními vačkami budou v závěru práce konfrontovány s možnostmi a vývojovými trendy elektronických vaček. Výsledkem první části dizertační práce bude softwarový nástroj pro produktivní tvorbu výrobních dat příslušných radiálních vaček.

Dílčím cílem první části studie se stane problematika spojená právě se softwarovými prostředky kinetostatického návrhu krokových mechanismů s radiálními vačkami. Jde o stanovení nejvhodnější formy dat vstupních zdvihových závislostí vstupujících do kinematické syntézy a princip výpočtu založený na konstantním kroku nezávislé výrobní souřadnice, kterým je úhel. Tyto výpočetní metody souvisejí se způsoby výroby vaček na CNC strojích, především technologií broušení tvrzených činných ploch vaček.

Druhá část studie se bude zabývat aplikacemi krokových pohybových funkcí elektronickými vačkami. Ty principiálně umožňují různými metodami minimalizovat rušivé reziduální kmity v klidových částech pohybových krokových funkcí. Jednu z metod minimalizace představuje superpozice budící zdvihové závislosti s harmonickým pulzem. Ten lze fázově a amplitudově transformovat tak, aby amplitudy reziduálních kmitů byly minimalizovány. **Hlavní cíl druhé části** dizertační práce řeší algoritmy automatické transformace a nalezení nejvhodnější polohy tohoto harmonického pulzu. Numerické iterační metody první a druhé části studie jsou podobné, ovšem provedené v jiných softwarových vývojových prostředcích (Visual Studio C#, Scilab). Vybraný algoritmus bude otestován na standu v systému (PLC) elektronické vačky Yaskawa.

Dílčím cílem druhé části bude metodický postup aplikace metody a její porovnání s jinými vhodnými metodami minimalizace reziduálních kmitů na komerčním systému elektronické vačky Yaskawa. Poslední **dílčí cíl** bude tvořit vyhodnocení klasických a elektro-

nických krokových mechanismů v rozličných aplikacích ve výrobních systémech s ohledem na různé požadavky, jako je rychloběžnost, poddajnost výstupu a skladba kinematických řetězců pohonů pracovních členů mechanismů.

1.3. Členění dizertační práce

Dizertační práce je členěna do sedmi kapitol a dvou dodatků. Kapitoly dále obsahují číslované oddíly se svými charakteristickými problematikami. Shrnutí výsledků na základě deklarovaných cílů se nachází v závěru studie.

Kapitola 1

První kapitola práce uvádí čtenáře do řešené problematiky. Představuje současný stav v oblasti klasických i elektronických vačkových mechanismů. Ve středu pozornosti stojí zejména proces návrhu rychloběžných krokových mechanismů a kompenzací reziduálních kmitů elektronického vačkového mechanismu. Druhá část shrnuje hlavní a dílčí cíle studie.

Kapitola 2

Náplň kapitoly představuje stručný úvod do tématu klasických a elektronických vačkových mechanismů. Pozornost se zaměřuje na základní klasické vačkové mechanismy s radiálními vačkami. Dále se uvádí rozdělení klasických krokových vačkových mechanismů, které jsou obvykle realizovány ve formě katalogizovaných převodovek. V závěru kapitoly se nachází stručná charakteristika elektronické vačky Yaskawa, která je součástí dynamického standu VÚTS. Dynamický stand má poddajný výstup pro studium dynamiky zdvihových závislostí a studium potlačování reziduálního kmitání. Na tomto standu se provádí veškeré práce, které jsou předmětem dizertace v oblasti kompenzace reziduálních kmitů.

Kapitola 3

Kapitola se snaží o komplexní pohled na problematiku zdvihových závislostí vačkových mechanismů (klasických a elektronických). Je zde provedeno hlavní rozdělení pohledu na dynamiku mechanismů s tuhými a poddajnými členy. Pokud se zaměříme na dynamiku základních vačkových mechanismů, uvažujeme ji jako dynamiku s tuhými členy. V případě dynamiky elektronických vačkových mechanismů nahlížíme na problematiku jako na dynamiku s poddajnými členy.

Kapitola obsahuje důležité termíny, jedná se o definice *zdvihové závislosti*, *pohybové funkce* a *polohové přesnosti* pro oba typy vačkových mechanismů. Jsou zde systematicky popsány způsoby deklarací a klasifikace zdvihových závislostí se svými charakteristickými veličinami s ohledem na jejich dynamické vlastnosti.

V oddílu *dynamických vlastností zdvihových závislostí* je věnována pozornost kinetostatickému řešení (analýza a syntéza) základního vačkového mechanismu radiální vačky s vahadlem a kladkou. Obsahuje odvození základních vztahů a rozbor hlavních rozdílů mezi

klasickými a elektronickými vačkovými mechanizmy. V prvním případě se jedná o vliv dynamiky mechanismu na životnost činné plochy (kontury) radiální vačky, jejímž parametrem je velikost Hertzova tlaku, resp. průběh kontaktního namáhání mezi rolnou a konturou vačky. Dále se studie věnuje vlivu dynamických vlastností zdvihových závislostí na vznik reziduálních kmitů v mechanismech s elektronickou vačkou.

V závěrečném oddílu kapitoly se nachází základní vhléd do programu KINz2, který je softwarovým nástrojem pro návrh zdvihových závislostí klasických a elektronických vaček. Představuje základ pro řešení krokových mechanismů s radiálními vačkami v kapitole 4. Je rovněž univerzálním prostředkem pro budoucí obnovu výpočetního systému VÚTS pro *kinematickou analýzu a syntézu složených vačkových mechanismů*.

Kapitola 4

Zabývá se kompletním procesem kinematické syntézy krokových vačkových mechanismů s radiálními vačkami včetně odlehčení profilu výsledného mechanismu. Nejprve je provedeno odvození vztahů pro výpočet teoretického a skutečného profilu vaček.

První podkapitola zmiňuje problematiku vstupu dat zdvihové závislosti do procesu syntézy. Změna tvaru vstupních dat z analytického vyjádření na numerické vyjádření zdvihové závislosti (tabulka dat s 0., 1. a 2. derivací) představovala jeden z požadavků na nově vyvíjený nástroj pro syntézu.

Následující podkapitola se věnuje přímo algoritmu řešení syntézy, tak jak je implementován v softwarovém nástroji. Popisuje jednotlivé kroky algoritmu, prvním je načtení dat zdvihové závislosti a dalších parametrů (rozměry mechanismu, počty rolen a počáteční polohy výstupu), které definují následný postup syntézy profilu. Další tři kroky řeší zejména numerickou problematiku, která je nutná pro dosažení ekvidistantního kroku výrobních souřadnic φ a významná pro následné odlehčení profilu vačky, o kterém bude řeč níže. Poslední krok představuje správná kompletace mechanismu, tedy sestavení mechanismu z dvou symetrických či nesymetrických vaček.

Zbytek kapitoly se věnuje odlehčení profilu vaček. Předposlední kapitola charakterizuje princip odlehčení profilu vačky a jeho význam pro rychloběžné mechanismy. Popisuje konkrétní případy resp. polohy mechanismu, které jsou pro rychloběžné krokové mechanismy kritické.

Poslední část popisuje samotný algoritmus výpočtu odlehčení profilu a jeho spojení s algoritmem syntézy vačkového mechanismu. Při výpočtu odlehčení je tak možné použít pomocná data vznikající při syntéze, a urychlit tak výpočet odlehčení pomocí předpřipravených vazebních polí. Díky tomu lze změny parametrů odlehčení okamžitě promítat do výsledného profilu a zejména do různých kinetostatických parametrů (např. úhel tlaku apod.), které jsou při návrhu mechanismu stěžejní.

Kapitola 5

První část představuje úvod do problematiky modelování systému s elektronickou vačkou. Popisuje obecné přístupy k modelování mechanismů s poddajnými členy a zohledňuje účelnost modelů z finančního hlediska. První kapitola detailně rozebírá jednotlivé části modelovaného systému a představuje obecné postupy pro jejich modelování. Další dvě podkapitoly se věnují konkrétním zjednodušeným modelům standu s elektronickou vačkou. První využívá popisu pomocí pohybových rovnic, které jsou pomocí Laplaceovy transformace převedeny do s-domény. Pomocí algebraických úprav je z nich vyjádřen přenos, který je pak přímo simulován pomocí volně dostupného softwarového nástroje Scilab, resp. jeho simulačního modulu Xcos. Druhý model se zakládá na stejném schématu, ale pro jeho reprezentaci je použit zápis ve formě Lagrangeových rovnic druhého druhu. Vznikly tak dvě diferenciální rovnice druhého řádu, resp. čtyři diferenciální rovnice prvního řádu. Z rovnic je sestaven vektor funkcí, který je následně použit v numerickém řešiči Runge-Kutta čtvrtého řádu. Poslední podkapitola se věnuje vzájemnému porovnání modelů a jejich verifikaci s naměřenými daty.

Kapitola 6

Kapitola se zaměřuje na druhý hlavní cíl práce – kompenzaci reziduálních kmitů mechanismu s elektronickou vačkou, resp. zejména na metodu kompenzace reziduálních kmitů superpozicí zdvihové závislosti s harmonickým pulzem. První část kapitoly popisuje princip původní metody a její funkci na modelovém příkladu. Další části se zabývají rozšířeními, která byla provedena v rámci studie. Nejprve jde o odstranění požadavku znalosti vlastní frekvence. Dále o úpravy amplitudy zdvihové závislosti k zachování původního zdvihu.

Kompenzační pulz lze charakterizovat tvarem bázové funkce a třemi parametry. Jejich vlivem na výstupní průběh se zabývá třetí podkapitola. Obecně lze nalézt více vhodných pozic pro umístění pulzu s různou polaritou, což je demonstrováno na dvou grafech.

Dále se kapitola zabývá problematikou určení jednotlivých parametrů, k čemuž využívá numerickou minimalizaci. Konkrétně se jedná o simplexovou metodu Nelder-Mead [5]. Kapitola osahuje pouze několik měření, protože detailně se průběhem iterace zabývá příloha B.

Poslední část kapitoly se věnuje konkrétní implementaci kompenzačního algoritmu na testovacím standu. Schematicky popisuje datové toky v řídicí struktuře. V závěru je zmíněna verifikace pomocí externího měření, které se však detailněji věnuje příloha B.

Kapitola 7

Závěrečná kapitola studie shrnuje dosažené výsledky a nastiňuje směr, kterým se bude ubírat další výzkum a vývoj softwarových prostředků.

Příloha A

První příloha práce se věnuje teorii kontaktního namáhání (Hertzův tlak). Shrnuje poznatky z literatury [9], [2] a [20], které jsou využity pro určení životnosti kontur vaček. Uvedené vztahy pak dále využívá aplikace KINy2KV při syntéze profilu radiálních dvojvaček.

Příloha B

Druhou přílohu tvoří konkrétní měření na standu elektronické vačky. První podkapitola se detailně zabývá průběhem verifikace měření od popisu použitého vybavení až po konkrétní dosažené výsledky.

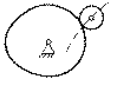

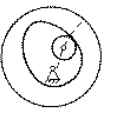

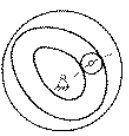

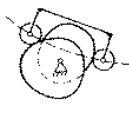

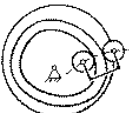
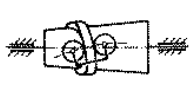
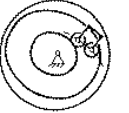
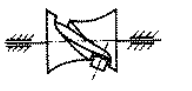


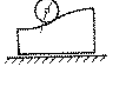

Druhá část se zaměřuje na iterační proces. Podrobně popisuje celkem pět iteračních procesů a jednu simulaci. Z různých pohledů je vzájemně porovnává. Graficky demonstruje nejen průběh změny výstupu, ale i průběh změny pozice kompenzačního pulzu.

2. Vačky a vačkové mechanismy

Z pohledu pohonu pracovního členu výrobního nebo manipulačního mechanismu lze na klasické a elektronické vačky pohlížet stejně. Obě realizují svojí budící kinematickou pohybovou funkcí pracovní posuvný nebo rotační pohyb. Mezi touto budící pohybovou funkcí a pracovním pohybem je často složitý kinematický řetězec převodových mechanismů, zvláště pak u klasických vačkových systémů. To vychází z mnoha požadavků, které určuje výrobní technologie procesu. U elektronických vačkových systémů je snaha o co nejmenší počet převodových mechanismů. Složenými vačkovými mechanismy se podrobně zabývají práce [6] a [22]. Dále se zaměříme na základní vačkové mechanismy, jejichž podrobný popis nalezneme v uvedené literatuře, konkrétně na základní vačkové mechanismy s vahadlem a kladkou.

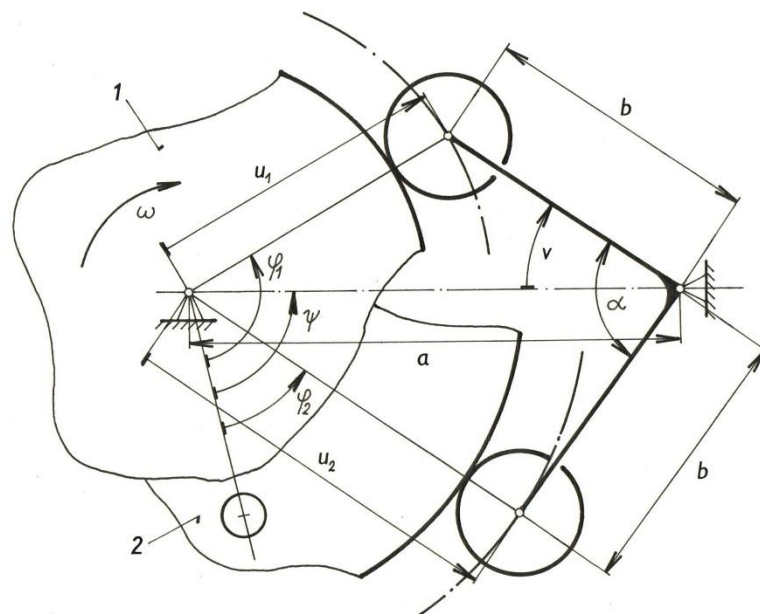
2.1. Klasické základní vačkové mechanismy

Jako základní vačkový mechanismus označíme trojčlenný mechanismus s jedním stupněm volnosti, který obsahuje alespoň jednu vačku spojenou s ostatními členy mechanismu minimálně jednou obecnou kinematickou dvojicí. Vačka, která je obvykle hnacím členem mechanismu, vyvozuje pohybem své činné plochy prostřednictvím obecné kinematické dvojice posuvný (zvedák) nebo rotační (vahadlo) pohyb hnaného členu. Podle prostorového uspořádání hnacího a hnaného členu lze základní vačkové mechanismy rozdělit do třech hlavních kategorií s *radiální*, *axiální* a *globoidní* vačkou. Možná konstrukční uspořádání obecné kinematické dvojice dokládá Obr. 2.1, který je převzat z literatury [9].

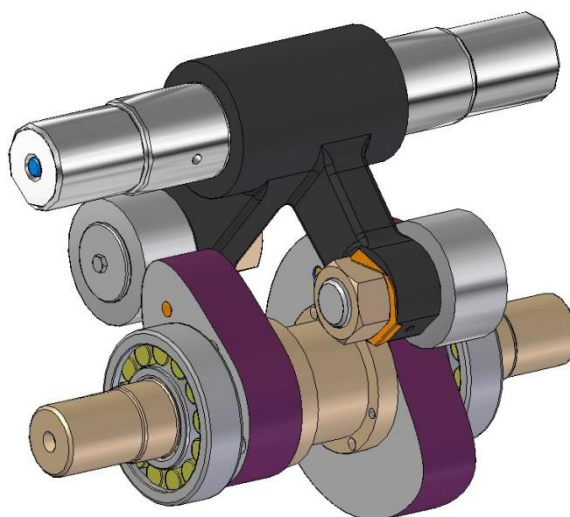
Vačky rovinných vačkových mechanismů	Název	Vačky prostorových vačkových mechanismů	Název
	Vnější radiální vačka		Vnější axiální vačka
	Vnitřní radiální vačka		Axiální drážková vačka
	Radiální drážková vačka		Axiální dvojvačka
	Radiální dvojvačka		Axiální kuželová drážková vačka
	Radiální dvojvačka		Axiální kuželová dvojvačka
	Radiální dvojvačka		Globoidní drážková vačka
	Radiální vačkový segment (otočný)		Globoidní dvojvačka
	Vačkový segment (posuvný)		Kuželová vačka pro sférický vačkový mechanismus

Obr. 2.1 Příklady vačkových mechanismů převzato z [9]

Hnaným členem základního vačkového mechanismu, který stojí ve středu pozornosti studie, je vahadlo s kladkou. Vývoj aplikací klasických vačkových mechanismů jednoznačně směřuje k vysokootáčkovým a vysoce dynamicky namáhaným mechanismům, proto se budeme dále zabývat výhradně radiálními dvojvačkami s vahadly a kladkami. Tyto mechanismy lze pak rozdělit podle realizované *periodické* a *neperiodické (krokové)* zdvihové závislosti. Na Obr. 2.2 je pro ilustraci zobrazen schematicky klasický dvojvačkový mechanismus realizující periodickou zdvihovou závislost $v = v(\psi)$. Jeho 3D model zachycuje Obr. 2.3.



Obr. 2.2 Dvojvačkový mechanismus (kinematické schéma)



Obr. 2.3 Dvojvačkový mechanismus (3D model)

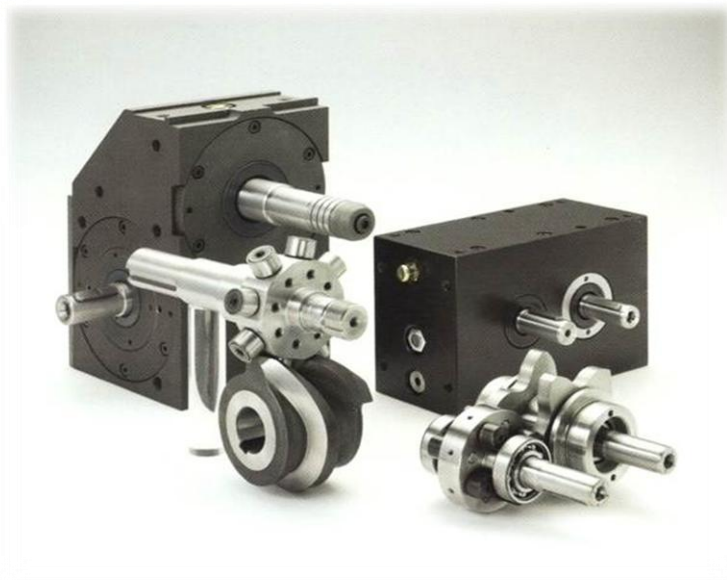
2.2. Klasické krokové základní vačkové mechanismy

Někdy se také označují jako mechanismy s *neperiodickými* zdvihovými závislostmi. Nejčastěji se dělí do třech kategorií podle toho, na jaké vačce jsou konstrukčně mechanismy založeny. Nejlepšími dynamickými vlastnostmi disponují radiální dvojvačky znázorněné na Obr. 2.4 vpravo nahoře, kterým je v dizertační práci věnována největší pozornost. Dalším konstrukčním prvkem pro krokové mechanismy může být axiální vačka, na obrázku Obr. 2.4 je umístěna vlevo nahoře. Vpravo dole se nachází poslední krokový mechanismus s globoidní vačkou.



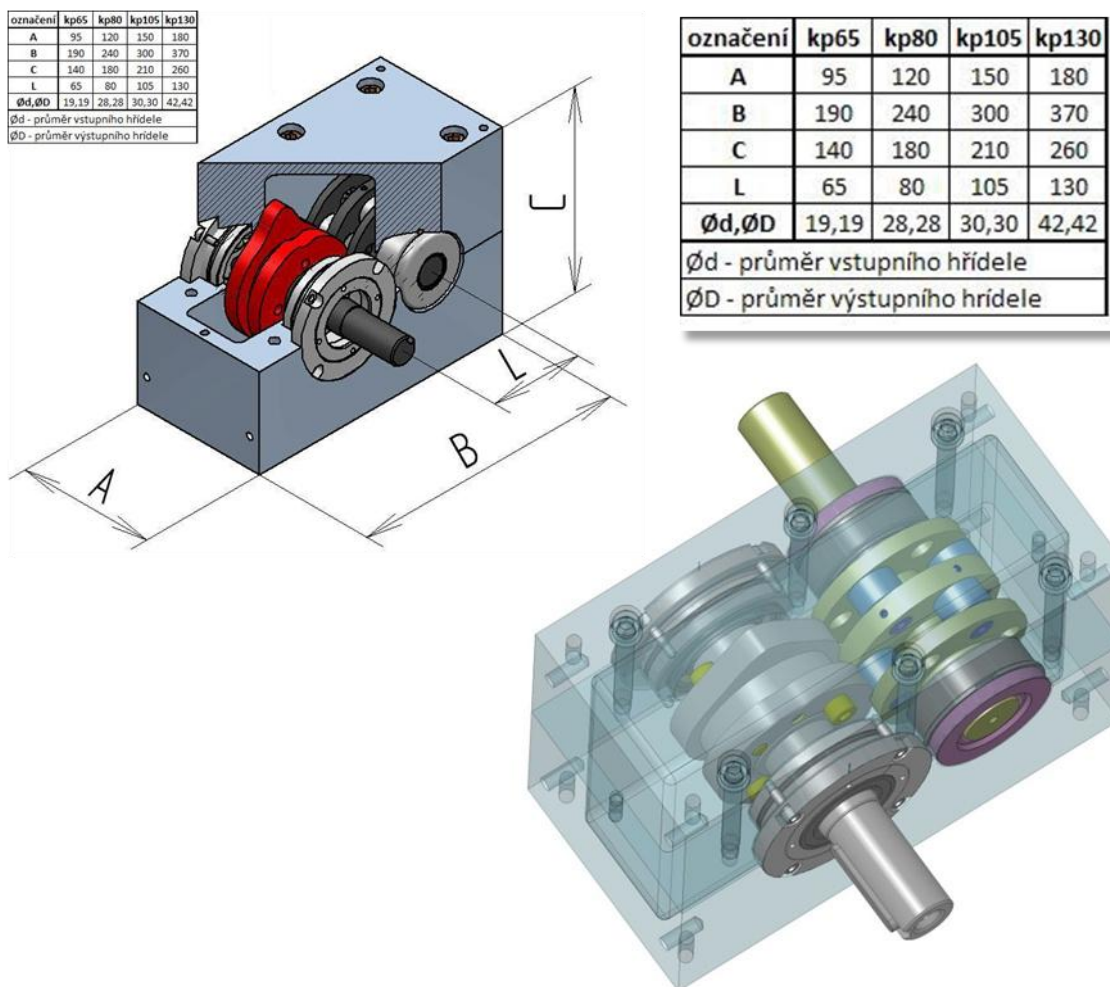
Obr. 2.4 Základní krokové vačkové mechanismy (katalog Miksch GmbH)

Mechanismy bývají umístěny do převodových skříní, a proto je také často označujeme jako krokové převodovky. Příklady těchto mechanismů od německé firmy *ZZ-Antriebe* znázorňuje následující obrázek Obr. 2.5.



Obr. 2.5 Příklady převodových skříní (sortiment firmy ZZ-Antriebe GmbH)

Jak již bylo řečeno, dizertační práce se zabývá krokovými mechanismy s radiální dvojvačkou. VÚTS vyrábí uvedené typy vačkových mechanismů, které lze rozdělit do čtyř velikostí podle osových vzdáleností (v [mm]) rovnoběžných vstupních a výstupních hřídelí (typy 65, 80, 105, 130). Výpočet a výroba radiálních vaček v současné době probíhá na základě dizertační práce. Na Obr. 2.6 je pak standardní katalogová řada krokových převodovek VÚTS.

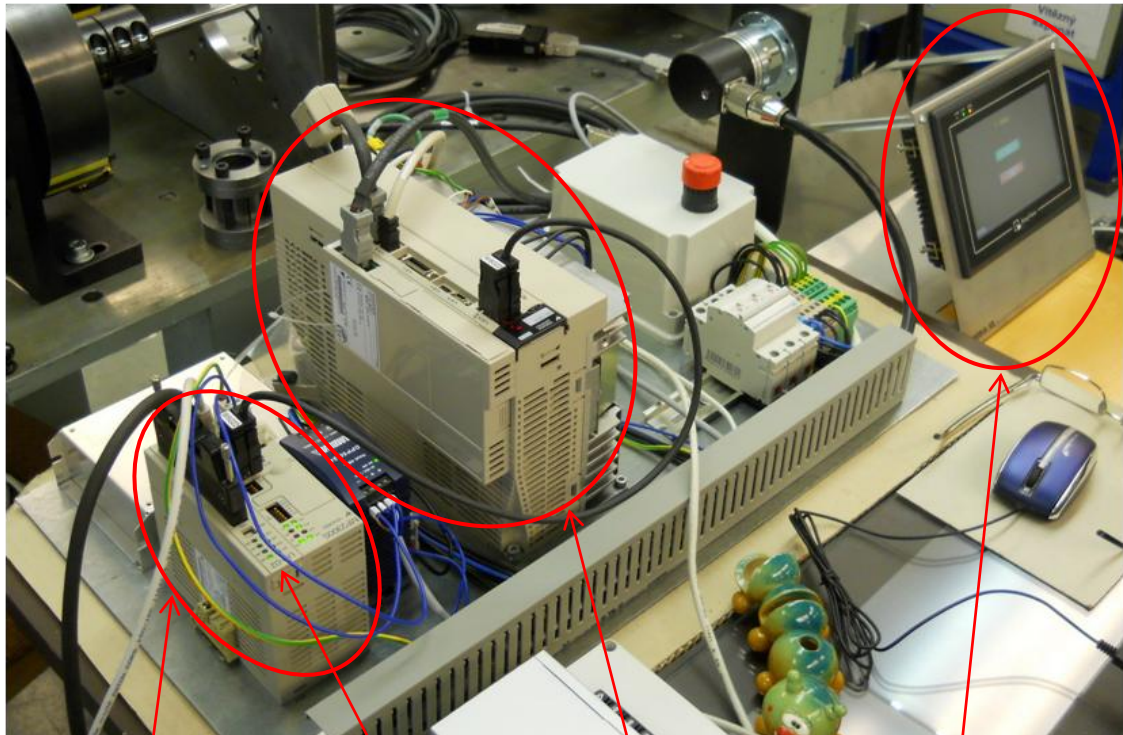


Obr. 2.6 Krokové převodovky VÚTS

2.3. Elektronické vačkové mechanismy

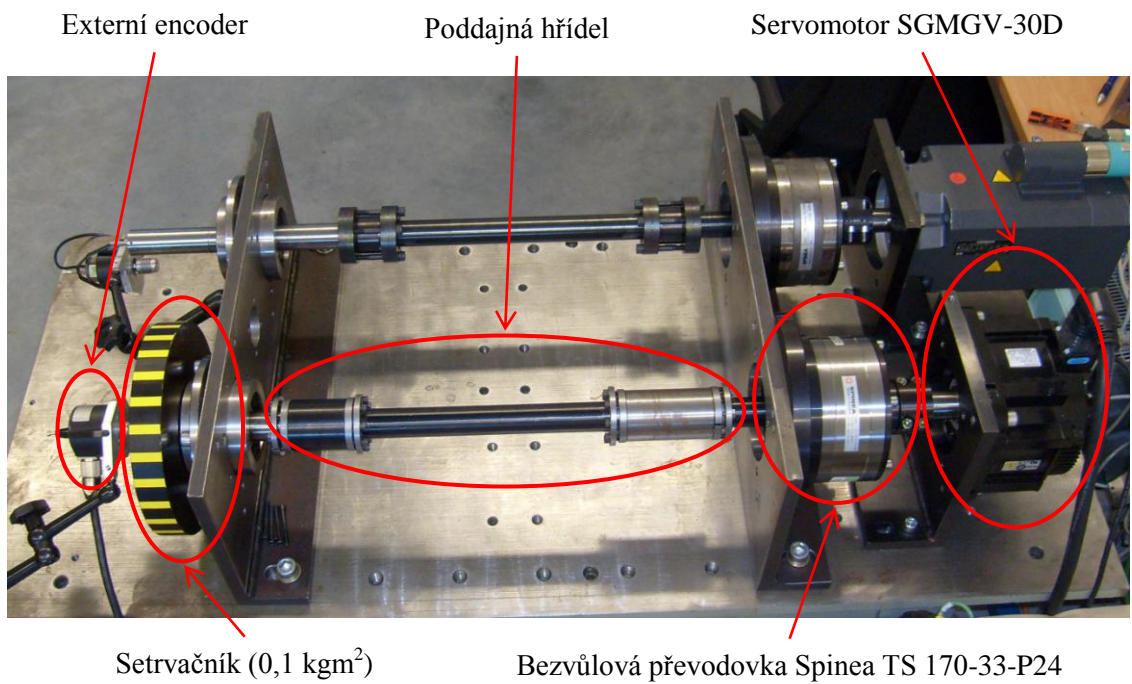
Na elektronické vačkové mechanismy lze z hlediska kinematiky pohlížet obdobně jako na klasické vačkové mechanismy. Rotační pohyb vahadla je nahrazen rotačním pohybem hřídele servomotoru. Stejně tak lze uvažovat i o lineárním motoru, který by nahrazoval posuvný zvedák, ale rotační pohyb je zdaleka častější, proto se tato práce zabývá pouze jím.

Mechanismus s elektronickou vačkou se skládá z několika klíčových částí, které se nacházejí na následujících Obr. 2.7 a Obr. 2.8. Systém, na kterém se výzkum provádí, vyrábí japonská firma Yaskawa. Jedná se o kompletní systém, složený ze servomotoru SGMGV-30D s výkonem 2,9 kW, o jehož silovou regulaci se stará servopack SGDA-A3-AE. Do slaboproudé části pak patří kontroler MP2300, modul zajišťující komunikaci LIO-02 a dotykový grafický ovládací panel HMI Weintek.



Kontroler Yaskawa MP 2300 Komunikační karta LIO-02 Servopack SGDA-A3-AE Dotykový panel Weintek MT8070iH

Obr. 2.7 Řídící části elektronické vačky



Externí encoder Poddajná hřídel Servomotor SGMGV-30D
 Setrvačnick (0,1 kgm²) Bezvúlová převodovka Spinea TS 170-33-P24

Obr. 2.8 Výkonová část elektronické vačky

3. Problematika zdvihových závislostí vačkových mechanismů

Problematika zdvihových závislostí vaček představuje z pohledu kinematiky a dynamiky jednu z nejdůležitějších kapitol. Zdvihovou závislost předepisujeme obvykle pracovnímu členu mechanismu. Na pracovní pohyb jsou kladeny rozličné požadavky z pohledu konkrétní výrobní technologie, a volba zdvihové závislosti pracovního členu tak musí odpovídat požadované technologické funkci. Důležité je, že *zdroj pohybové funkce pracovního členu* představuje základní vačkový mechanismus nebo servomotor, který kinematicky budí dynamický systém mechanismu stroje. V reálném stroji má podobu pracovního mechanismu s poddajnými členy a vazbami. Problematikou výpočetních modelů vačkových mechanismů s poddajnými členy se v jisté míře zabývají všechny práce o vačkách uvedené v literatuře dizertace, např. [6], [9], [10] a [14].

Tématem kinetostatické analýzy a dynamiky se zabývají obě hlavní části dizertace. V oddílu věnovaném klasickým krokovým mechanismům slouží kinetostatická analýza ke kontrole namáhání činné plochy radiální vačky, resp. průběhu Hertzova tlaku. Vačkový krokový mechanismus je uvažován s dokonale tuhými členy. V části dizertace zaměřené na elektronické vačky se dynamické řešení provádí s poddajným výstupem mechanismu a řeší se specifická problematika vzniku a kompenzace reziduálních kmitů.

V této kapitole budou dále definovány důležité a frekventované termíny *zdvihová závislost*, *pohybová funkce* a *polohová přesnost* pro oba typy vačkových mechanismů (klasický a elektronický). Dále dojde k popisu dynamických vlastností zdvihových závislostí a základních kinetostatických vztahů. Z těchto kapitol budou zřejmé základní dynamické odlišnosti klasických a elektronických vaček. Dále budeme předpokládat pro všechna řešení v dizertaci, že výstupní pracovní pohyb obou vačkových systémů je rotační (vahadlo, hřídel rotačního servomotoru).

3.1. Zdvihové závislosti

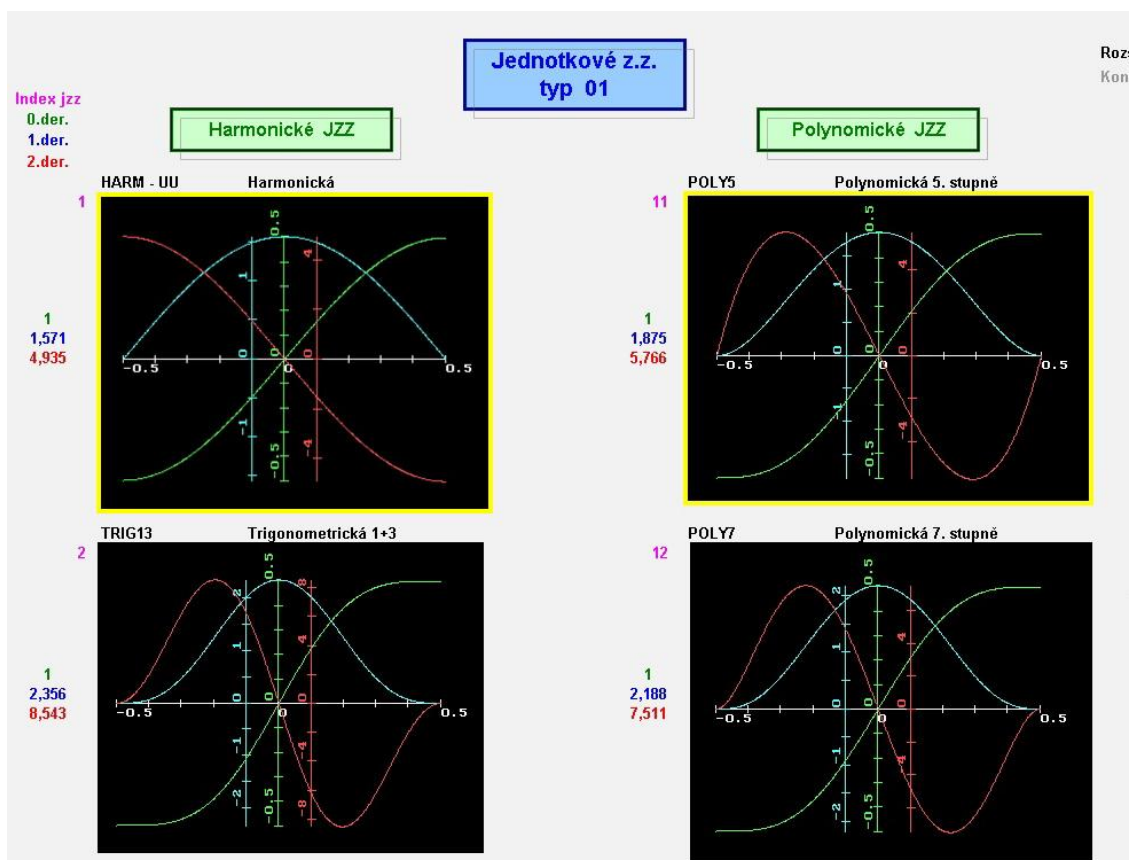
Obecně funkci, která přiřazuje poloze určitého členu kinematického řetězce (složeného vačkového mechanismu) polohovou veličinu jiného členu, budeme nazývat *zdvihovou závislostí*.

V případě základního vačkového mechanismu radiální vačky s vahadlem a kladkou nazveme *zdvihovou závislostí* polohu vahadla (v [°]) v závislosti na natočení vačky (ψ [°]) podle Obr. 2.2 a Obr. 3.10.

V případě elektronické vačky s rotačním servomotorem označíme *zdvihovou závislostí* teoretickou funkci polohy (natočení) hřídele servomotoru (*Slave*) na poloze virtuálního hřídele (*Master*), resp. virtuálního natočení.

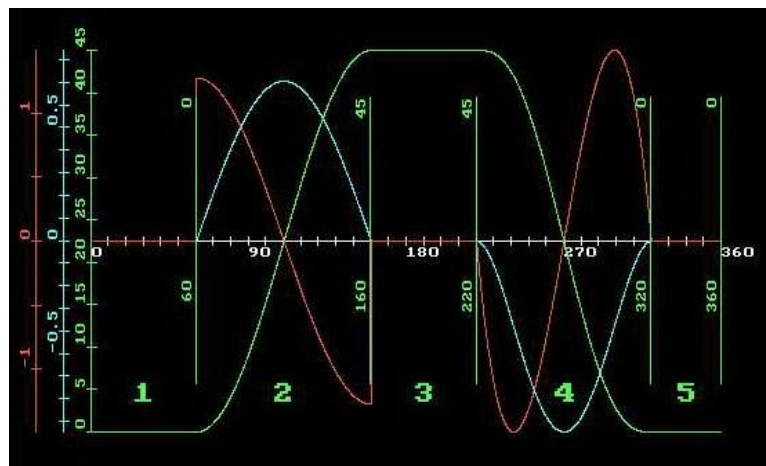
Pro oba vačkové systémy se interval nezávislé proměnné pohybuje 0° až 360° . Příslušné *derivace* (1. a 2.) jsou pak v jednotkách $[\text{rad}/\text{rad} = 1]$ a $[\text{rad}/\text{rad}^2 = 1/\text{rad}]$.

Zdvihové závislosti představují základ každého výpočetního systému, který se zabývá kinematikou a dynamikou vačkových mechanismů. VÚTS pro standardní výpočty kinematické analýzy a syntézy používá katalog zdvihových závislostí v jednotkových tvarech. Příklad zdvihových závislostí typu 01 uvádí Obr. 3.1. Pro výpočty kinematické analýzy a syntézy, rovněž pak pro numerické metody řešení modelů dynamických soustav vačkových mechanismů s poddajnými členy je třeba průběhů 1. a 2. derivace zdvihových závislostí.



Obr. 3.1 Katalog jednotkových zdvihových závislostí VÚTS (software KIN VÚTS)

Jednotkovými zdvihovými závislostmi se ve výpočetních systémech osazují úseky pohybových intervalů zdvihové závislosti pracovního členu vačkového mechanismu. Obr. 3.2 ilustrativně znázorňuje pracovní zdvihovou závislost složenou z harmonické (HARM-UU) a polynomické (POLY5) jednotkové zdvihové závislosti. Jednotky nezávislé proměnné (osa X) jsou $[\circ]$, jednotky *zdvihu* (zelená) jsou $[\circ]$, jednotky *1. derivace* (modrá) jsou $[\text{rad}/\text{rad} = 1]$, jednotky *2. derivace* (červená) jsou $[\text{rad}/\text{rad}^2 = 1/\text{rad}]$.



Obr. 3.2 Zdvihová závislost pracovního členu vačkového mechanismu (software KIN VÚTS)

Často je v literatuře uváděn i průběh 3. derivace jednotkových zdvihových závislostí se součinem 1. a 2. derivace, jak uvádí Obr. 3.3, který vychází z literatury [22]. Význam 3. derivace a součinu 1. a 2. derivace bude vysvětlen v dalším textu.

Bewegungsgesetz	Normierte Übertragungsfunktion	$f'(z)$	$f''(z)$	$f'''(z)$	$f'(z) \cdot f''(z)$
Beschleunigungs- optimale geneigte Sinuslinie $\alpha = +0,134$	$f(z) = z - \frac{1}{2\pi} \sin(2\pi z)$ $g(z) = z - \frac{0,134}{2\pi} \sin(2\pi z)$				
Momenten- optimale geneigte Sinuslinie $\alpha = +0,41$	$f(z) = z - \frac{1}{2\pi} \sin(2\pi z)$ $g(z) = z - \frac{0,41}{2\pi} \sin(2\pi z)$				
Sinoide von Gutman	$f(z) = z - \frac{15}{32\pi} \sin(2\pi z) - \frac{1}{96\pi} \sin(6\pi z)$				
Modifiziertes Beschleunigungstrapez	$z = 0 \dots \frac{1}{8}: f_1(z) = \frac{1}{2+\pi} \left[2z - \frac{1}{2\pi} \sin(4\pi z) \right]$ $z = \frac{1}{8} \dots \frac{3}{8}: f_2(z) = \frac{1}{2+\pi} \left[-\frac{1}{2\pi} + 2z + 4\pi \left(z - \frac{1}{8} \right)^2 \right]$ $z = \frac{3}{8} \dots 0,5: f_3(z) = \frac{1}{2+\pi} \left[-\frac{\pi}{2} + 2(1+\pi)z - \frac{1}{2\pi} \sin(4\pi z - \pi) \right]$ $z = 0,5 \dots 1: f(z) = 1 - f(1-z)$				
Modifizierte Sinoide	$z = 0 \dots \frac{1}{8}: f_1(z) = \frac{1}{4+\pi} \left[\pi z - \frac{1}{4} \sin(4\pi z) \right]$ $z = \frac{1}{8} \dots \frac{7}{8}: f_2(z) = \frac{1}{4+\pi} \left[2+\pi z - \frac{9}{4} \sin\left(\frac{4\pi}{3}z + \frac{\pi}{3}\right) \right]$ $z = \frac{7}{8} \dots 1: f_3(z) = \frac{1}{4+\pi} \left[4+\pi z - \frac{1}{4} \sin(4\pi z) \right]$				

Obr. 3.3 Katalog jednotkových zdvihových závislostí podle VDI 2143 (Německo), lit. [22]

3.2. Pohybová funkce

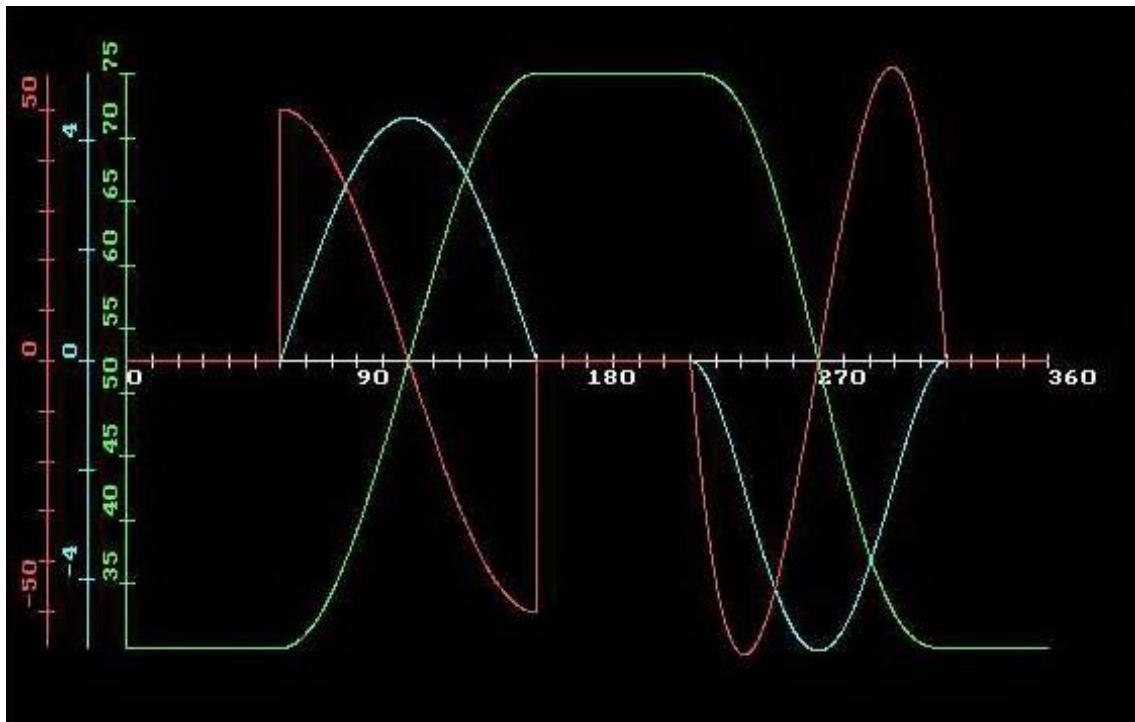
Obecně funkci, která přiřazuje času polohovou veličinu určitého členu kinematického řetězce (složeného vačkového mechanismu), nazveme *pohybovou funkcí*.

V případě základního vačkového mechanismu radiální vačky s vahadlem a kladkou označíme *pohybovou funkcí* polohu vahadla (ν [°]) v závislosti na čase.

V případě elektronické vačky s rotačním servomotorem pojmenujeme *pohybovou funkcí* (teoretickou a skutečnou) polohu (natočení) hřídele servomotoru (*Slave*) na čase.

Příslušné *derivace* (1. a 2.) jsou pak *rychlost* [rad/s] a *zrychlení* [rad/s²].

Obr. 3.4 zachycuje *pohybovou funkci* na základě *zdvihové závislosti* podle Obr. 3.2 v případě, že otáčky vačky, resp. virtuálního hřídele, budou 60 s⁻¹. Výsledek představuje jedno z řešení kinematické analýzy a syntézy výpočetního systému KIN (VÚTS) pro základní vačkový mechanismus s radiální vačkou a vahadlem (délka rámu $a = 100$ mm, délka vahadla $b = 80$ mm, ν je v intervalu 30° až 75°).



Obr. 3.4 Pohybová funkce pracovního členu vačkového mechanismu (software KIN VÚTS)

Poznámka (částečně zdroj Wikipedie):

V kapitole 3.1 se nachází zmínka o 3. derivaci *zdvihové závislosti*, kterou najdeme (graficky a číselně) zvláště v německé literatuře. Často bývá 3. derivace *pohybové funkce* podle času nazývána – *ryv*, podle anglického slova *jerk* (*cukat, trhat sebou*). *Ryv* představuje vektorovou fyzikální veličinu charakterizující pohyb, *popisuje časovou změnu zrychlení*. V základních jednotkách SI má rozměr [m/s³]. V praxi se často používá i jednotka [g/s], kde g je

normální tíhové zrychlení. Tato jednotka se používá v lékařství a fyziologii člověka v souvislosti s některými typy poranění nebo rázy v dopravních prostředcích. V těchto disciplínách je výhodnější popisovat silový účinek pomocí ryvu než prostřednictvím zrychlení. Za kritickou hranici se obvykle považuje 1000 g/s, kdy měkké tkáně přestávají být schopné absorbovat mechanické rázy. Lidský rovnovážný orgán ve vnitřním uchu vnímá kromě zrychlení i rvy. Proto má význam při návrhu kinematické pohody v dopravních prostředcích nebo naopak nepohody při návrhu horských drah. Na rozdíl od jiných fyzikálních veličin charakterizujících pohyb není rvy obecně používaný výraz.

V oblasti obráběcích strojů CNC se výše uvedená veličina uvádí. Představuje jeden z parametrů charakterizující možnosti pohonů. Pohyb nástroje omezuje maximální poloha, rychlost, zrychlení a rvy.

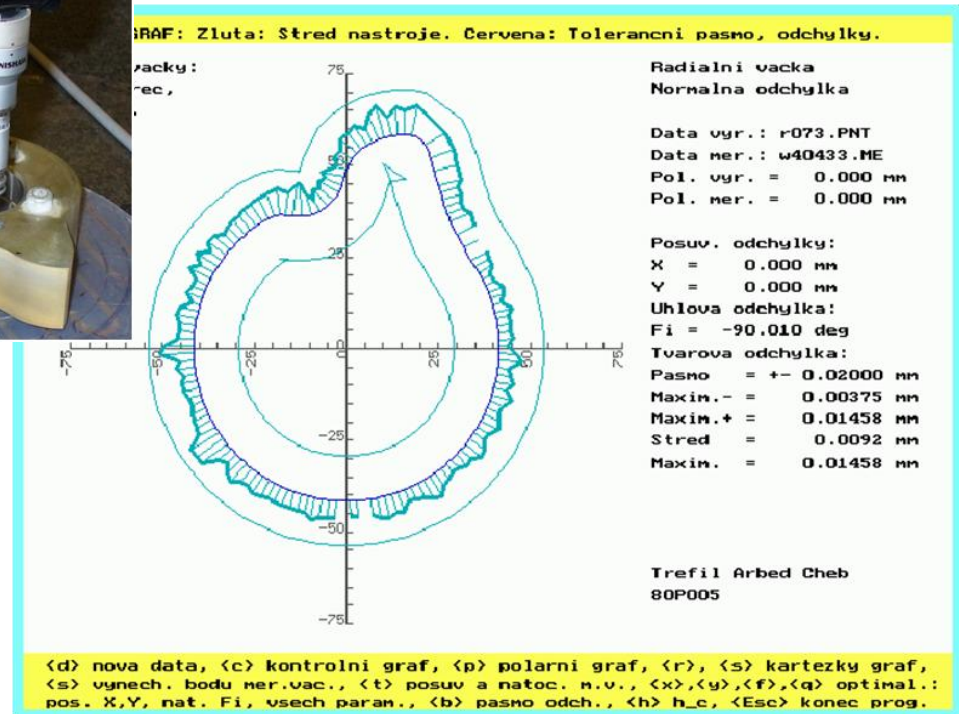
V oblasti technické mechaniky není používání veličiny obvyklé. Mluvíme spíše o spojitosti vyšších derivací zdvihových závislostí.

3.3. Polohová přesnost

Polohovou přesnost pracovních členů vačkových mechanismů budeme rozdílně definovat pro klasické a elektronické vačkové mechanismy. U klasických vaček se jedná o *geometrickou přesnost činné plochy vačky (kontury)*, u elektronických vaček jde o *polohovou přesnost, resp. polohovou chybu pohybové funkce*.

3.3.1. Geometrická přesnost činné plochy klasické vačky

Předpokládáme trojčlenný základní vačkový mechanismus s radiální vačkou a dokonale tuhými členy. Toto zjednodušení lze odůvodnit tím, že vliv poddajného vahadla s kladkou není na pracovní technologickou funkci ve většině případů významný. Zde jde především o geometrickou přesnost kontury vačky. Ta se projeví podstatně u dvojvačkových mechanismů. Zkušenosti z konstrukce rychloběžných dvojvačkových mechanismů určují, že geometrická přesnost kontury by neměla přesáhnout pásmo 0,03 mm. U *krokových dvojvačkových mechanismů s radiálními vačkami*, jejichž výpočet je předmětem dizertace, by toto pásmo mělo být v hodnotách 0,01 mm. Toho lze dosáhnout i s realizací odlehčení kontur pouze technologií elektroerozivního obrábění. Tímto způsobem se vyrábějí vačky ve VÚTS. Kontrolují se na souřadnicovém měřicím stroji (*Wenzel*) a protokol ilustrativně uvádí Obr. 3.5.



Obr. 3.5 Měření a vyhodnocení kontury radiální krokové dvojvačky ve VÚTS

Geometrická přesnost ostatních členů základního krokového dvojvačkového mechanismu je samozřejmě rovněž důležitá. Obecně se vyžaduje řádově přesnější tolerance na úhel vahadel (úhel spojnic os rotace kladek s osou rotace karuselu) než na délku vahadel. Rovněž vysoký požadavek na přesnost je kladen i na osovou vzdálenost rotace vačky a rotace karuselu. Osovou vzdálenost lze konstrukčně vyřešit excentrickým uložením jedné z rotačních os, což umožňuje následné seřízení. Výroba karuselu pak vyžaduje zvýšenou pozornost, ale lze ji uskutečnit a dosáhnout požadované přesnosti (kontura vačky, rolny).

Z uvedeného popisu vyplývá, že při dodržení výrobních tolerancí není klasický vačkový mechanismus citlivý na polohovou přesnost v časovém intervalu životnosti činné plochy vačky a rolny. Životnost potom závisí na průběhu dovoleného kontaktního namáhání (Hertzův tlak) mezi konturou vačky a rolnou. Klasický vačkový mechanismus umožňuje značné silové přetížení (vnější síly a dynamika setrvačných hmot) za cenu zkrácené životnosti.

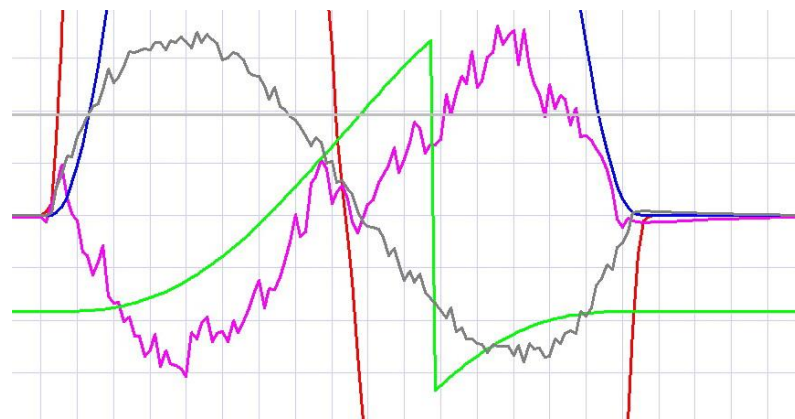
3.3.2. Polohová přesnost pohybové funkce elektronické vačky

S odkazem na odstavec 3.1 a 3.2 lze definovat:

Zdvihová závislost (0., 1. a 2. derivace) elektronické vačky transformované úhlovou rychlostí a zrychlením virtuálního hřídele do závislosti na čase představuje *teoretickou*

pohybovou funkci. Rozdíl polohy mezi požadovanou *teoretickou pohybovou funkcí* a *skutečnou pohybovou funkcí* je *polohová přesnost pohybové funkce elektronické vačky (PERR)*. Jeden z cílů aplikací elektronických vaček představuje dosažení minimálních hodnot PERR.

Protože v servomotoru je principiálně přítomna poddajná elektromagnetická vazba mezi statorem a rotorem, kterou lze ovlivnit elektronickou regulací pohonu, má řešení polohové chyby *PERR* v aplikacích elektronických vaček zásadní význam. Jak ukazuje ilustrativní Obr. 3.6, kde *PERR* (fialová) svým charakterem odpovídá zrcadlovému obrazu hnacího momentu (šedivá). Průběh funkce *PERR* je funkcí mnoha parametrů elektronické regulace pohonu a režimů řízení, které netvoří předmět dizertace (viz literatura [6]).



Obr. 3.6 Záznam PERR pohybové funkce elektronické vačky (dynamický stand VÚTS) [6]

Při aplikaci elektronické vačky je nutné vždy provádět *kinetostatické dimenzování* servomotoru, které vyhodnocuje *maximální okamžité otáčky (Slave)*, *maximální zrychlující moment* hřídele servomotoru, resp. rotoru. Z něho se pak stanoví *efektivní kroutící moment (EKM)*, který reprezentuje proudovou zátěž. Parametry maximálního okamžitého zrychlujícího momentu rotoru a jeho efektivní hodnota představují s hodnotou okamžitých maximálních otáček katalogové parametry výrobce servomotorů a je nutné se jimi řídit. Tyto tři důležité veličiny vyplývají z *teoretické pohybové funkce* rotoru servomotoru.

Zatímco důsledky poddimenzovaného mechanismu s klasickou vačkou se projeví sníženou životností jeho konstrukčních elementů, špatně dimenzovaný mechanismus s elektronickou vačkou nepracuje, resp. může dosahovat kolizních stavů. Obr. 3.7abc zachycuje stav, kdy dynamika pohonu přesáhla katalogové hodnoty maximálního zrychlujícího momentu servomotoru (testováno na dynamickém standu VÚTS, software MPE720). Hodnoty hnacího zrychlujícího momentu jsou omezeny a postupně se mění na úseky s parabolickou pohybovou funkcí.

a) Mezní otáčky 51 [1/s]

osa Y: **PERR** <-400;400> [tis. °]

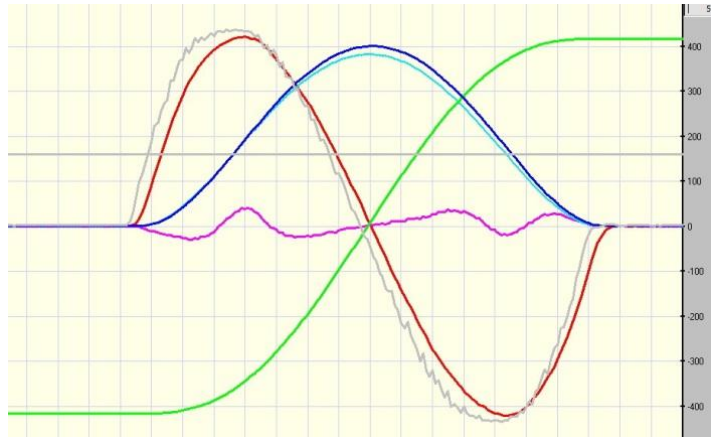
Zdvih

Rychlost

Zrychlení

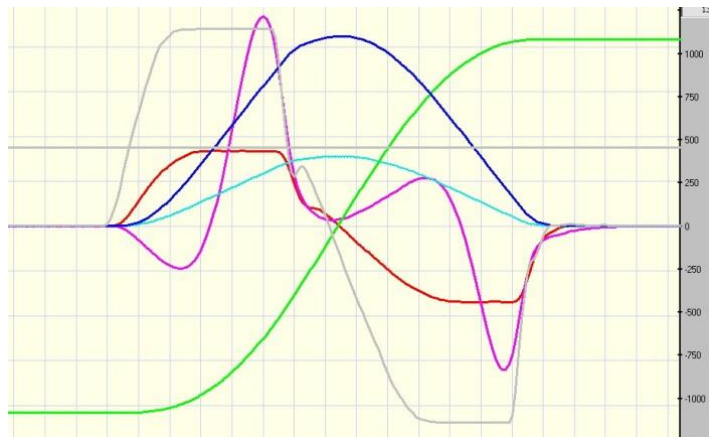
Moment

PERR



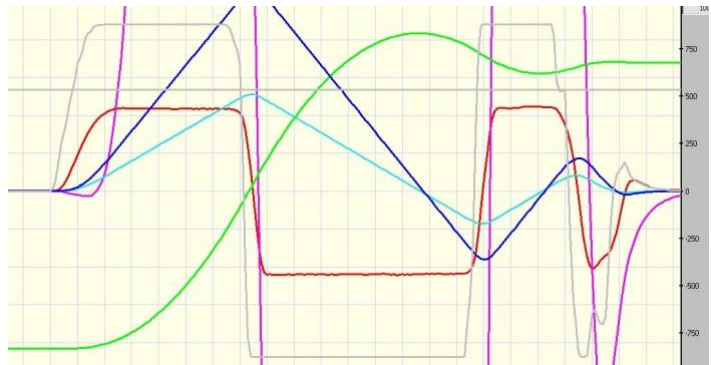
b) Otáčky 54 [1/s]

osa Y: **PERR** <-1000;1000> [tis. °]



c) Otáčky 58 [1/s]

osa Y: **PERR** <-750;750> [tis. °]



Obr. 3.7 Realizace polynomické (5. stupně) zdvihové závislosti [6]

Na závěr kapitoly lze konstatovat, že *polohová chyba PERR pohybové funkce* elektronické vačky souvisí s velikostí *hnacího zrychlujícího momentu* servomotoru.

Dále je ovšem nutno rozlišovat mezi termíny *hnací zrychlující moment na hřídeli servomotoru* elektronické vačky a *hnací zrychlující moment servomotoru* elektronické vačky.

Hnací zrychlující moment na hřídeli servomotoru je využitelný hnací moment k pohonu hnané části mechanismu od hřídele serva k pracovnímu členu.

Hnací zrychlující moment servomotoru je pak využitelný moment vyvozený elektromagnetickou vazbou na rotor serva. Jeho maximální využitelná hodnota na hřídeli serva je například v momentovém režimu při konstantních (i nulových) otáčkách rotoru. Jeho minimální

využitelná hodnota (až nulová) potom v režimu elektronické vačky, kdy dynamický (setrvačný) moment rotoru dosahuje stejné hodnoty, tzn. servomotor je zatížen „sám sebou“.

3.4. Klasifikace zdvihových závislostí

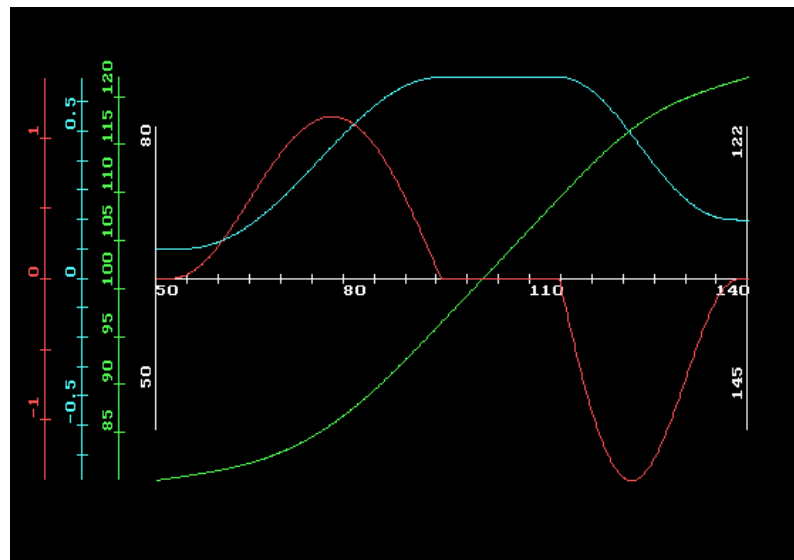
Zdvižové závislosti lze rozdělit podle dvou základních kritérií – tvaru pohybového intervalu a symetrie. Na základě tvaru pohybového intervalu (který je v názvu zvýrazněn pomocí podtržení) lze vyčlenit tři skupiny [9]:

Typ (**0**, **0**, **1**, **1**) – Zdvižové závislosti tohoto typu předepisují pohyb pracovního členu vačkového mechanismu mezi dvěma klidovými polohami. Obvykle bývá zdvižová závislost dána analytickým vztahem, který je symetrický vzhledem ke středu pohybového intervalu. Obecně tomu však být nemusí. Některé analytické předpisy pro zdvižové závislosti disponují dalšími parametry, které mají vliv na symetrii.

Lze také využít úpravu dle normy VDI 2143 [21], a modifikovat tak dále tvar zdvižové závislosti následujícími parametry:

- parametr C (vkládá úsek s lineárním pohybem, kruhový oblouk na kontuře radiální vačky)
- parametr λ (vytváří nesymetrii vzhledem ke středu pohybového intervalu)
- **1. derivace** okrajových podmínek (napojení na jiné úseky než klidové)

Ilustrativní Obr. 3.8: zdvižová závislost exponenciální s parametry 4 a 0,5; $C = 0,8$; $\lambda = 0,6$; okrajové podmínky 1. derivace je 0,1 (vlevo) a 0,2 (vpravo).



Obr. 3.8 Zdvižová závislost modifikovaná podle VDI 2143 (software KIN VÚTS)

Z hlediska krokových vačkových mechanismů jsou významnější symetrické zdvižové závislosti, protože výsledný vačkový mechanismus se skládá ze dvou stejných vaček (ve složeném mechanismu jsou vačky zrcadlově otočeny), které lze vyrábět najednou, a dosáhnout tak vyšší přesnosti. Pro jednotkové zdvižové závislosti se podle [9] intervaly u obou os pohybují v rozsahu $\langle -0,5; 0,5 \rangle$, viz Obr. 3.1.

Typ **(0, 0, 1, 0, 0)** – Pohybový interval těchto zdvihových závislostí začíná rovněž v klidovém intervalu, následuje přesun do maximálního zdvihu a návrat do původní klidové polohy. Stejně tak jako u předešlého typu lze zdvihové závislosti dále dělit na symetrické a nesymetrické. Drobný rozdíl v jejich interpretaci je v podobě jednotkové zdvihové závislosti, kde se interval nezávislé proměnné pohybuje v rozsahu $\langle -1; 1 \rangle$.

Typ **(1, 0, 1, 0, 1)** – Již ze samotného značení je patrné, že tyto zdvihové závislosti nemají v rámci jedné otáčky žádný klidový interval. Z pohledu návrhového softwaru pro tvorbu zdvihových závislostí, který umožňuje k jednotkovým zdvihovým závislostem přiřadit libovolný zdvih i délku, se tak jedná pouze o formální odlišnost od předchozí skupiny.

3.5. Dynamické vlastnosti zdvihových závislostí

Návrh zdvihových závislostí s ohledem na jejich dynamické vlastnosti, zvláště u rychloběžných mechanismů a mechanismů s poddajnými členy, představuje jednu z nejdůležitějších činností při stanovování koncepce pohonu pracovního členu mechanismu výrobního stroje.

Dynamické vlastnosti zdvihových závislostí jsou u *základního vačkového mechanismu radiální vačky s vahadlem a kladkou* posuzovány v souvislosti s dynamickým modelem s tuhými členy, resp. na základě *kinetostatického řešení*.

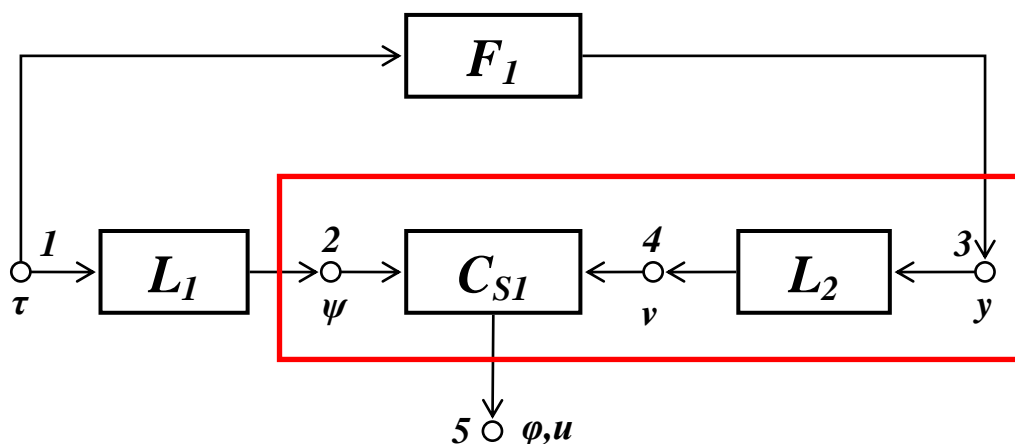
Dynamické vlastnosti zdvihových závislostí u *mechanizmů s elektronickou vačkou* s rotačním servomotorem a *poddajnými členy* se posuzují s ohledem na velikost amplitud *reziduálních kmitů* v oblasti klidu pohybové funkce pracovního členu mechanismu, zvláště u neperiodických (krokových) zdvihových závislostí.

S ohledem na důležitost dynamických zákonitostí základního vačkového mechanismu radiální vačky s vahadlem a kladkou a související dynamiku elektronické vačky s rotačním servomotorem bude pro tento případ odvozena pohybová rovnice mechanismu s tuhými členy metodou redukce [8]. Výsledky jsou pak významné pro návrh rychloběžných krokových mechanismů s radiálními vačkami, které představují předmět části dizertační práce. Jde především o návrh nesymetrické počáteční polohy karuselu, jejíž výhodnost v jistých aplikacích dokazují příkladné výsledky následující kinetostatické analýzy radiální vačky s vahadlem a kladkou v odstavci 3.5.1.

3.5.1. Kinetostická analýza základního vačkového mechanismu radiální vačky s vahadlem a kladkou

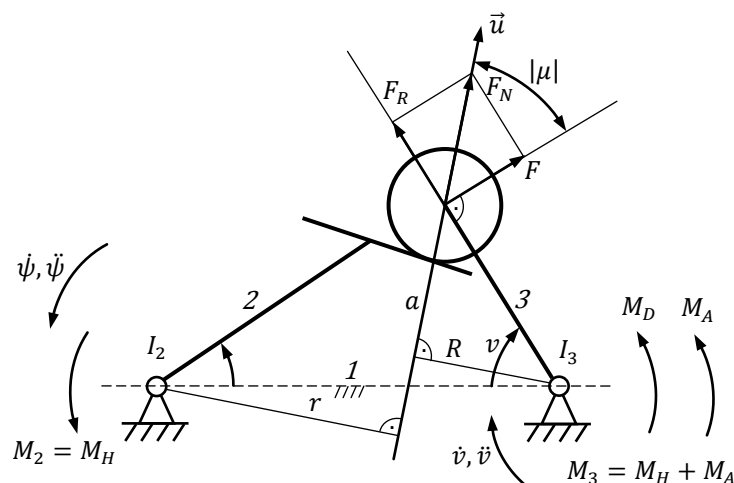
Vydeme z Obr. 3.9, který blokově zobrazuje úlohu kinematické syntézy obecně základního vačkového mechanismu. Lineární vazba $L_1 (\psi = k_1 + k_2 * \tau)$ představuje na základě parametrů $k_{1,2}$ smysl rotace vačky a počáteční natočení. Funkční blok $F_1 [y=y(\tau)]$ reprezentuje zdvihovou závislost v pohybovém intervalu 0° až 360° , lineární vazba $L_2 (v = m_1 + m_2 * y)$

znázorňuje transformaci (posunutí/natočení a měřítko) pracovního členu a blok syntézy C_{S1} (základní vačkový mechanismus) na základě vstupů ψ a v řeší teoretický profil (dráha středu rolny) φ a u činné plochy vačky. Červený rámeček ohraničuje následující kinetostatickou analýzu v případě, že $k_1=0$, $k_2=1$, $m_1=0$, $m_2=1$ (zdvihová závislost, resp. blok F_1 je přímo poloha výstupního členu základního vačkového mechanismu).



Obr. 3.9 Výpočetní schéma kinematické syntézy a kinetostatické analýzy

Obr. 3.10 schematicky znázorňuje základní (trojčlenný) vačkový mechanismus s vahadlem a kladkou. Budou odvozeny základní kinetostatické vztahy a názorně zobrazen rozklad pracovních a vazbových (nepracovní složky) sil, které slouží k stanovení průběhu kontaktního namáhání mezi rolnou a činnou plochou vačky (Hertzův tlak). V práci [30] je pro tento případ řešen obecný model *klasického mechanismu s nekonztantním převodem* s jedním stupněm volnosti metodou redukce. Redukční metoda, která vyplývá z rovnosti *kinetických energií* před redukcí a po ní, a podobně redukovaný moment vyplývající z rovnosti *elementárních prací*, resp. *výkonů* pracovních sil před redukcí a po ní, názorně demonstrují, že *hmotnostní veličiny* se redukují v poměru **druhých** a *silové veličiny* v poměru **prvých** mocnin 1. derivace převodové funkce, resp. 1. derivace zdvihové závislosti. Poznatek hraje důležitou roli především při kinetostatickém návrhu servomotoru elektronické vačky, kdy mezi pracovním členem a servomotorem je obvykle zařazen konstantní převod. Pak se hmotnostní a silové parametry redukují v příslušných mocninách konstantního převodu.



$$\psi = f(t)$$

$$v = v(\psi)$$

$$\dot{v} = v'(\psi) \cdot \dot{\psi}$$

$$\ddot{v} = v''(\psi) \cdot \dot{\psi}^2 + v'(\psi) \cdot \ddot{\psi}$$

Obr. 3.10 Schéma základního trojčlenného vačkového mechanismu radiální vačky s vahadlem a kladkou

Podle [30] a veličin dle Obr. 3.10 provedeme redukci na rotační pohyb vačky.

$$I_{Red} \ddot{\psi} + \frac{1}{2} \frac{dI_{Red}}{d\psi} \dot{\psi}^2 = M_{Red} \quad (3.1)$$

Celková kinetická energie mechanismu a tedy i redukovaného mechanismu je

$$E_k = \frac{1}{2} I_2 \dot{\psi}^2 + \frac{1}{2} I_3 \dot{v}^2 = \frac{1}{2} \dot{\psi}^2 (I_2 + I_3 v'(\psi)^2) = \frac{1}{2} I_{Red} \dot{\psi}^2$$

odkud lze vyjádřit redukovaný moment setrvačnosti

$$I_{Red} = I_2 + I_3 v'(\psi)^2. \quad (3.2)$$

Výkon mechanismu, jakož i výkon redukovaného momentu, je

$$P = M_H \dot{\psi} - M_A \dot{v} = M_H \dot{\psi} + M_A v'(\psi) \dot{\psi} = M_{Red} \dot{\psi}$$

odkud lze vyjádřit redukovaný moment

$$M_{Red} = M_H + M_A v'(\psi). \quad (3.3)$$

Vzhledem k tomu, že zdvihová závislost vytváří nekonstantní převod, je třeba vyjádřit derivaci redukované momentu (3.2) podle natočení vačky.

$$\frac{dI_{Red}}{d\psi} = 2I_3 v'(\psi) v''(\psi) \quad (3.4)$$

Po dosazení redukovaných veličin (3.2), (3.3) a (3.4) do vztahu (3.1) získáme pohybovou rovnici.

$$[I_2 + I_3 v'^2(\psi)] \ddot{\psi} + I_3 v'(\psi) v''(\psi) \dot{\psi}^2 = M_H + M_A v'(\psi) \quad (3.5)$$

Po přepsání (3.5) do tvaru

$$I_2 \ddot{\psi} + I_3 v'(\psi) [v'(\psi) \ddot{\psi} + v''(\psi) \dot{\psi}^2] - M_A v'(\psi) = M_H \quad (3.6)$$

a dosazením za $\ddot{v} = v'(\psi) \ddot{\psi} + v''(\psi) \dot{\psi}^2$ dostáváme

$$I_2 \ddot{\psi} + (I_3 \ddot{v} - M_A) v'(\psi) = M_H. \quad (3.7)$$

Je-li $\dot{\psi} = \omega = konst$ a $M_D = I_3 \ddot{v}$ hnací zrychlující moment na výstupu, pak hnací zrychlující (krouticí) moment na vstupu je

$$M_H = (I_3 \ddot{v} - M_A) v'(\psi) = (M_D - M_A) v'(\psi) \quad (3.8)$$

a pro $M_A = 0$ při pouhém působení setrvačných sil je

$$M_H = I_3 \ddot{v} v'(\psi) = I_3 \omega^2 v'(\psi) v''(\psi) = M_D v'(\psi). \quad (3.9)$$

Funkční charakter hnacího momentu M_H je určen součinem první a druhé derivace $v'(\psi) v''(\psi)$ zdvihové závislosti. V literatuře popisující zdvihové závislosti se často tato funkce součinu uvádí a tabeluje pro svojí vypovídající schopnost vzhledem k požadovanému hnacímu momentu dané, resp. realizované zdvihové závislosti.

Vztahy (3.8) a (3.9) popisují základní rozdíl mezi *klasickou* a *elektronickou* vačkou. Při stejné pohybové funkci pracovního členu je požadovaný hnací moment M_H *klasické* vačky na vstupu (ψ, I_2) daný vztahy (3.8) a (3.9). Požadovaný hnací moment *elektronické* vačky je hnací zrychlující moment M_D na výstupu (v, I_3) velikosti $M_{Hel} = M_D = I_3 \ddot{v}$. Pro $\dot{\psi} = konst$, resp. $\ddot{\psi} = konst$ a $M_A = 0$ (což je většina technických rychloběžných aplikací) platí

$$M_H = (M_{Hel} - M_A) v'(\psi), \text{ resp. } M_H = M_{Hel} v'(\psi). \quad (3.10)$$

Praktický dopad je zřejmý. Při stejné pohybové funkci pracovního členu v aplikaci *klasické* a *elektronické* vačky dosahuje hnací moment *klasické* vačky menších hodnot při stejném okamžitém výkonu obou vačkových systémů. Ke zrychlujícímu momentu na hřídeli servomotoru *elektronické* vačky, který požaduje konkrétní aplikace, je ještě nutno přičíst zrychlující moment, který rovněž vyžaduje dynamika setrvačných sil rotoru servomotoru.

Podle příkladné zdvihové závislosti pracovního periodického pohybu dle Obr. 3.2 bude hnací zrychlující moment na vačkové hřídeli v celém intervalu menší než dynamický moment na výstupu (hnací moment servomotoru elektronické vačky), protože 1. derivace je v celém pohybovém intervalu menší než 1. Z výše uvedeného vyplývá výhoda tabelovaných hodnot jednotkových zdvihových závislostí s hodnotami součinu 1. a 2. derivace, jak je ukázáno na Obr. 3.3. Podle těchto informací lze jednoduše a rychle zvolit příslušnou zdvihovou závislost pro konkrétní požadavky aplikace. Obrázek znázorňuje parametrickou zdvihovou závislost *geneigte Sinuslinie* (nakloněná sinusoida) podle VDI 2143 [21] s parametrem $\kappa = 0,134$ pro *minimální hodnotu 2. derivace* a s parametrem $\kappa = 0,41$ pro *minimální hodnotu hnacího zrychlujícího momentu* na vačkovém hřídeli.

Obr. 3.10 lze použít i pro jednoduchý druhý způsob odvození vztahů (3.8) na základě *principu virtuálních prací* [8]. Tato zákonitost představuje jeden z výchozích principů analytické mechaniky. V dynamice jej lze použít, zavedeme-li podle d'Alembertova principu setrvačné

síly pro jednotlivá tělesa soustavy. Pohybové rovnice se pak sestavují na základě „dynamické rovnováhy“ mezi vnějšími a setrvačnými silami. Používají se metody statiky a mluvíme o *kinetostatickém výpočtu*. Tímto způsobem je na Obr. 3.10 zavedena dynamická síla M_D .

Princip *virtuálních prací* pro soustavu těles podle Obr. 3.10 je

$$M_2 \delta\psi - M_3 \delta v = 0 \quad (3.11)$$

$$M_2 = M_3 [\delta v(\psi) / \delta\psi]$$

$$M_2 = M_3 v'(\psi). \quad (3.12)$$

Pro $M_A = 0$ platí

$$M_2 \equiv M_H = M_D v'(\psi)$$

a dále pro $\dot{\psi} = \omega = konst$ a po dosazení $M_D = I_3 \ddot{v}$ a $\ddot{v} = v''(\psi)\omega^2$ dostáváme

$$M_H = I_3 \omega^2 v'(\psi) v''(\psi) \quad (3.13)$$

Rovnice (3.13) se shoduje s rovnicí (3.9) a lze jí popsat většinu technických aplikací při zanedbaném řešení rozběhu (konstantní rotace vačkové hřídele).

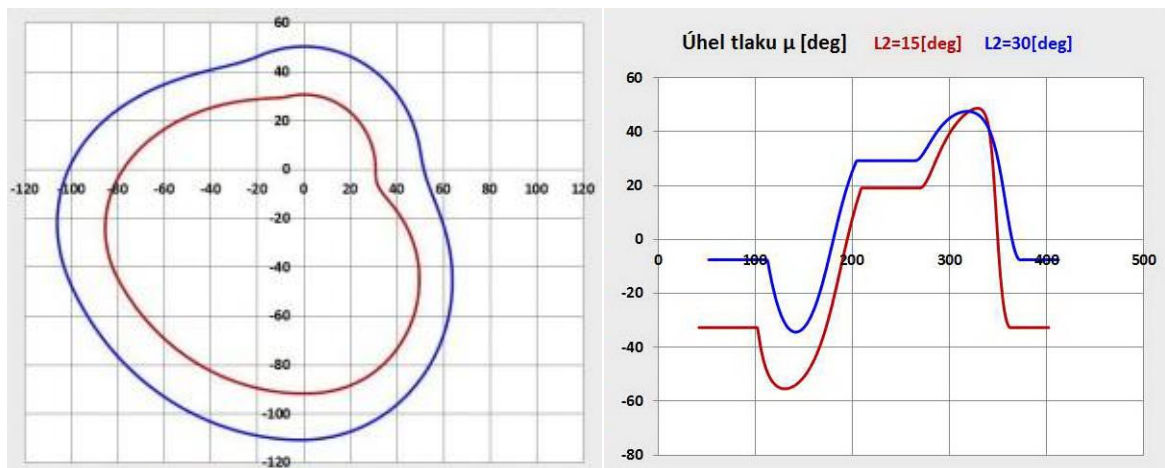
Poznámka:

Rozklad sil podle Obr. 3.10 dává názornou představu o chování základního vačkového mechanismu radiální vačky s vahadlem a kladkou. Rovnovážný stav mechanismu udržují vnější momenty M_H a M_D (při virtuálním natočení konají práci). Normálová síla F_N mezi rolnou a činnou plochou vačky se rozkládá na pracovní sílu F a vazbovou F_R (nepracovní složka). Normálová síla F_N na ramenech R a r se uplatní v momentové rovnováze na uvolněných členech mechanismu. Normálová síla F_N se uplatňuje v kontaktním namáhání činné plochy vačky, resp. kontury vačky.

Dynamické vlastnosti zdvihových závislostí se u základního vačkového mechanismu radiální vačky s vahadlem a kladkou posuzují v souvislosti s dynamickým modelem s tuhými členy, resp. na základě kinetostatického řešení provedeného v odstavci 3.5.1. Definovaná zdvihová závislost a velikost setrvačných sil a zátěže určují velikost normálové síly F_N . Podle [9] jsou definovány základní geometrické veličiny teoretického profilu radiální vačky s vahadlem a kladkou podle Obr. 3.11. Jde o *úhel normály* (ν), *úhel tlaku* (μ) a *poloměr křivosti* (ρ).

Z uvedeného textu vyplývá, že především *hnací zrychlující moment* na vačkovém hříde-li *nezávisí* na geometrii základního vačkového mechanismu radiální vačky s vahadlem a kladkou, tedy na *délce rámu* (a), *délce vahadla* (b) a na velikosti *lineární vazby* L_2 podle Obr. 3.9. Tato geometrie ovlivňuje pouze velikost Hertzova tlaku, resp. velikost parametrů *úhlu normály* (ν), *úhlu tlaku* (μ) a *poloměru křivosti* (ρ), tedy životnosti členů mechanismu.

Dále jsou uvedeny dva příklady pro stejnou geometrii členů základního vačkového mechanismu radiální vačky s vahadlem a kladkou a stejnou zdvihovou závislost vahadla.



Obr. 3.12 Teoretický profil a průběh úhlu tlaku (μ)

Teoretický profil radiální vačky (dráha středu rolny) představuje výsledek úlohy syntézy podle Obr. 3.9 se zdvihovou závislostí vahadla vačky podle Obr. 3.2. Délka rámu činí $a = 100$ mm, délka vahadla $b = 80$ mm. Lineární vazba L_2 je podle Obr. 3.9 pro **červené průběhy** $L_2 = 15^\circ$ a pro **modré průběhy** $L_2 = 30^\circ$. Vliv jednotlivých parametrů s volbou zdvihové závislosti na průběh Hertzova tlaku je zřejmý. *Právě toto je otázka volby nesymetrické polohy karuselu krokového mechanismu s radiálními vačkami*, jehož výpočet obsahují další kapitoly dizertace.

Na závěr kapitoly jsou uvedeny základní kinematické vztahy s jednotkami pro *obecný trojčlenný základní vačkový mechanismus s vahadlem a posuvným zvedákem* podle výpočetního schématu na Obr. 3.9 a Obr. 3.10 (doplněno s indexy podle členů mechanismu) tak, jak jsou implementovány v softwarových nástrojích KINz2 a KINy2KV pro konstantní rotaci vačkové hřídele. Lineární vazba L_1 ($\psi = k_1 + k_2 * \tau$) a lineární vazba L_2 ($v = m_1 + m_2 * y$) v případě, že $k_1=0$, $k_2=1$, $m_1=0$, $m_2=1$ (zdvihová závislost, resp. blok F_1 je přímo poloha výstupního členu základního vačkového mechanismu). Pak $\psi = \tau$ a $v = y$.

τ [°] ... nezávislé natočení vačky (nebo virtuální osy)

Ω_2 [rad/s] ... konstantní úhlová rychlost vačkového (nebo virtuálního hřídele)

y [°] nebo [mm] ... poloha výstupního (pracovního) členu

Vahadlo [°]

Natočení vačky ... τ [°]

0. derivace (zdvih) ... y [°]

1. derivace ... y' [rad/rad], resp. [1]

2. derivace ... y'' [rad/rad²], resp. [1/rad]

a) Okamžitá **úhlová rychlost** na výstupu:

$$\omega_3 = \frac{dy}{dt} = y' \cdot \Omega_2 \dots \text{jednotky } \omega_3 \text{ [rad/s], resp. [1/s]}$$

b) Okamžité **úhlové zrychlení** na výstupu:

$$\varepsilon_3 = \frac{d^2y}{dx^2} = y'' \cdot \Omega_2^2 \dots \text{jednotky } \varepsilon_3 \text{ [rad/s}^2\text{], resp. [1/s}^2\text{]}$$

c) Okamžitý **zrychlující moment na výstupu, dynamický (setrvačný) moment** má opačné znaménko:

$$M_3 = I_3 \cdot \varepsilon_3 = I_3 \cdot y'' \cdot \Omega_2^2 = -M_{D3}$$

$$\text{jednotky: [N}\cdot\text{m]} = [\text{kg}\cdot\text{m}^2] \cdot [\text{rad/s}^2] = [\text{kg}\cdot\text{m}^2] \cdot [1/\text{rad}] \cdot [\text{rad/s}^2]$$

d) Okamžitý **hnací zrychlující moment na vstupu** (y' ... může se nazývat převod)

$$M_{H2} = I_3 \cdot \varepsilon_3 \cdot y' = I_3 \cdot \Omega_2^2 \cdot y' \cdot y''$$

$$\text{jednotky: [N}\cdot\text{m]} = [\text{kg}\cdot\text{m}^2] \cdot [\text{rad/s}^2] \cdot [1] = [\text{kg}\cdot\text{m}^2] \cdot [\text{rad/s}^2] \cdot [1] \cdot [1/\text{rad}]$$

e) Okamžitý **výkon** (okamžitý výkon na vstupu: člen 2 = okamžitý výkon na výstupu: člen 3)

$$P = M_{H2} \cdot \Omega_2 = M_3 \cdot \omega_3$$

$$\text{jednotky: [W]} = [\text{N}\cdot\text{m}] \cdot [\text{rad/s}] = [\text{N}\cdot\text{m}] \cdot [\text{rad/s}]$$

Zvedák [mm]

Natočení vačky ... τ [°]

0. derivace (zdvih) ... y [mm]

1. derivace ... y' [mm/rad]

2. derivace ... y'' [mm/rad²]

a) Okamžitá **rychlost** na výstupu:

$$v_3 = \frac{dy}{dt} = y' \cdot \Omega_2 \dots \text{jednotky } v_3 \text{ [mm/s]} (\dots \text{výraz} / 10^3 \text{ pro [m/s]})$$

b) Okamžité **zrychlení** na výstupu:

$$a_3 = \frac{d^2y}{dx^2} = y'' \cdot \Omega_2^2 \dots \text{jednotky } a_3 \text{ [mm/s}^2\text{]} (\dots \text{výraz} / 10^3 \text{ pro [m/s}^2\text{]})$$

c) Okamžitá **zrychlující síla na výstupu, dynamická (setrvačná) síla** má opačné znaménko:

$$F_3 = m_3 \cdot a_3 = m_3 \cdot y'' \cdot \Omega_2^2 = -F_{D3}$$

jednotky: $[\mathbf{N}] = [\text{kg}] \cdot [\text{m/s}^2] = [\text{kg}] \cdot [\text{mm/rad}^2] \cdot [\text{rad/s}]^2 / 10^3 = [\mathbf{N}]$ (... při použití y'' [mm/rad²] ... výraz /10³ pro $[\mathbf{N}]$)

d) Okamžitý **hnací zrychlující moment na vstupu** (y' ... může se nazývat převod)

$$M_{H2} = m_3 \cdot a_3 \cdot y' = m_3 \cdot \Omega_2^2 \cdot y' \cdot y''$$

jednotky: $[\mathbf{N} \cdot \mathbf{m}] = [\text{kg}] \cdot [\text{mm/s}^2] \cdot [\text{mm/rad}] = [\text{kg}] \cdot [\text{rad/s}]^2 \cdot [\text{mm/rad}] \cdot [\text{mm/rad}^2] / 10^6$ (... při použití y' [mm/rad] a y'' [mm/rad²] ... výraz /10⁶ pro $[\mathbf{N} \cdot \mathbf{m}]$)

e) Okamžitý **výkon** (okamžitý výkon na vstupu: člen 2 = okamžitý výkon na výstupu: člen 3)

$$P = M_{H2} \cdot \Omega_2 = F_3 \cdot v_3$$

jednotky: $[\mathbf{W}] = [\mathbf{N} \cdot \mathbf{m}] \cdot [\text{rad/s}] = [\mathbf{N}] \cdot [\text{m/s}]$

3.5.2. Elektronické vačkové mechanizmy

Budeme-li uvažovat o mechanismu s elektronickou vačkou s poddajnými členy (viz stand s elektronickou vačkou podle Obr. 2.7 a Obr. 2.8), budeme sledovat dynamické chování, resp. dynamickou odezvu, kde se objeví zpravidla ne zcela zanedbatelné *reziduální kmitání* v klidové části pohybové funkce. Každá zdvihová závislost je kinematickým buzením poddajného mechanického systému (kterým ve skutečnosti každý mechanický systém je), resp. buzením kinematického řetězce mechanismu s poddajnými členy. Amplitudu a frekvenci reziduálních kmitů výrazně ovlivňuje kromě mechanických parametrů systému i volba *zdvihové závislosti*. Navíc v případě realizace pohybové funkce pomocí elektronické vačky se otvírá možnost reziduální kmitů aktivně potlačovat, čímž se bude důkladně zabývat druhá část studie.

Dynamické vlastnosti zdvihových závislostí u mechanismů s elektronickou vačkou s rotačním servomotorem a poddajnými členy jsou tedy posuzovány s ohledem na velikost *amplitud reziduálních kmitů* v oblasti klidu pohybové funkce pracovního členu mechanismu, zvláště u neperiodických (krokových) zdvihových závislostí.

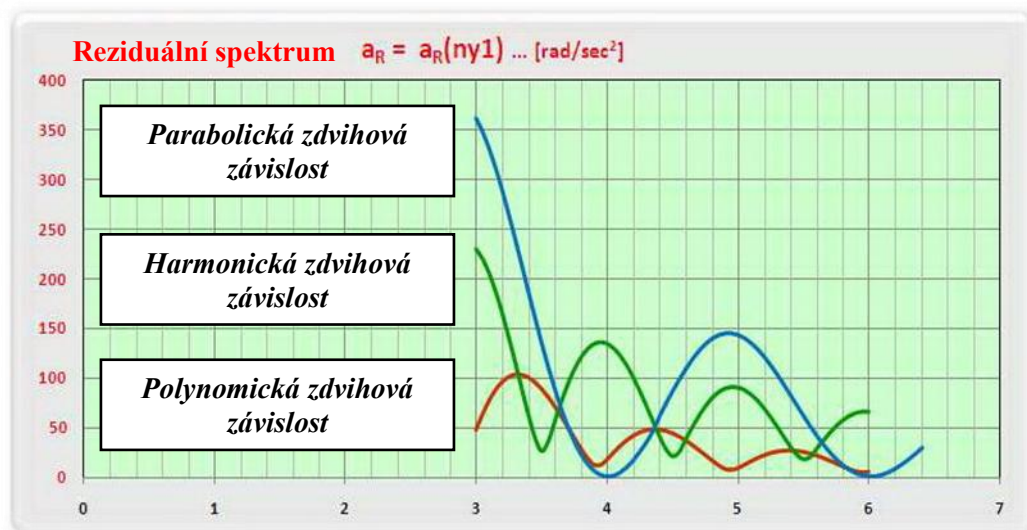
Existuje základní přístup popisu vzniku reziduálních kmitů, který vychází z dynamických vlastností samotných zdvihových závislostí. Jde o tzv. *reziduální spektra* [6], [9], [29]. Přesnost konečné polohy v klidovém intervalu pohybové funkce se posuzuje podle extrémní hodnoty zrychlení pracovního členu, neboť členy vačkového mechanismu jsou v dynamických modelech uvažovány jako poddajné. Kritériem polohové přesnosti je tedy *reziduální spektrum druhé derivace* (a_R) odezvy na kinematické buzení poddajného systému zdvihovou závislostí. Reziduální spektrum specifické pro danou zdvihovou závislost je využito pro stanovení *parametrů (otáčky, úhel zdvihu nebo moment setrvačnosti)*, při kterých dochází k minimalizaci kmitání. Ilustrativní výsledky na Obr. 3.13 podle [29] představují výsledek čistě numerického řešení diskrétního dynamického modelu s poddajnými členy na základě datového souboru zdvihové závislosti (0., 1. a 2. derivace). Grafické vyjádření těchto hodnot v závislosti na v je hledané reziduální spektrum. Relativní vlastní frekvence f vyjadřuje počet kmitů

vykonaných v čase jednoho zdvihu, resp. zrealizovaného úhlu zdvihu (*čas perody* minus *doba klidu*). Souvislost v [1] s otáčkami n [min^{-1}], úhlem zdvihu ϕ [$^\circ$] a momentem setrvačnosti zátěže I_1 [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$] je podle [6]

$$v = \phi f / 6n, \quad f = (1/2\pi) \sqrt{c_1/I_1} \quad (3.16)$$

kde jsou f [Hz] vlastní frekvence, ϕ [$^\circ$] úhel zdvihu, n [1/min] otáčky, c_1 [N·m/rad] konstanta tuhosti a I_1 [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$] moment setrvačnosti.

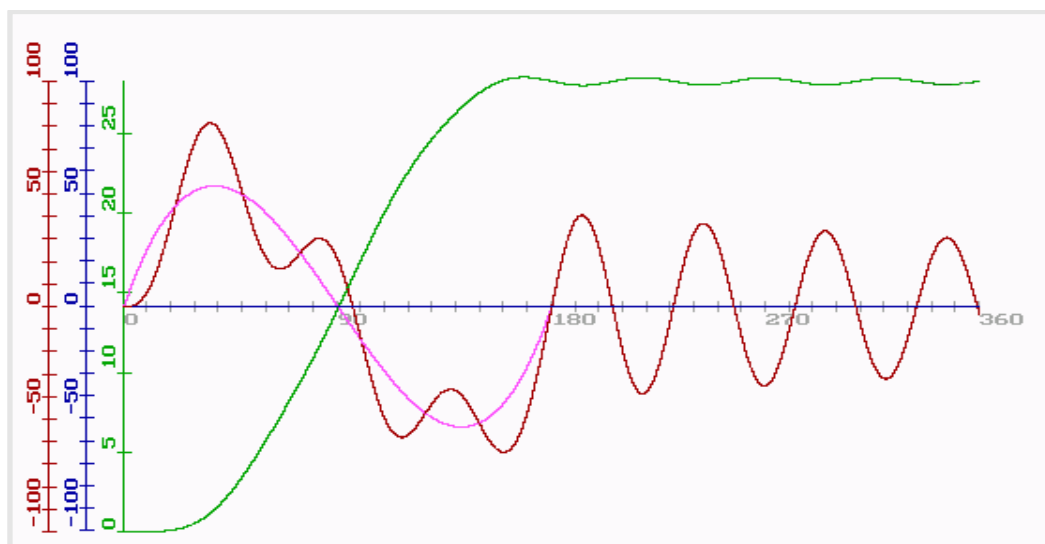
Na Obr. 3.13 vidíme výsledný tvar reziduálních spekter modelu elektronické vačky podle Obr. 2.8 pro tři zdvihové závislosti se zdvihem 68° , úhlem zdvihu 90° , zátěží $0,1 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ a vlastní frekvencí $15,24 \text{ Hz}$.



Obr. 3.13 Reziduální spektra modelu elektronické vačky

Z uvedeného vyplývá, že na základě vztahu (3.15) lze stanovit *otáčky*, *úhel zdvihu* nebo *moment setrvačnosti* tak, aby došlo k minimalizaci rušivých reziduálních kmitů. Dizertační práce se ve své druhé hlavní části věnuje kompenzaci těchto rušivých kmitů jinou metodou (v mechanismu s elektronickou vačkou), než je využití dynamických vlastností zdvihových závislostí. Charakteristických průběhů reziduálních spekter zdvihových závislostí lze využít i u poddajných mechanismů s klasickou vačkou.

V závěru odstavce je na Obr. 3.14 uveden charakteristický výsledek numerického řešení modelu podle dynamického standu (Obr. 2.7 a Obr. 2.8) pro vlastní frekvenci poddajné hřídele se setrvačnou hmotou $15,24 \text{ Hz}$, otáčky 130 min^{-1} při maximální hodnotě reziduálních kmitů, neperiodickou zdvihovou závislost polynomickou s krokem $28,273^\circ$ a s úhlem zdvihu 180° . Zdvihová závislost elektronické vačky (hřídel servomotoru) je redukována převodovkou SPINEA s převodem $p=33$ do pomalu. Zobrazené průběhy jsou: **zelený zdvih** [$^\circ$], **fialové teoretické zrychlení** [rad/s^2] a **červené skutečné zrychlení** [rad/s^2].



Obr. 3.14 Reziduální kmity neperiodické (krokové) polynomické (5. st.) zdvihové závislosti

3.6. Program KINz2

KINz2 představuje softwarový nástroj pro návrh zdvihových závislostí klasických a elektronických vaček. Obsahuje knihovnu přibližně 60 analyticky zadaných funkcí, které lze libovolně skládat, měřítkovat a modifikovat dle německé normy VDI 2143. Zaměřen je zejména na rychlý návrh a snadnou modifikovatelnost zdvihových závislostí. Dále umožňuje export dat do souboru v uživatelem zadané podobě nebo přímo do programu KINy2KV. Má podobu okenní aplikace na platformě .Net Framework 3.5.

3.6.1. Vnější popis a funkce programu

Okno programu podle Obr. 3.15 je rozděleno na dvě části. Levá dominantní část zobrazuje graf zdvihové závislosti, tedy její zdvih, rychlost a zrychlení, resp. její 0., 1. a 2. derivaci. Komponenta grafu je interaktivní a umožňuje přímé modifikace úhlu zdvihu jednotlivých zdvihových závislostí pomocí kurzoru myši. Vpravo se nachází ovládací panel, který se může rozšířit na úkor grafu o další panel pro modifikace konkrétní části zdvihové závislosti. Výsledná zdvihová závislost vzniká skládáním různých analytických funkcí, jejich měřítkováním a modifikacemi dle německé normy VDI 2143.

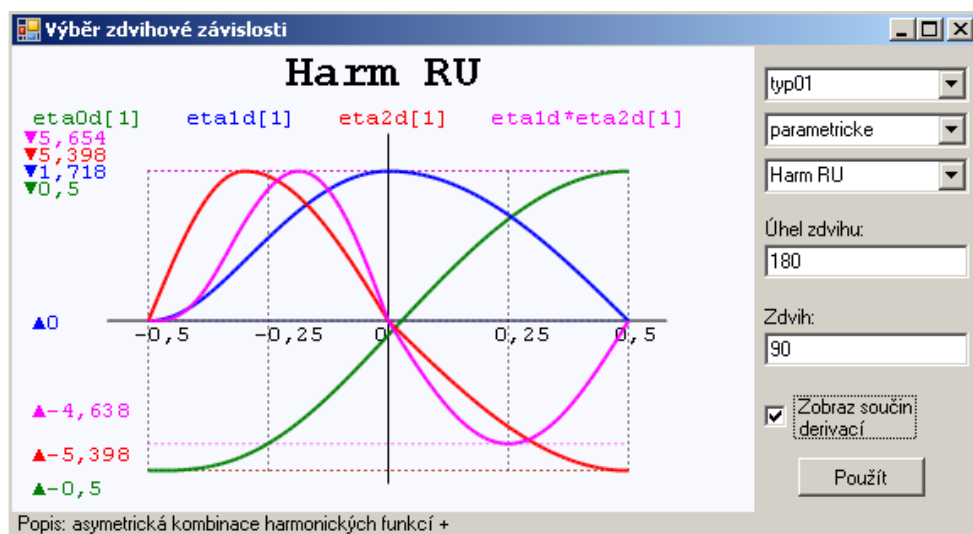


Obr. 3.15 Hlavní okno programu KINz2

Označení	Rozsah	Význam
c	(0; 1>	vkládá úsek s konstantní rychlostí
λ	(0; 1)	určuje nesymetrii
y1_a	není	definuje počáteční hodnotu 1. derivace
y1_b	není	definuje koncovou hodnotu 1. derivace

Tabulka 1 - Význam parametrů normy VDI 2143

Pro vkládání nové zdvihové závislosti nebo změnu typu je použito modální okno (viz Obr. 3.16) implementující jednoduchého průvodce. Pomocí výsuvných menu si uživatel postupně zvolí typ, podtyp a následně konkrétní název zdvihové závislosti. Další modulární okno slouží k nastavení parametrů pro export dat. Uživatel si nejprve může zvolit, zda chce odeslat data přímo do aplikace pro syntézu váček, nebo vyexportovat data do souboru CSV. Lze zvolit, která data mají být exportována, jejich pořadí, jednotky, násobitel, znak pro desetinný oddělovač, znak pro oddělovač sloupců a zaokrouhlení.



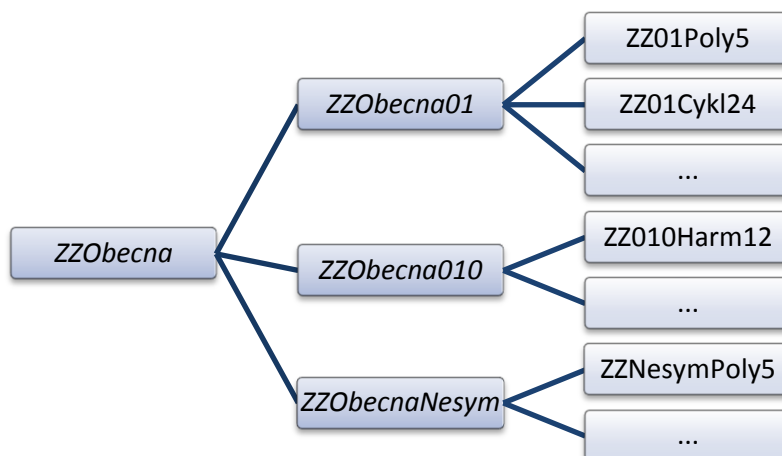
Obr. 3.16 Průvodce pro vložení nebo modifikaci zdvihové závislosti

Aplikace také umožňuje přizpůsobení vzhledu grafu preferencím uživatele. Pro tyto účely je k dispozici další modulární okno, které zprostředkovává výše uvedené volby. Aplikace si před ukončením tato nastavení ukládá do externího xml souboru, který využije při příštím startu.

3.6.2. Vnitřní struktura

Program se snaží maximálně využívat objektově orientovaného přístupu pro zajištění přehlednosti kódu a usnadnění dalších modifikací. Aplikace nevyužívá žádné knihovny třetích stran. Jedinou externí knihovnu představuje „graf.dll“, která byla vyvinuta pro účely této aplikace a jí podobných.

Detailní rozbor aplikace zde nemá smysl provádět, pouze bych zde zmínil konstrukci tříd pro samotnou implementaci zdvihových závislostí podle Obr. 3.17. V prvním kroku je definována abstraktní třída *ZZObecna*. Od ní se odvozují další abstraktní třídy (na Obr. 3.17 jsou zvýrazněny kurzívou) a teprve od nich třídy implementující konkrétní zdvihové závislosti. Tento polymorfní přístup zajišťuje jednoduchou práci s konkrétními objekty, protože převážná část aplikace s nimi pracuje jako s objekty typu *ZZObecna*. Využívá jejich metod a vlastností a nezajímá se o jejich konkrétní implementaci.



Obr. 3.17 Struktura tříd implementující zdvihové závislosti

Pro tvorbu instancí objektů konkrétních zdvihových závislostí se využívá návrhový vzor „stavitel“, kdy jedna statická třída *TovarnaZZ* zajišťuje tvorbu konkrétních instancí jednotlivých zdvihových závislostí. Ty se pak skládají do seznamu, který obsahuje třída *SestavaZZ*. Ta poskytuje metody pro vkládání, vyjímání a další modifikace jednotlivých zdvihových závislostí v seznamu tak, aby byla stále zachována jeho konzistence.

3.6.3. Shrnutí

Nástroj KINz2 přejímá veškeré funkce svého předchůdce a rozšiřuje dále jeho možnosti. Jde o vyjádření, resp. vyčíslení průběhů součinů 1. a 2. derivace jednotkových zdvihových

závislostí včetně jejich vyčíslení po implementaci do konkrétních úseků pohybového intervalu pracovní zdvihové závislosti.

Základní úloha spočívá v rychlém a intuitivním návrhu zdvihových závislostí. Uživatelskými vstupy je řada textových polí, s jejichž pomocí lze několika způsoby přesně zadat koeficienty definující tvar zdvihové závislosti. Krom toho lze některé parametry modifikovat přímo v grafu pomocí myši přetažením hraničních bodů. Veškeré změny parametrů probíhají „online“ a lze je okamžitě vidět i na grafu. Tento přístup umožňuje nejen efektivní návrh, ale i snadnou modifikovatelnost již hotových zdvihových závislostí.

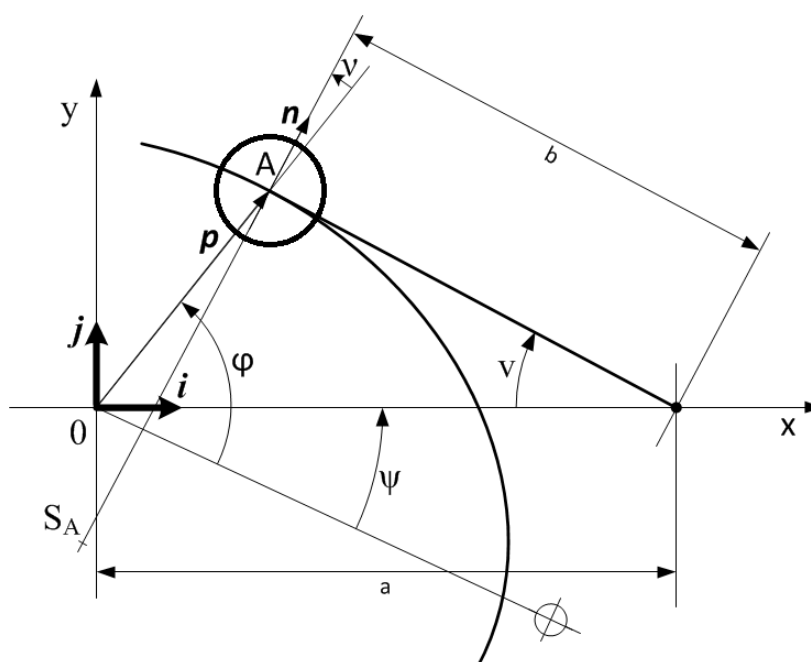
Výsledná zdvihová závislost se tvoří skládáním z analyticky zadaných funkcí. Nástroj disponuje knihovnou přibližně 60 funkcí, které lze rozčlenit do různých kategorií a některé i parametrizovat. Tato koncepce umožňuje snadnou rozšiřitelnost o další funkce. Pro zdvihové závislosti typu „01“ navíc program implementuje modifikace dle německé normy VDI 2143.

Program KINz2 je schopný přímo spolupracovat (předávat data prostřednictvím zpráv funkce SendMessage z Windows API) s programem KINy2KV (nástroj pro syntézu výrobních souřadnic radiálních krokových dvojvaček). Tato koncepce výrazně zvyšuje efektivitu procesu návrhu mechanismu. V budoucnu se počítá s vývojem dalších nástrojů pro syntézu různých typů mechanismů (globoidní vačky, obecné radiální vačky, atd.), s nimiž bude možné úzce spolupracovat. Dále nástroj umožňuje ukládání výstupních dat do souboru typu CSV. Již během vývoje se ukázalo, že data generovaná tímto nástrojem je možné využívat v řadě dalších aplikací, a proto se funkcím zajišťujícím export dat věnovalo značné úsilí. Pro dosažení maximální kompatibility s dalšími nástroji lze tvar výsledného souboru značně modifikovat.

Pro vývoj nástroje bylo použito prostředí Visual studio 2008, jazyk C#. Aktuálně poslední kompilace proběhla pro platformu .Net Framework 3.5.

4. Kinematická syntéza krokových vačkových mechanismů s radiálními vačkami

Před popisem algoritmu pro řešení syntézy krokových vačkových mechanismů s radiálními dvojvačkami jako celku je třeba se nejprve seznámit s problematikou obecného kinematického popisu radiální vačky s kladkou na vahadle. Níže uvedené schéma na Obr. 4.1 vychází z publikace [9], zabývající se problematikou detailněji, je zjednodušeno a upraveno pro účely syntézy.



Obr. 4.1 Normálový řez radiální vačkou s kladkou na vahadle

Ve středu souřadnicového systému se nachází osa rotace vačky. Osa rotace vahadla se leží na ose x ve vzdálenosti a . Souřadnicová osa z není znázorněna, protože je rovnoběžná s osou vačky i vahadla, a neměla by tudíž význam. Bod A označuje pozici osy kladky vahadla, která se pohybuje po činné ploše vačky. Trajektorie středu kladky se označuje termínem *teoretický profil*, který definuje vektor p a aktuální polohu středu křivosti S_A . Úhel natočení vahadla označuje písmeno ν a délku vahadla značí písmeno b . Úhel normály je významný pro určení skutečného obrysu vačky a značí se řeckým písmenem ν . Pro správné pochopení schématu si musíme uvědomit, že statický je pouze rám mechanismu a kromě natáčení vahadla dochází zároveň také k natáčení vačky. Úhel natočení vačky vůči svému nulovému bodu se značí řeckým písmenem ψ . Pro určení teoretického profilu vačky se určí vektorová funkce $p(\nu)$ polohy bodu A vůči nulovému bodu vačky. Vektorovou funkci $p(\nu)$ lze také zapsat s využitím polárních souřadnic, kde u představuje délku vektoru a φ úhel vůči nulovému bodu.

$$e(\varphi) = i \cos \varphi + j \sin \varphi \quad (4.1)$$

$$\mathbf{p} = u(\varphi)\mathbf{e}(\varphi) \quad (4.2)$$

Pro zpětné vyjádření funkcí $u(v)$ a $\varphi(v)$ se vyjde z klasického zápisu.

$$\mathbf{p}(v) = ix(v) + jy(v) \quad (4.3)$$

Odtud lze pomocí základních vztahů pro goniometrické funkce získat obecné vyjádření.

$$u(v) = \sqrt{x^2(v) + y^2(v)} \quad (4.4)$$

$$\varphi(v) = \psi(v) + S \arccos \frac{x(v)}{u} \quad (4.5)$$

Po dosazení za obecné funkce $x(v)$ a $y(v)$.

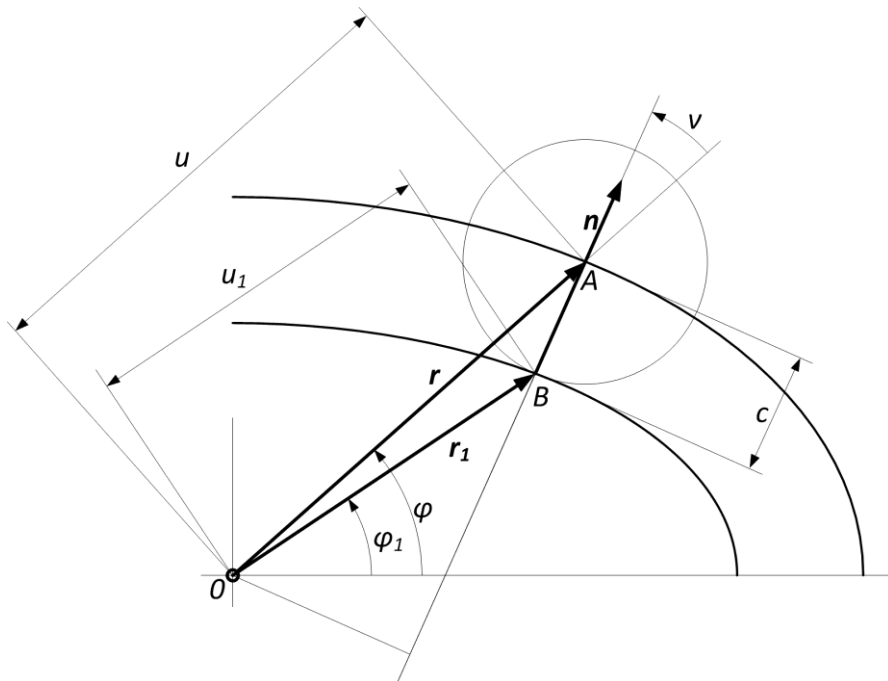
$$u(v) = \sqrt{a^2 - 2ab \cos v + b^2} \quad (4.6)$$

$$\varphi(v) = \psi(v) + S \arccos \frac{a - b \cos v}{u} \quad (4.7)$$

Pro výpočet úhlu φ je obecný vztah doplněn o znaménkovou funkci S , která zajišťuje korektní výpočet pro celých 360° . Odstraňuje tak omezení, které do výpočtu vnesly cyklometrické funkce. Funkce S může nabývat hodnot -1 a 1 podle toho, ve které polorovině (vymezené osou x) se nachází bod A .

$$S(v) = \text{sign } y(v) \quad (4.8)$$

Pro získání skutečného profilu vačky je třeba vyjádřit hodnotu úhlu normály, který se značí řeckým písmenkem v . Bod dotyku kladky a vačky pro libovolný poloměr rolny leží vždy na přímce určené normálovým vektorem, jak znázorňuje níže uvedený Obr. 4.2.



Obr. 4.2 Určení ekvidistanty u radiální vačky

Odvození analytického vztahu pro úhel normály je poměrně složitý postup, který podrobně rozebírá [9], proto zde uvedu pouze konečný vztah.

$$v(v) = -\operatorname{arctg} \frac{vab \sin v}{\dot{\psi}(a^2 - 2ab \cos v + b^2) + vb(a \cos v - b)} \quad (4.9)$$

Ve vztahu se objevují dvě časové derivace, které však nepředstavují problém. Písmeno $\dot{\psi}$ označuje úhlovou rychlost otáčení vačky, která je pro naše účely konstantní. Díky této úvaze lze převést časovou derivaci \dot{v} na derivaci podle polohy vačky v' , která je dána zdvihovou závislostí (1. převodová funkce). Se znalostí úhlu normály lze pomocí goniometrických rovnic a kosinové věty nalézt vztahy pro přepočítání teoretického profilu na skutečný profil vačky. Poloměr rolny kladky ve vztazích vystupuje jako parametr c .

$$\varphi_1 = \varphi - \operatorname{arctg} \frac{c \sin v}{u - c \cos v} \quad (4.10)$$

$$u_1 = \sqrt{u^2 - 2cu \cos v + c^2} \quad (4.11)$$

4.1. Vstup symetrické a nesymetrické zdvihové závislosti do kinematické syntézy

Jeden ze základních požadavků kladených na nově vyvíjený nástroj pro syntézu spočíval ve změně formy vstupu zdvihové závislosti do algoritmu. Zdvihová závislost vstupuje do algoritmu v numerické podobě jako tabulka se čtyřmi sloupci (ψ , v , v' , v''). Tato koncepce přináší možnost získávání dat i z jiných zdrojů (zdvihové závislosti exportované z původního programu KINz, zdvihové závislosti získané od jiných výrobců nebo zdvihové závislosti získané měřením), a zajišťuje tak větší nezávislost.

Z principu algoritmu uvedeného v další kapitole je nutné, aby bylo možné získat hodnoty zdvihu a jeho prvních dvou derivací pro libovolné ψ , resp. provést interpolaci. Pro tyto účely se zvolil kubický splajn. Zdvihová závislost bývá obvyklé zadána s maximálním krokem 1° , tedy minimálně 360 bodů na jednu otáčku, takže interpolace po jednotlivých intervalech pomocí splajn křivek je logická. Vzhledem k tomu, že předlohu pro zdvihové závislosti představují různorodé funkce (polynomy vysokých řádů, goniometrické funkce i exponenciály), nelze pro ně vybrat obecně ideální tvar interpolační funkce. Zvolen byl proto pro tyto účely nejčastěji používaný polynom 3. stupně, tedy kubický polynom. Výsledek tvoří křivka, která má spojitou první i druhou derivaci. Pro popis každého intervalu stačí čtyři parametry, které můžeme poměrně rychle spočítat. Kubický splajn lze tedy definovat jako funkci \mathbf{P} , pro kterou platí

$$\mathbf{P}(x) = \begin{cases} P_0(x) & \text{pro } x \in \langle x_0, x_1 \rangle \\ P_1(x) & \text{pro } x \in \langle x_1, x_2 \rangle \\ \vdots & \vdots \\ P_{n-1}(x) & \text{pro } x \in \langle x_{n-1}, x_n \rangle \end{cases} \quad (4.12)$$

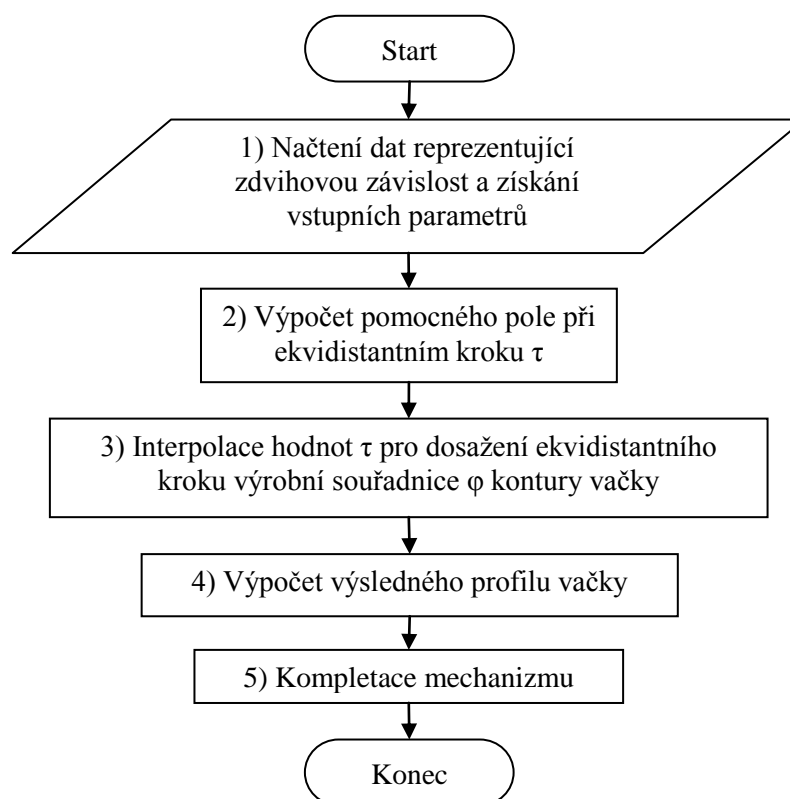
a dílčí funkce $P_i(x)$ jsou definovány na každém subintervalu $\langle x_i, x_{i+1} \rangle$ jako kubické polynomy

$$P_i(x) = a_i + b_i(x - x_i) + c_i(x - x_i)^2 + d_i(x - x_i)^3 \quad \text{kde } x \in \langle x_i, x_{i+1} \rangle. \quad (4.13)$$

Ověření metody proběhlo na několika zdvihových závislostech. Pomocí nástroje KINz2 se získala data s krokem 1° , následně došlo s využitím kubického splajnu k jejich převzorkování na $0,1^\circ$ a porovnání s daty získanými z KINz2 s krokem $0,1^\circ$. Naměřená chyba byla vždy menší než 10^{-7} , což pro syntézu nepředstavuje problém.

4.2. Algoritmus řešení teoretických profilů vaček

Níže uvedený diagram reprezentuje blokovou strukturu fungování programu, která bude rozebrána v následujících odstavcích.



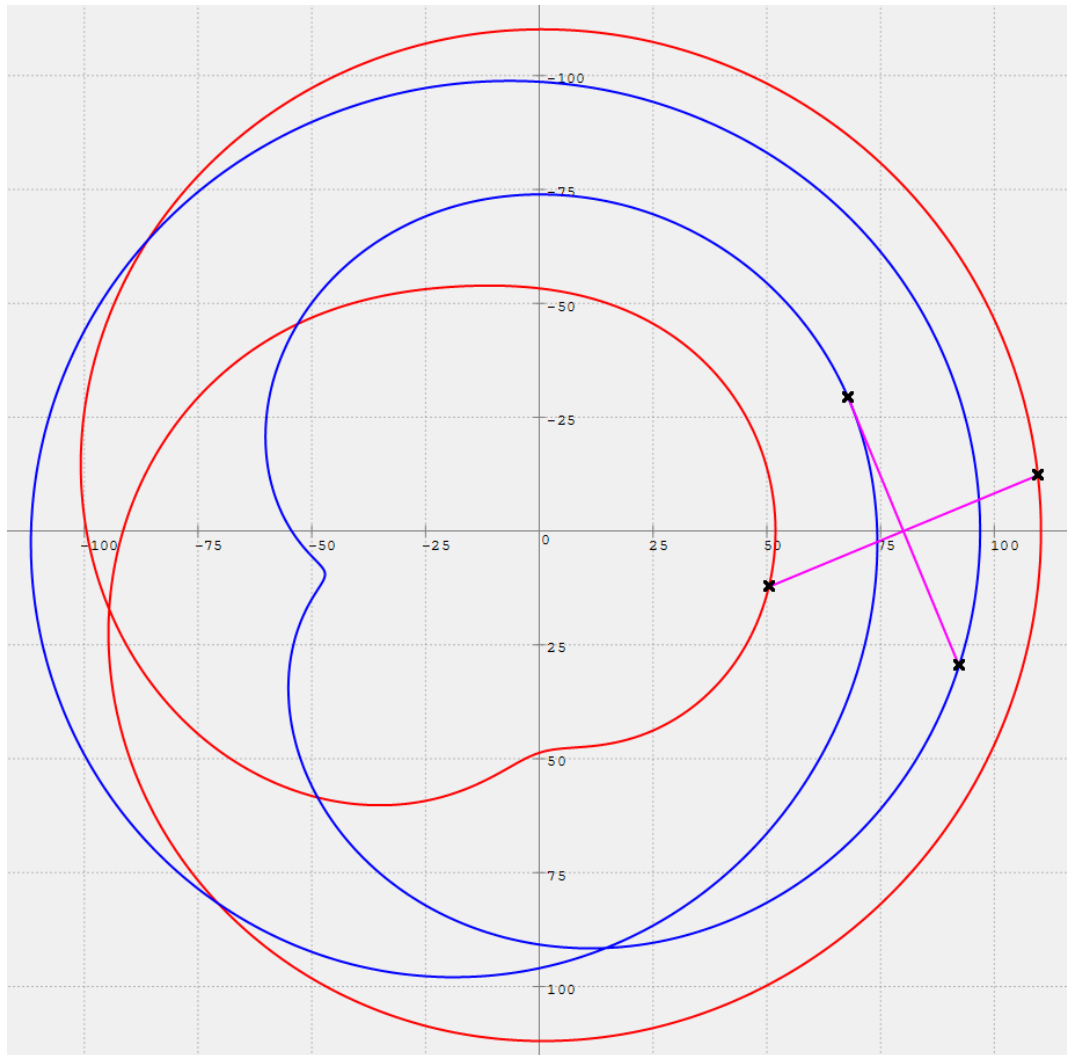
Obr. 4.3 Struktura algoritmu syntézy vačky

ad 1) Program KINy2KV akceptuje jako vstup libovolnou zdvihovou závislostí popisující pohyb vahadla na intervalu jedné otáčky vačky. Od uživatele si dále vyžádá rozměrové parametry pro vačkový mechanismus: a (vzdálenost os rotace vačky a vahadla), b (délka vahadla), c (poloměr rolny) a počet roln. Význam prvních třech parametrů graficky znázorňují Obr. 4.1 a Obr. 4.2. Před samotnou syntézou je provedena kontrola, zda lze pro zvolené parametry a pro danou zdvihovou závislost krokový vačkový mechanismus sestavit. Pro následný výpočet výsledného profilu vačky je třeba nejprve určit dráhy všech roln, ze kterých se poté „vystříhne“ nejmenší profil. Dráhy tvoří uzavřené křivky, po kterých se jednotlivé rolny pohybují. Samotnému výpočtu předchází stanovení jejich počtu a délky. Následně proběhne definování pojmu zdvih, který vymezuje úhel, o který se natočí vahadlo za jednu otáčku vačky. Dále určení minimálního počtu otáček, po kterých se daná rolna vrátí do své původní pozice.

$$\text{minimalní otáčky} = \frac{(\text{nejmenší společný násobek } (360, \text{zdvih}))}{\text{zdvih}} \quad (4.14)$$

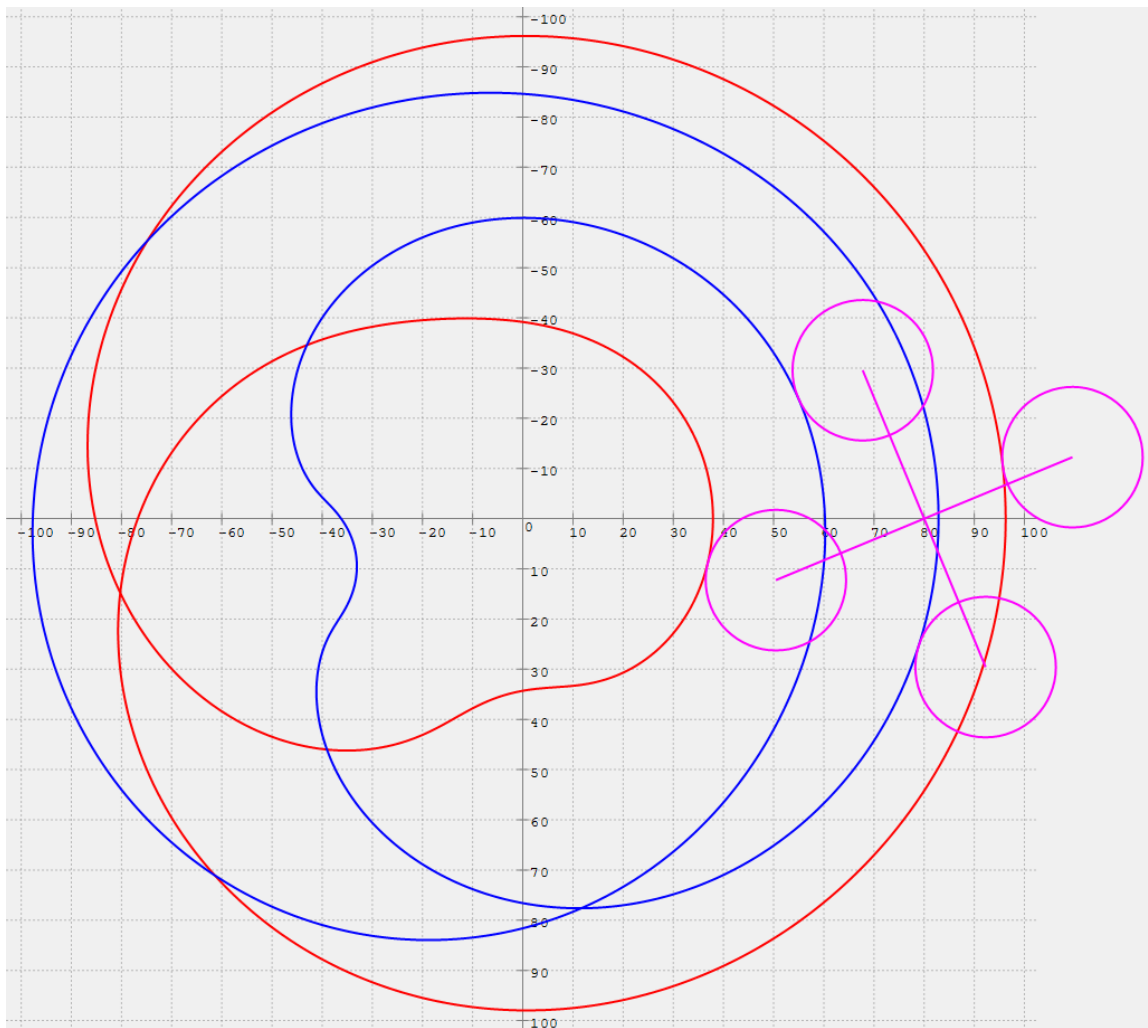
$$\text{počet drah} = \frac{\text{počet roln}}{\text{minimální otáčky}} \quad (4.15)$$

ad 2) Použijeme-li výše uvedené vztahy pro u a φ a dosadíme do nich v jako funkci času τ (při konstantních otáčkách lze stejně tak v uvažovat jako funkci natočení vačky ψ), získáme dráhy středů roln, jak demonstruje následující obrázek.



Obr. 4.4 Výpočet drah středů roln (4 rolny, zdvih 180°)

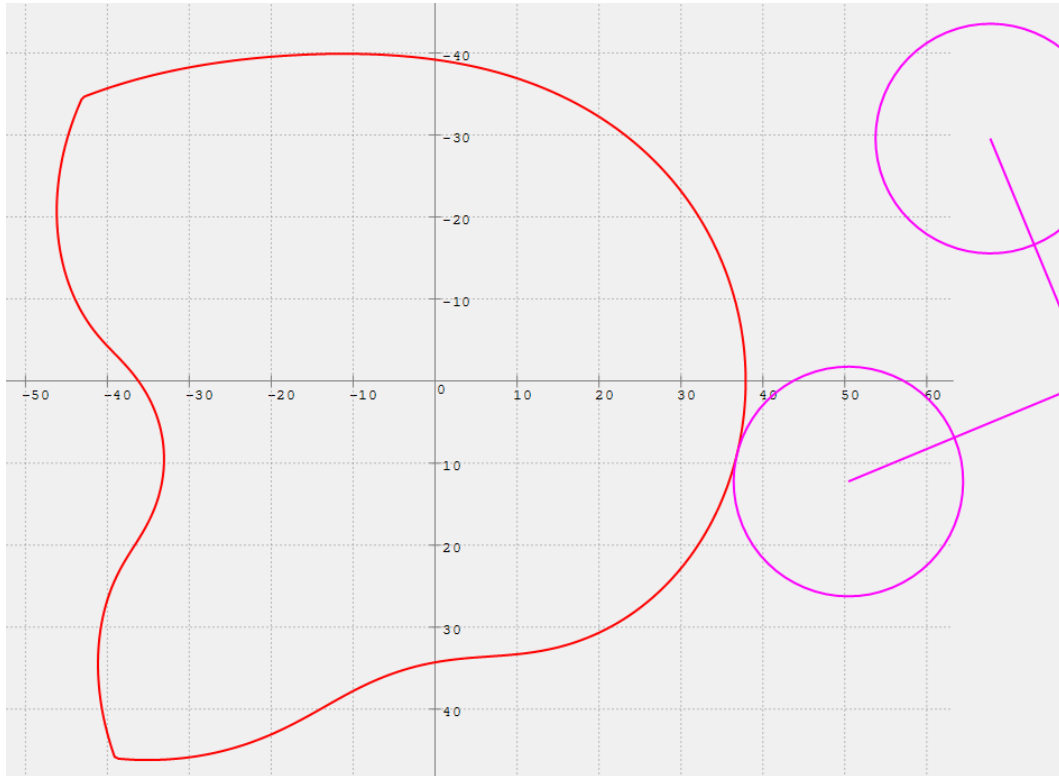
Dále se pro každý bod určí úhel normály a odtud i skutečný profil vačky.



Obr. 4.5 Výpočet drah rolen

ad 3) Pro účely další analýzy a převodu do výrobních souřadnic je požadováno, aby jejich výpočet proběhl s ekvidistantním krokem φ . Jako nejlepší řešení se nakonec osvědčilo vytvoření kubického interpolačního splajnu, který reprezentuje závislost mezi φ a τ . S jeho pomocí se zpětně interpolují hodnoty τ pro dosažení ekvidistantního kroku φ . Pokud je vačka dobře zadána (geometricky realizovatelná), nachází se odchylky takto vypočtených hodnot φ od požadovaných hodnot o několik řádů níže, než je přesnost výrobního procesu.

ad 4) S nově získanými hodnotami τ se provede obdobný výpočet jako v kroku 2. Po vypočtení drah jednotlivých rolen dojde k vyříznutí minimálního profilu, který už bude reprezentovat skutečnou vačku, jak demonstruje níže uvedený obrázek.



Obr. 4.6 Vyříznutí skutečného profilu vačky

ad 5) Pro kompletaci celého mechanismu je třeba vyrobit i druhou vačku. V případě, že mechanismus vznikl na základě symetrické zdvihové závislosti a v klidové části pracovního cyklu se rolly obou vaček symetricky natočí, je druhá vačka totožná s první. V tomto případě lze obě vačky vyrobit najednou, a dosáhnout tak větší výrobní přesnosti. Při výsledné montáži se pak pouze jedna z vaček zrcadlově otočí. Nedojde-li ke splnění jedné z podmínek, mají výsledné vačky různé profily a je nutné je spočítat a vyrobit zvlášť. Zvýšené výrobní náklady kompenzují specifické vlastnosti těchto mechanismů, které závisí na směru otáčení.

Nulový kolík spolu se středem souřadného systému definuje přímku, která tvoří osu symetrie, podle níž se jedna vačka zrcadlí na druhou. Tuto symetrii lze také pozorovat přímo na zdvihové závislosti. Pro nalezení nulového kolíku se však jedná pouze o nutnou nikoli postačující podmínku. Složitost následného ověřování vedla k tomu, že algoritmus nepracuje se zdvihovými závislostmi, ale přímo s profily vaček a pomocí iteračního algoritmu hledá body symetrie. Body jsou většinou dva, ve speciálních případech jich ale může být i více (vždy tvoří páry posunutě o 180° , takže osa symetrie prochází těmito body a středem souřadného systému).



Obr. 4.7 Složená radiální symetrická dvojvačka

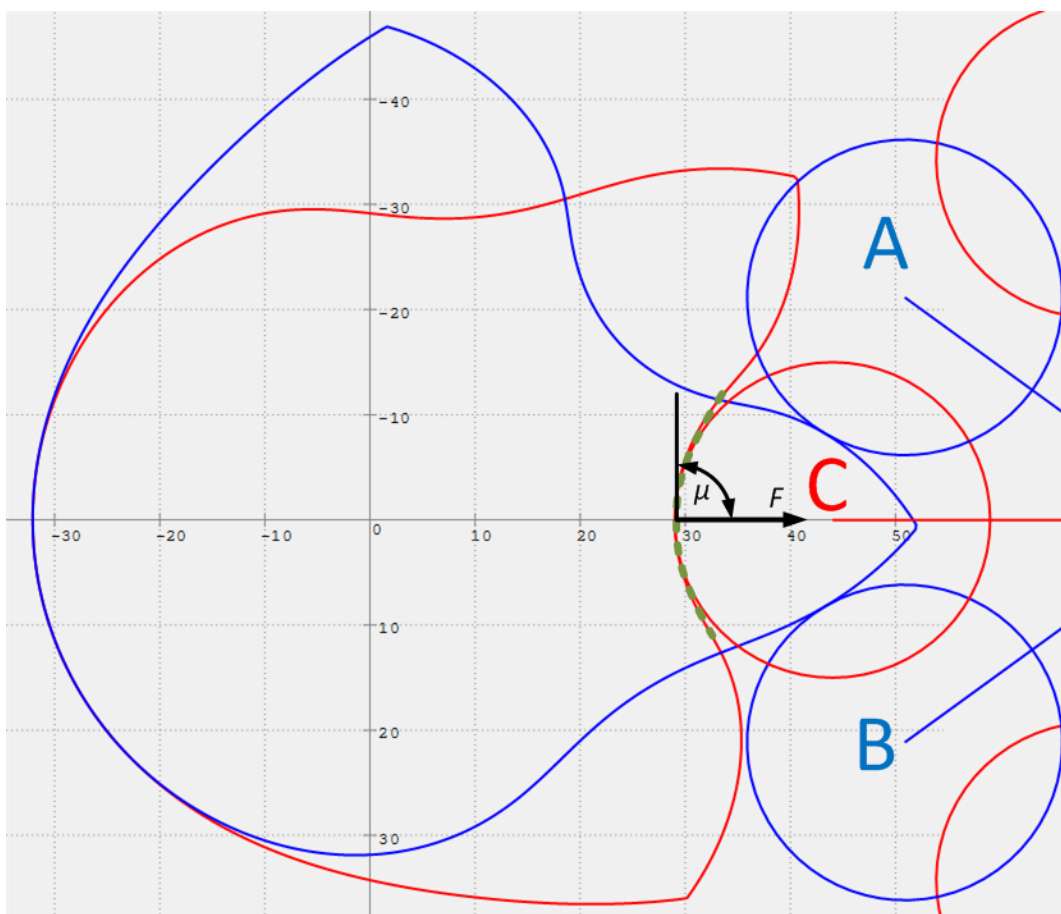


Obr. 4.8 Složená radiální nesymetrické dvojvačka

4.3. Problematika odlehčení profilů vaček

Jednou z typických vlastností pro radiální dvojvačkové mechanismy je jeho bezvůlovost. Dosáhne se toho tak, že při montáži mechanismu se vytvoří přepětí mezi osou vačky a vahadla (vačka musí být natočena tak, aby se obě aktivní rolny dotýkaly kruhových oblouků na vačce, resp. vačka se musí nacházet v klidové části zdvihové závislosti). Pokud by nedošlo k odlehčení profilu vačky, mechanismus by buď vůbec nefungoval, nebo by vykazoval vysokou hlučnost v podobě nárazů při každé otáčce vačky, a výrazně by se tak snížila jeho životnost. Zdrojem těchto problémů jsou dvě situace:

1) Situace, kdy jedna z rolen prochází spojnicí os vačky a vahadla, jak ilustruje níže uvedený obrázek.

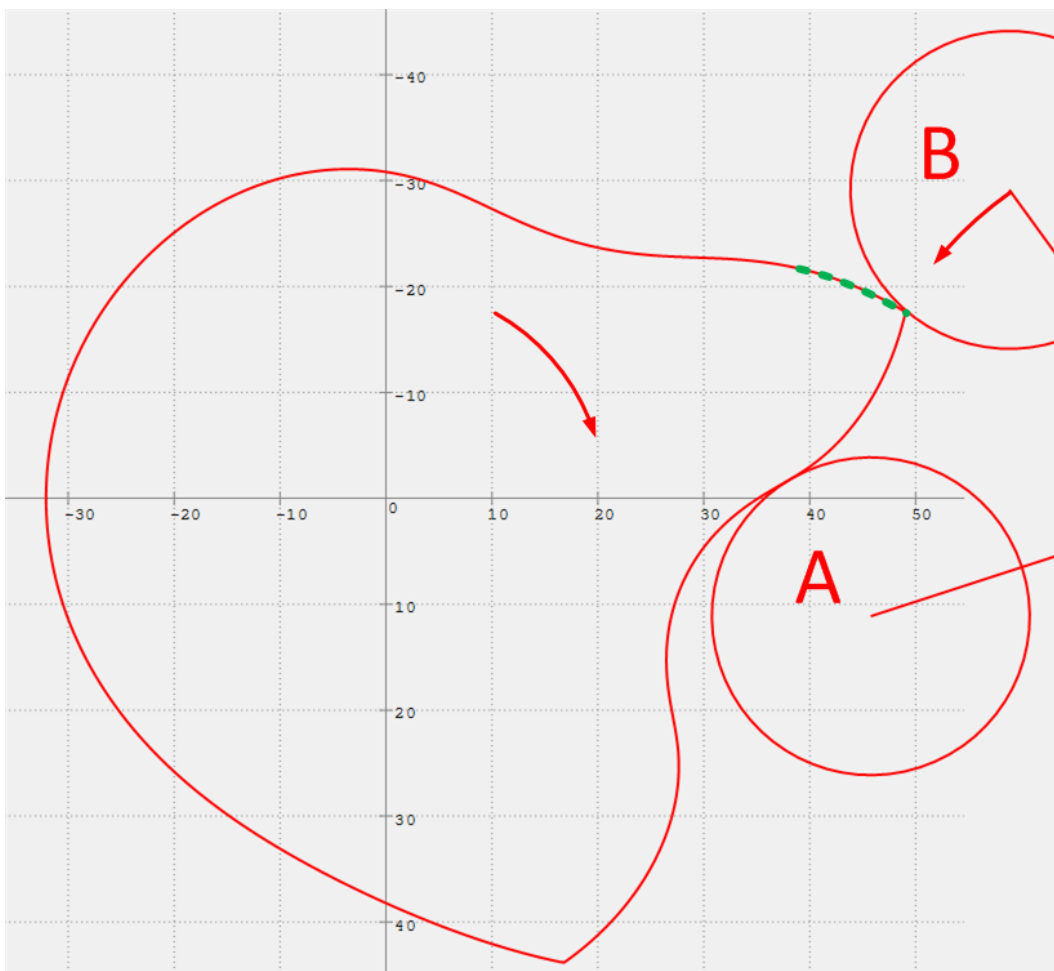


Obr. 4.9 Radiální dvojvačka v bodě dotyků třech rolen

V této situaci se rolny A a B nacházejí ve velmi dobré pozici, protože v bodech dotyku s vačkou jsou úhly tlaku velmi nízké. Naproti tomu rolna C má dotyk s vačkou ležící na spojnicí osy rotace vačky a vahadla. Úhel tlaku pak dosahuje až 90° , což znamená, že směrnice síly F , kterou působí vačka na vahadlo, leží opět na spojnicí os vačky a vahadla ve směru zleva doprava. Síla F závisí na přepětí definovaném při výrobě, pružnosti a rychlosti mechanismu, v praxi však velmi rychle dosáhne hodnot, které vedou k brzké destrukci mechanismu. Navíc je systém v této situaci přeúřčený, protože pro zafixování polohy vahadla postačí dvě vazby, ale

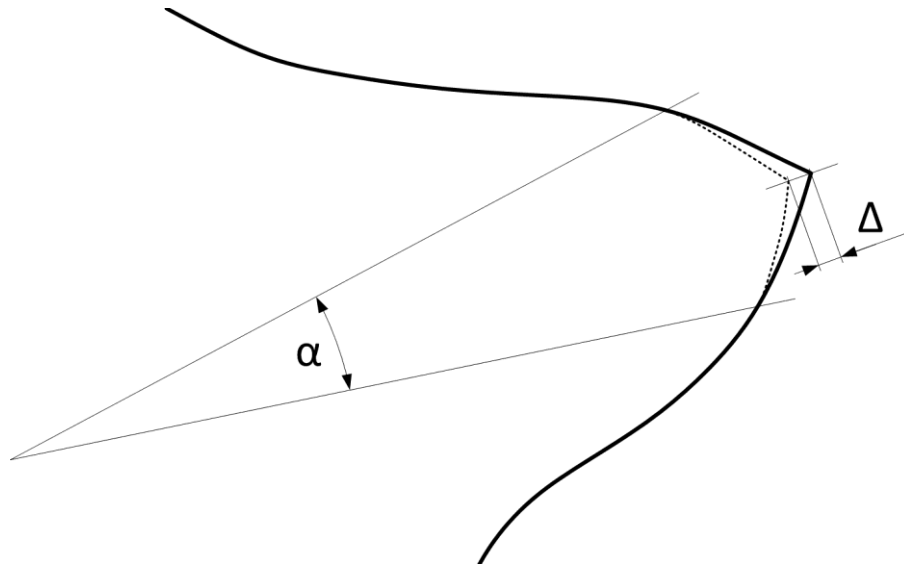
vačky se rolnou dotýkají ve třech bodech. K eliminaci situace je třeba upravit (odlehčit) profil vačky tak, aby došlo k odstranění třetí nadbytečné vazby, která má nejvyšší úhel tlaku. Na obrázku je tato část profilu zvýrazněna zelenou přerušovanou čarou.

2) Druhá nepříznivá situace vznikne, když jedna z rolnou nabíhá na vačku, jak znázorňuje níže uvedený Obr. 4.10.



Obr. 4.10 Rolna nabíhající na jednu z vaček

Při vyznačeném směru rotace vačky a vahadla by za ideálních podmínek rolna B zcela plynule najela na vačku. Vzhledem k předepnutí mechanismu při montáži a nepřesnosti výroby není tato situace reálná. Ve skutečnosti by došlo k tvrdému nárazu rolly B na ostrou část profilu vačky. V místě, zvýrazněném na Obr. 4.10 zelenou přerušovanou čarou, je třeba odlehčit profil vačky tak, aby došlo k plynulému najetí rolly B na konturu vačky. Obr. 4.10 z důvodu přehlednosti zobrazuje pouze jednu z vaček, ale z logiky věci vyplývá, že druhá je vždy v kontaktu alespoň s jednou rolnou, takže odstranění vazby mezi rolnou B a vačkou nebude mít v této situaci vliv na zafixování polohy vahadla. Stejnou operaci samozřejmě vyžaduje i opačný směr rotace a všechny náběžné hrany vačky.

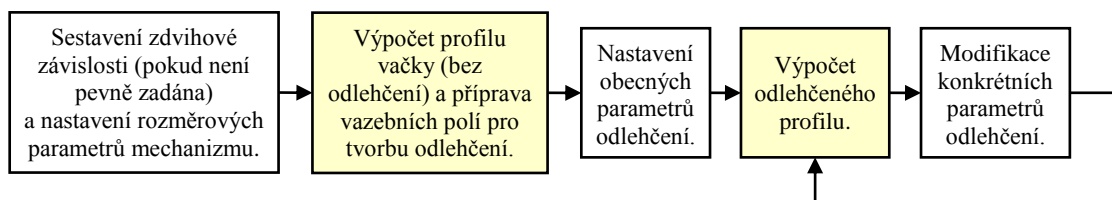


Obr. 4.11 Ukázka odlehčení náběžné hrany vačky

4.4. Algoritmus odlehčení kontur radiálních dvojvaček

Proces odlehčení profilu vačky lze rozdělit do dvou částí. První spočívá v přípravě pomocných polí, která uchovávají informace o vazbě mezi dotyky jednotlivých roln na obou vačkách. Pomocí nich lze pro konkrétní bod profilu jedné z vaček určit body, kde se ostatní rolny dotýkají profilů vaček.

Na základě uživatelem zadaných parametrů a výše spočtených pomocných polí se v druhé části procesu určí intervaly profilu vačky, kde dojde k odlehčení. Na těchto intervalech se poté provede superpozice profilu vačky (jeho poloměru) s vybranou zdvihovou závislostí.



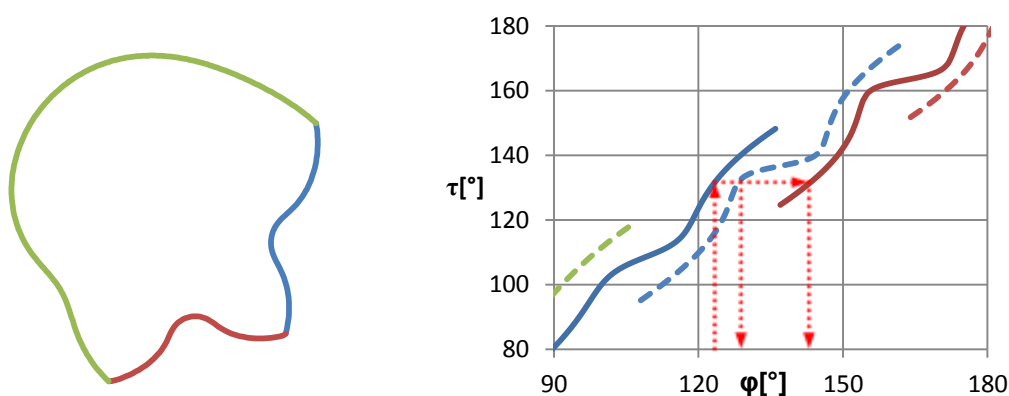
Obr. 4.12 Popis syntézy profilu vačky se zvýrazněním částí pro výpočet odlehčení

4.4.1. Příprava vazebních polí

Příprava vazebních polí probíhá již při syntéze profilu, protože lze s výhodou používat i pomocná data vznikající při syntéze. Navíc změna parametrů odlehčení je neovlivní, takže není třeba je při modifikaci parametrů nikterak upravovat. Profil vačky je definován radiusvektorem, který se skládá z úhlu φ a poloměru u . Nejprve se vytvoří funkce definující závislost natočení master hřídele τ na úhlu φ (tedy obrácený proces než probíhá při syntéze). Výsledná funkce obsahuje skoky způsobené změnou aktivní rolny. Pro lepší manipulaci je pole odrotováno a rozděleno na několik menších podle těchto skoků.

Obr. 4.13 demonstruje výš uvedené rozdělení a následné grafické řešení. Pro konkrétní úhel φ lze jednoznačně stanovit úhel natočení hřídele τ . Pokud tímto bodem povedeme rovnoběžku s osou x , vždy nalezneme (minimálně jeden, maximálně tři) další průsečíky s funkcemi $\tau(\varphi)$. Po zpětném odečtení hodnot na vodorovné ose dostaneme další dotykové body roln s vačkou. Při numerickém řešení je třeba zohlednit celou řadu dalších faktorů, na jejichž podrobný rozbor zde není dostatek prostoru, proto je zde pouze stručně zmíním. Nelze předem určit, kolik dalších dotykových bodů se ke konkrétnímu úhlu φ přiřadí. Kromě situace, která je zobrazena na níže uvedených obrázcích, může mít vačka pouze jeden bod nespojitosti. Tyto dvě situace vyžadují výrazně odlišný způsob hledání dotykových bodů.

Výstupem této části jsou dvě pole (pro každou vačku jedno) se třemi sloupci. Index řádku odpovídá indexu bodu dotyku první rolny a zbylé tři sloupce obsahují indexy na další dotykové body (minimálně jeden, maximálně tři). Výpočet polí je poměrně složitý a časově náročný. Na druhou stranu výpočet konkrétního odlehčení představuje následně velmi rychlou záležitost.



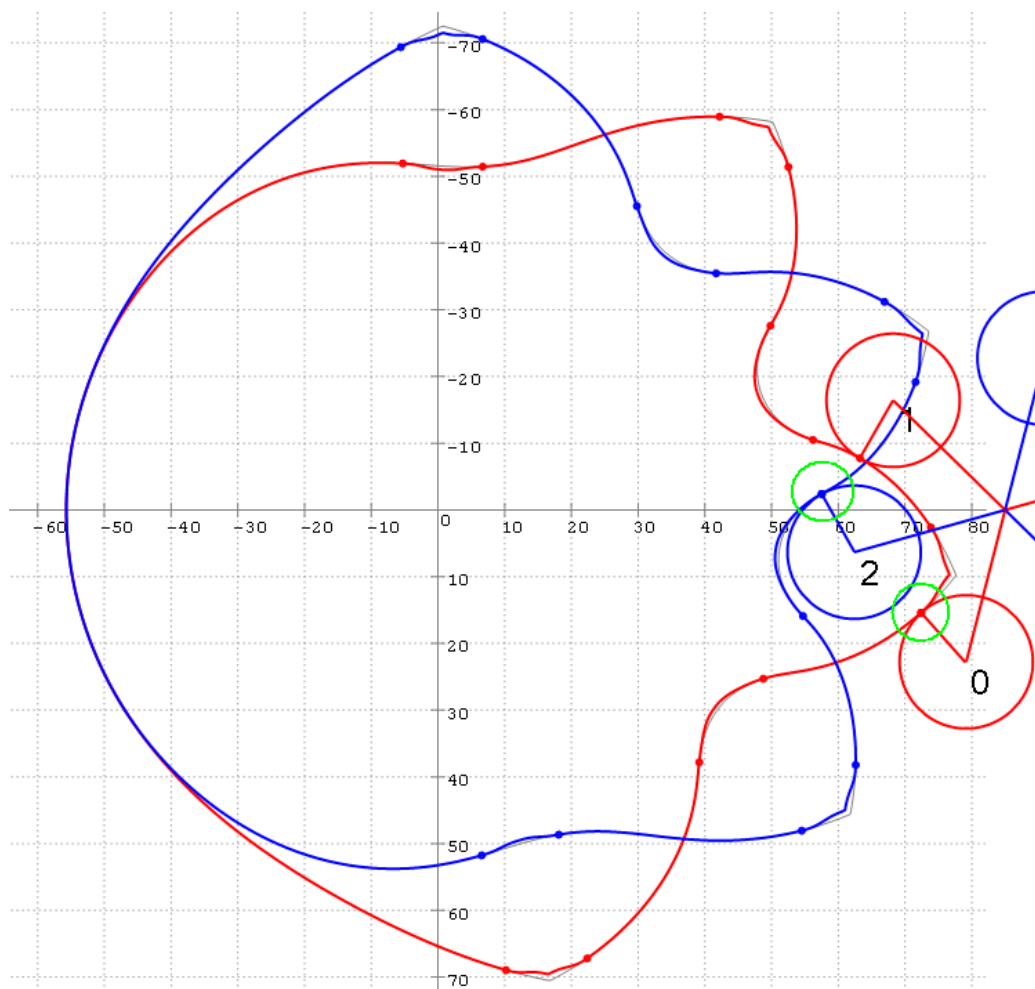
Obr. 4.13 Rozdělení vačky do úseků a detail grafického řešení nalezení dotykových bodů (přerušovaná čára značí druhou vačku)

4.4.2. Realizace odlehčení

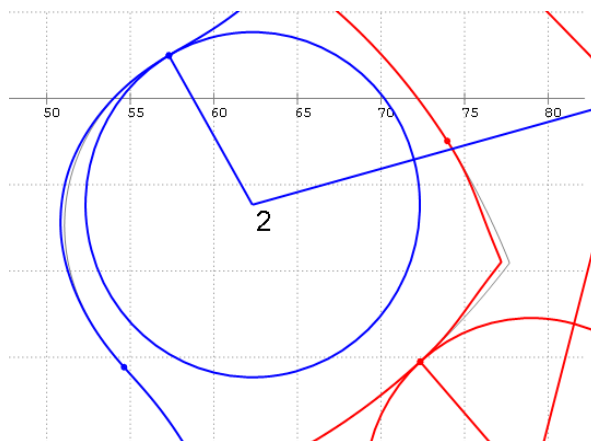
Hlavní cíl odlehčení spočívá v zabránění přeurčení mechanismu, tedy odstranění nadbytečné vazby (je třeba zajistit, aby v kontaktu s vačkami byly právě dvě rolny). Na profilu vačky je třeba nalézt intervaly hodnot úhlu φ , pro které bude specifickým způsobem zmenšena hodnota poloměru u , aby se zabránilo doteku rolny s vačkou. Na počátku odlehčovaného úseku je nutné zajistit plynulou změnu poloměru (tedy spojitost nulté, první a ideálně i druhé derivace poloměru u), pro beznárazový náběh rolny. Použije se proto zdvihová závislost, jež se natáhne na délku vybraného intervalu a odečte se od něj. Část intervalu, kde se rolna nachází v bezpečné vzdálenosti od vačky, lze nahradit kruhovým obloukem pro snížení celkového maximálního poloměru vačky.

První krok vyžaduje vybrat intervaly, kde se zrealizuje odlehčení. Výběr intervalu je závislý na mnoha faktorech, od rozměrových parametrů až po zatížení apod. Algoritmus proto nejdříve umožní uživateli zadat obecné parametry odlehčení pro všechny intervaly, tedy velikost úhlu a hloubku odlehčení v dolíku a na vrcholu. S využitím vazebních polí se následně provede automatický výpočet odlehčení, jak ukazuje níže uvedený obrázek. Uživatel pak může dle konkrétních požadavků provádět úpravy jednotlivých intervalů a okamžitě sledovat, jaký vliv mají na kinetostatické parametry vačky. Velmi snadno lze například upravit maximální úhel tlaku do požadovaných mezí.

Pro tvorbu konečného odlehčeného profilu je použita superpozice poloměru vačky se specifickou funkcí. Konkrétní tvar funkce je významný ze dvou důvodů. V první řadě musí zajistit beznázorový náběh rolny na vačku. Pokud se vačka vyrábí broušením, nesmí dojít k takové úpravě profilu, která by příliš zkomplikovala či znemožnila výrobu. Významný parametr představuje poloměr křivosti profilu, který má přímý vliv na velikost brousícího nástroje. Ten může být při nevhodně zvoleném odlehčení podstatně menší, než činí poloměr rolny karuselu.



Obr. 4.14 Obě vačky se znázorněnými hraničními body odlehčení (velikost odlehčení je pro větší názornost výrazně větší, než je obvyklé)



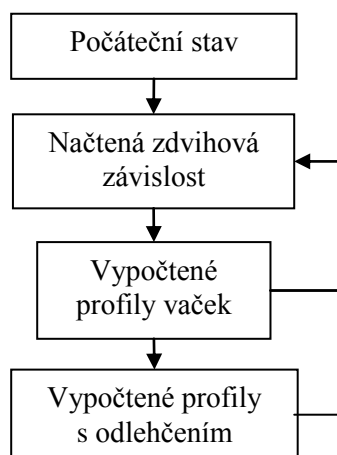
Obr. 4.15 Detail mechanismu v mezní poloze z předchozího obrázku

4.5. Aplikace KINy2KV

KINy2KV je softwarový nástroj pro syntézu radiálních krokových vaček. Na základě vložené zdvihové závislosti a uživatelem zadaných rozměrových parametrů mechanismu lze provést výpočet profilu vaček pro krokovou převodovku. Dále umožňuje zautomatizovaný proces návrhu odlehčení profilu. Snadno lze sledovat, jak jednotlivé rozměrové veličiny či parametry odlehčení ovlivňují konturu vaček a další důležité charakteristiky, například úhel tlaku, poloměru křivosti atd. Nástroj má opět podobu okenní aplikace na platformě .Net Framework 3.5.

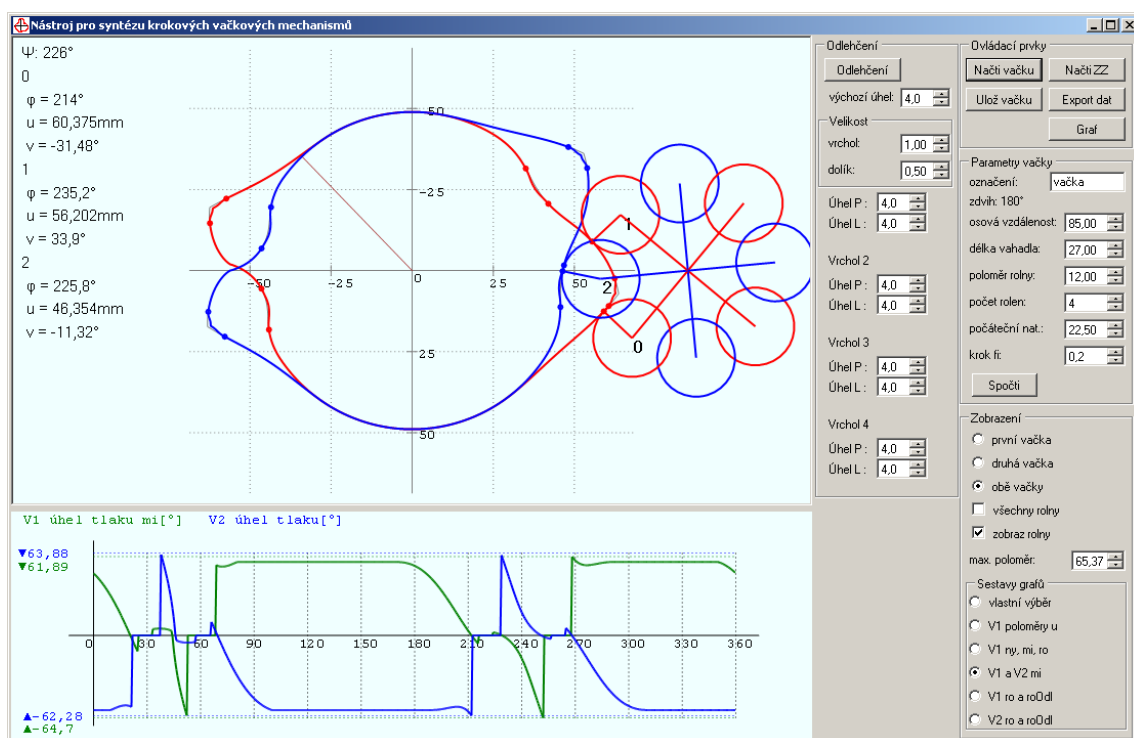
4.5.1. Vnější popis programu

Hlavní okno programu KINy2KV lze rozdělit do dvou částí. Na pravém panelu se nachází všechny ovládací prvky, které se postupně zpřístupňují podle aktuálního stavu návrhu mechanismu. V počátečním stavu můžeme pouze načíst již rozpracovaný projekt, nebo zdvihovou závislost. Ve druhém kroku lze definovat rozměrové parametry a zadat příkaz pro výpočet profilu. Zároveň lze od tohoto bodu uložit projekt do souboru ve tvaru xml, který obsahuje kromě rozměrových parametrů i samotnou zdvihovou závislost. Ve třetím kroku dochází k zobrazení vypočteného profilu vačky (bez odlehčení). Je možné měnit jeho zobrazení, nastavit obecné parametry pro odlehčení profilu a spustit jeho výpočet. Od této fáze návrhu lze exportovat vybraná data (např. výrobní souřadnice nebo úhly tlaku) do datového souboru CSV. Poslední krok nabízí změnu odlehčení jednotlivých vrcholů individuálně a veškeré sestavy grafů.



Obr. 4.16 Vnitřní stavy programu KINy2KV

Vlevo se nachází grafické výstupy aplikace. Levá horní část vyobrazuje konkrétní profil vačky resp. vaček a rolen. Prostřednictvím kolečka myši lze měnit natočení mechanismu, a sledovat tak parametry jednotlivých dotkových bodů, které jsou vypsány v levé části grafického plátna. Pod touto komponentou se nachází graf. Uživatel si může vybrat jednu z předpřipravených sestav grafů, nebo pomocí jednoduchého okna zvolit konkrétní křivky, které chce zobrazit. Pro zachování přehlednosti je omezen počet najednou zobrazených křivek na čtyři. Graf umožňuje provádět zoom na ose x a odečítat hodnoty v libovolném bodě.



Obr. 4.17 Ukázka hlavní obrazovky programu KINy2KV

4.5.2. Shrnutí

Nástroj KINy2KV vychází z nástroje KINy vyvinutého v 90. letech doktorem Jiráskem. Oproti svému předchůdci má dva významné funkční rozdíly. Tím je numerická podoba vstupních dat a implementace automatizovaného odlehčení profilu vaček.

Data do programu vstupují v podobě tabulky, která definuje zdvih a jeho 1. a 2. derivaci (1. a 2. převodová funkce). Lze ji načíst ze souboru na disku, což umožňuje získávat data nejen z programu KINz2, ale i z jiných zdrojů. Aplikace je též schopna přímo zachytávat datové zprávy, a načítat tak zdvihové závislosti z paralelně běžící aplikace KINz2. Vzhledem k požadavku na numerickou podobu vstupních dat a dostupné hardwarové prostředky proběhla úplná změna numerického algoritmu výpočtu profilu vačky (viz kapitola 4.4). Jedním z vedlejších efektů bylo řádové zkrácení doby výpočtu oproti svému předchůdci (na desítky vteřiny). Další efekt spočíval v odstranění některých konstrukčních omezení. Současný nástroj tak umožňuje realizovat vačky na základě nesymetrické zdvihové závislosti nebo nesymetrického natočení roln v klidové části. Výsledný mechanismus se pak skládá ze dvou vaček o různých profilech.

Druhou stěžejní funkci představuje automatizovaná implementace odlehčení profilu. Nástroj na profilech obou vaček nalezne všechny vrcholy, dle uživatelem zadaných obecných parametrů provede jejich odlehčení a to stejné i pro odpovídající intervaly na druhé vačce. Dále umožňuje měnit konkrétní parametry pro jednotlivé vrcholy. Tyto úpravy se okamžitě projevují na profilu vačky a grafech (uživatel tak může například přímo sledovat vliv odlehčení konkrétního vrcholu na úhel tlaku v daném intervalu).

Vývoj aplikace bude i nadále pokračovat dle konkrétních požadavků vycházejících z praxe. Zároveň se počítá i s vývojem aplikací pro syntézu dalších typů mechanismů (např. globoidní vačkové mechanismy), kde bude možné využít zde vyvinuté komponenty, třídy a získané znalosti.

5. Počítačové modelování mechanismů

Pro počítačové modelování mechanismů s poddajnými členy se často používá termín virtuální simulace. Jde o dvě základní metody přístupu k řešení. V rámci první dochází k nahrazení pružných členů soustavou superelementů, které jsou charakterizovány svojí spektrální a modální maticí, a reprezentují tak skutečný poddajný člen. K řešení uvedených modelů se používají vyspělé výpočetní systémy, patří mezi ně například NX I-DEAS, MSC.ADAMS, MSC.EASY5. Tyto expertní systémy jsou vhodné pro složité úlohy a vyžadují vysoce kvalifikované výpočtáře. Ve druhé metodě se poddajné členy uvažují jako nehmotné s definovanou tuhostí a tlumením. Tato poddajnost zprostředkovává pružnou vazbu mezi dvěma diskrétními hmotnými členy, mluvíme tak o diskrétním modelu mechanismu. Druhou metodou se práce dále zabývá.

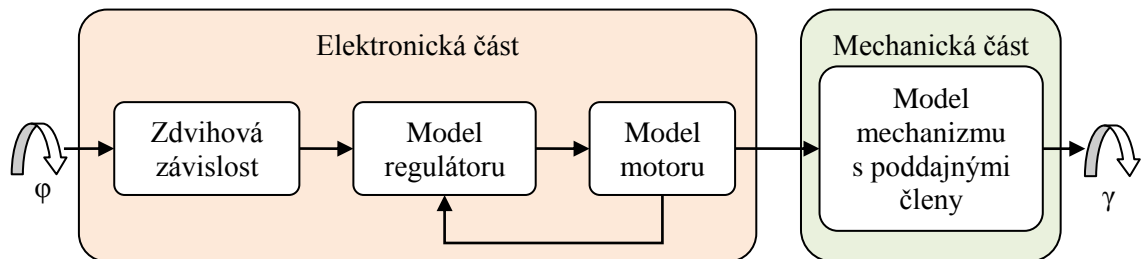
Protože návrh, konstrukce a realizace výrobního stroje představuje časově, teoreticky a ekonomicky náročnou práci, jsou virtuální (počítačové) simulace nezbytné. V oblasti návrhů mechanických poddajných soustav jsou metody řešení dobře známé. Výrobní stroj, na kterém probíhá realizace pracovních pohybů elektronickými vačkami, nelze jednoduše rozložit na příslušné modely jednotlivých mechanických, elektrických, hydraulických a jiných subsystémů, protože se v konečné fázi vzájemně ovlivňují. Vzniká tak složitý mechatronický systém výrobního stroje, který je často třeba virtuálně simulovat.

Jádro každého mechatronického systému tvoří řízení a jeho regulační struktura. Moderní teorie řízení se zabývá metodami řízení za účelem dosažení předem zadaných požadavků. Ty lze následně členit podle hledisek, mezi která patří například polohová přesnost v ustáleném i přechodovém stavu, kompenzace vlivu poruchových veličin, stabilita dynamického systému, problém sledování referenční veličiny, stabilita regulačního pochodu, různé požadavky na optimální řízení atd. Snahou je tedy vytvořit co nejlépe skutečnosti odpovídající simulaci s optimalizací regulačních a mechanických struktur. Virtuální simulace mechatronického systému výrobního stroje umožní odhadnout, zhodnotit a vyzkoušet všechny možné stavy chodu vznikajícího stroje, a vyhnout se tak nepředvídatelným situacím, které v praxi a bez simulace vývoj stroje podstatně zpomalují a prodražují. Tato náročná činnost vyžaduje úzkou spolupráci týmu lidí, kteří mají znalosti v oboru technické mechaniky a konstrukce, řízení a regulace, programování, elektroniky, elektrotechniky a měření. Takto komplexně pojatý virtuální systém musí být verifikován na základě zkušebních modelů (standů) a ve spolupráci s měřením musí docházet k neustálému zpřesňování simulačních modelů.

Mechatronický systém výrobního stroje může být velmi složitý a pro jeho řešitelnost (simulaci) musí být zavedena řada zjednodušení. Do jaké míry jsou ve své mechanické a elektronické podobě možná, bude vycházet z reality spojení modelů servopohonů a mechanic-

ké části pracovního řetězce. Následně se vše ověřuje na dynamickém standu nebo modelu výrobního stroje.

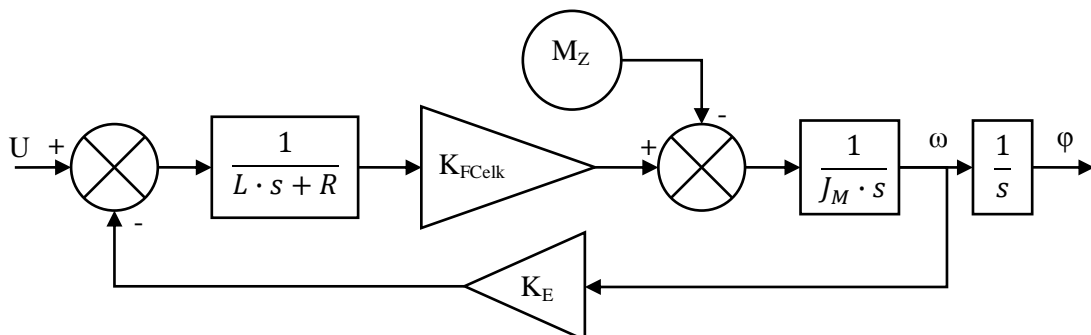
5.1. Obecný model standu s elektronickou vačkou



Obr. 5.1 Schéma obecného modelu elektronické vačky

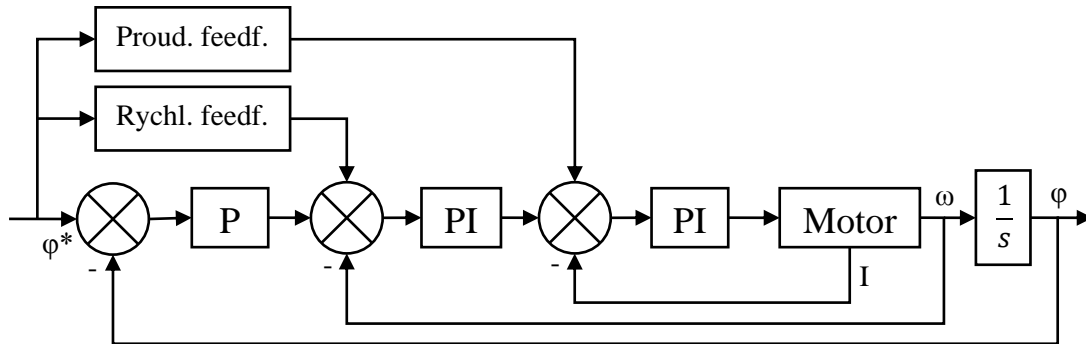
Model standu lze rozdělit na dvě části – elektronickou a mechanickou. Pro zachování analogie s klasickými vačkovými mechanizmy představuje vstupní veličinu natočení hřídele virtual master. Prvním blokem je funkce zdvihové závislosti, která převádí natočení virtuálního masteru na žádanou hodnotu natočení výstupní hřídele. Pro její modelování lze využít funkci založenou na analytickém předpisu nebo numerické interpolaci dle zadané tabulky, stejně tak jak je realizována v programu řídicího PLC.

Pohonná jednotka elektronické vačky Yaskawa je založena na principu synchronního třífázového motoru s permanentními magnety. Pro realizaci modelu motoru lze využít několik přístupů. Od přesných D-Q modelů [11] přes jejich zjednodušenou reprezentaci na základně stejnosměrného modelu motoru, jak ukazuje schéma na Obr. 5.2. Indukčnost L , odpor R a napěťová konstanta K_E představují parametry jedné cívky motoru. Celková momentová konstanta je označena K_{FCelk} , vnější zátěžový moment M_Z a moment setrvačnosti rotoru motoru (resp. všech točivých částí motoru, které jsou redukovány do jedné hmoty) J_M . Podrobně se problematice modelování synchronních motorů věnuje [16].



Obr. 5.2 Zjednodušené blokové schéma synchronního motoru (vycházející ze stejnosměrného motoru)

Elektronická vačka Yaskawa, stejně tak jako většina obdobných pohonů jiných výrobců, využívá kaskádně uspořádaný regulační obvod, viz Obr. 5.3. Jedná se o tři hierarchicky uspořádané zpětné vazby: proudovou, rychlostní a polohovou. Správnou funkci zajišťují dva PI regulátory pro proudovou a rychlostní smyčku a jeden P regulátor pro polohovou smyčku. Výše uvedená regulační struktura je pro servopohony využívána již řadu let a její detailní rozbor včetně obecných postupů pro její seřízení lze nalézt například v [16].



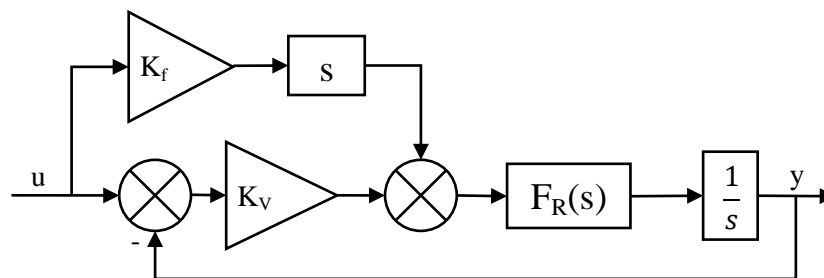
Obr. 5.3 Kaskádní regulační struktura včetně dopředných vazeb rychlosti a proudu

Kaskádní regulační struktura zobrazená na předchozím obrázku obsahuje kromě třech zpětných vazeb ještě dvě dopředné vazby, tzv. feedforwardy pro zvýšení dráhové přesnosti. Rychlostní feedforward je založen na zavedení přídavného (předkorekčního) signálu požadované rychlosti na vstup rychlostního regulátoru přímo z řídicího systému. Ten se vypočítá buď jako numerická derivace polohy, anebo se získá jako vstup z převodové funkce 1. řádu $1/s$. Dále je změřitkován váhovým koeficientem K_f a přiveden do součtového členu. Budeme-li uvažovat přenos rychlostní zpětné vazby jednotkový (v praxi to platí pouze v ustáleném stavu) $F_R(s)|_{s \rightarrow 0} = 1$, můžeme regulační obvod uvažovat podle Obr. 5.4 a popsat rovnicí (5.1).

$$[(u - y)K_V + uK_f s] \frac{1}{s} = y \quad (5.1)$$

Přenosová funkce uzavřené polohové smyčky pak bude.

$$F(s) = \frac{y}{u} = \frac{K_f s + K_V}{s + K_V} \quad (5.2)$$



Obr. 5.4 Blokové schéma regulace polohy s rychlostním feedforwardem

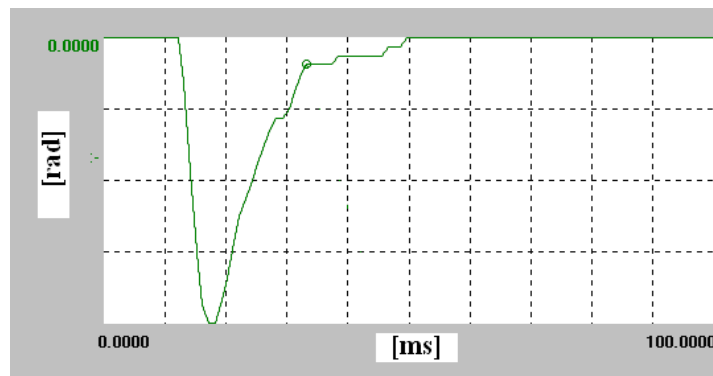
Je-li $K_f = 0$, je feedforward vyřazen. Pokud bude $K_f = 1$, bude přenos polohové smyčky rovněž jednotkový (vliv integračního členu bude beze zbytku kompenzován derivací v přímé větvi) a výstup bude přesně sledovat zadanou zdvihovou funkci. V reálném případě, kdy $F_R(s) \neq 1$, tohoto dokonalého účinku nelze dosáhnout, ale s pomocí rychlostního feedforwardu lze polohovou odchylku zcela potlačit alespoň při pohybu rovnoměrnou rychlostí.

Kromě rychlostního feedforwardu obsahuje schéma na Obr. 5.3 i dopřednou vazbu zapojenou do součtového členu proudového regulátoru, jedná se tedy o tzv. proudový feedforward. Vzhledem k tomu, že průběh proudu svým charakterem odpovídá průběhu momentu, bývá feedforward proudový někdy označován jako momentový. V porovnání s rychlostním feedforwardem má na výslednou kvalitu regulace výrazně nižší vliv. Jeho exaktní rozbor je však výrazně složitější, a proto se jím práce nebude dále zabývat.

Působení vnějších sil na systém vystihuje tzv. dynamická poddajnost regulace polohy, vyjádřená obecně přenosovou funkcí.

$$c(s) = \frac{y(s)}{M_Z(s)} \quad (5.3)$$

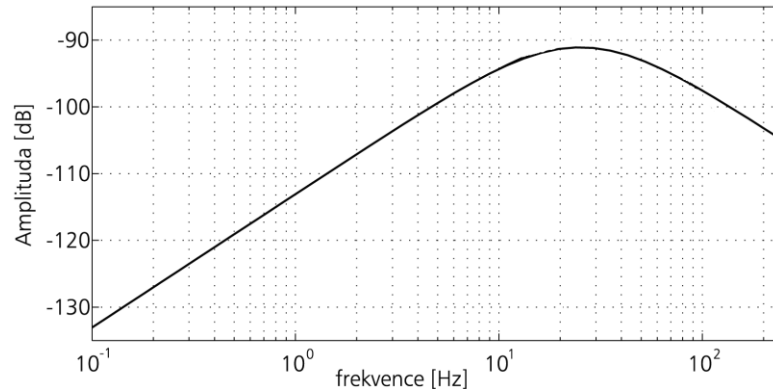
Pro informativní výpočet dynamické poddajnosti pohonu předpokládáme regulační smyčku s rychle fungující podřízenou rychlostní smyčkou (její přenos je jednotkový, tj. $F_R(s) \rightarrow 1$). Dynamickou poddajnost lze popsat dvěma způsoby. První prostřednictvím průběhu polohy při skokové změně zátěžného momentu, viz Obr. 5.5. Jedná se o **dynamickou poddajnost**. Tento popis se uplatňuje u soustruhu v okamžiku najetí nože do řezu.



Obr. 5.5 Odezva na skokovou změnu zátěžného momentu

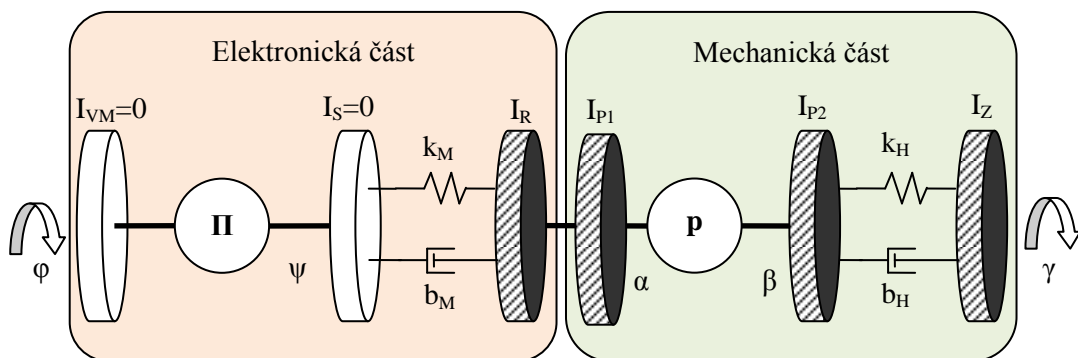
Druhý způsob charakterizujeme pomocí závislosti amplitudy kmitání polohy na frekvenci při harmonické změně zátěžného momentu. Je popsána amplitudovou frekvenční charakteristikou přenosu $c(j\omega)$. Jedná se o **frekvenční dynamickou poddajnost**. Tento popis je vhodný pro frézování, kdy přichází v úvahu periodická změna zátěžného momentu při záběru zubů frézy. Z grafu vyplývá, že při velmi nízkých kmitočtech se projevuje tzv. statická tuhost regulace polohy (pohon je dokonale tuhý). Tuto vlastnost zajišťuje PI regulátor v otáčkové zpětné vazbě. Při vysokých kmitočtech se uplatní vliv pohybujících se hmot (v tomto případě je vliv regulace nepatrný) a křivka se blíží asymptoticky k nule (pohon je dokonale tuhý). Praxe

ukazuje, že tvar výše uvedených průběhů závisí především na nastavení rychlostního regulátoru, méně již na polohovém zesílení polohového regulátoru.



Obr. 5.6 Frekvenční dynamická poddajnost

5.2. Zjednodušený model standu s elektronickou vačkou realizovaný pomocí pohybových rovnic



Obr. 5.7 Diskrétní model elektronické vačky použitý pro model založený na pohybových rovnicích

Model standu lze rozdělit na dvě části – elektronickou a mechanickou. Z důvodu zachování analogie s klasickými vačkami jsou zde zakresleny i hmoty, jejichž momenty setrvačnosti mají z fyzikálního principu nulovou hodnotu. Konkrétně se jedná o moment setrvačnosti virtuálního hřídele I_{VM} a moment setrvačnosti točivého elektromagnetického pole statoru motoru I_S . Nekonstantní převod definovaný zdvihovou závislostí se značí jako převodová funkce Π . Jedná se zpravidla o funkce založené na polynomech minimálně 5. stupně či goniometrických funkcích. Jejich společným rysem je spojité průběh 1. a 2. derivace a jejich nulové hodnoty na začátku a konci uvažovaného intervalu. Podrobně se problematikou zdvihových závislostí zabývá kapitola 3. Moment setrvačnosti servomotoru nese označení I_R . Elektromagnetická vazba mezi rotorem a státorem je nahrazena pružinou s koeficientem pružnosti k_M a tlumičem s koeficientem tlumení b_M . Významný vliv na tyto parametry má nejen konstrukce motoru, ale zejména nastavení parametrů regulace v servopacku. Samozřejmě toto nahrazení není zdaleka

dokonalé (podrobněji se problematikou zabývá například [11]). Vzhledem k tomu, že model z hlediska zkoumaného algoritmu pro kompenzace kmitů nepředstavoval stěžejní záležitost, byl tento zjednodušený model považován za dostatečný (porovnání s měřenými daty lze nalézt v kapitole 5.4 a v Příloha B).

První krok spočívá v sestavení pohybových rovnic pro hmoty s nenulovým momentem setrvačnosti. Hmota rotoru I_R motoru a hmota vstupu převodovky I_{P1} jsou spojeny pevnou vazbou. Hmota vstupu převodovky I_{P1} je s jejím výstupem I_{P2} spojena vazbou s konstantním převodem. Lze proto provést redukci momentu setrvačnosti:

$$I_{RP} = I_R + I_{P1} + p^2 I_{P2}$$

Pohybové rovnice pro hmoty s nenulovým momentem setrvačnosti:

$$I_{RP}\ddot{\alpha} = -k_M(\alpha - \psi) - b_M(\dot{\alpha} - \dot{\psi}) + p(k_H(\gamma - \beta) + b_H(\dot{\gamma} - \dot{\beta})) \quad (5.4)$$

$$I_Z\ddot{\gamma} = -k_H(\gamma - \beta) - b_H(\dot{\gamma} - \dot{\beta}) \quad (5.5)$$

Natočení jednotlivých hmot lze považovat za funkce času $\alpha = \alpha(t)$, $\beta = \beta(t)$, $\gamma = \gamma(t)$ a $\psi = \psi(t)$. Pomocí Laplaceovy transformace je lze převést do s-domény a zapsat jako: $\mathcal{L}\{\alpha(t)\} = A(s)$, $\mathcal{L}\{\beta(t)\} = B(s)$, $\mathcal{L}\{\gamma(t)\} = \Gamma(s)$ a $\mathcal{L}\{\psi(t)\} = \Psi(s)$. Rovnice (5.4) a (5.5) lze pak zapsat s pomocí s-operátoru.

$$I_{RP}s^2 A = -k_M(A - \Psi) - b_M(sA - s\Psi) + p(k_H(\Gamma - B) + b_H(s\Gamma - sB)) \quad (5.6)$$

$$I_Zs^2 \Gamma = -k_H(\Gamma - B) - b_H(s\Gamma - sB) \quad (5.7)$$

Vyjádření β a její časové derivace.

$$\beta = p\alpha \text{ resp. } B = pA \quad (5.8)$$

$$\dot{\beta} = p\dot{\alpha} \text{ resp. } sB = psA \quad (5.9)$$

Vyjádření A z rovnice (5.7) s pomocí (5.8) a (5.9).

$$A = \frac{\Gamma(I_Zs^2 + b_Hs + k_H)}{p(b_Hs + k_H)} \quad (5.10)$$

Výsledný přenos na výstupní člen po dosazení A (5.10) do rovnice (5.6).

$$\begin{aligned} G &= \frac{\Gamma}{\Psi} \\ &= \frac{b_M b_H s^2 + (b_M k_H + b_H k_M) s + k_M k_H}{I_{RP} I_Z s^4 + (b_H I_{RP} + b_M I_Z + p^2 b_H I_Z) s^3 + (k_H I_{RP} + k_M I_Z + b_M b_H + p^2 k_H I_Z) s^2 + (b_M k_H + b_H k_M) s + k_M k_H} \end{aligned} \quad (5.11)$$

Pro možnosti porovnání a verifikace byl vyjádřen také přenos na výstupu rotoru serva.

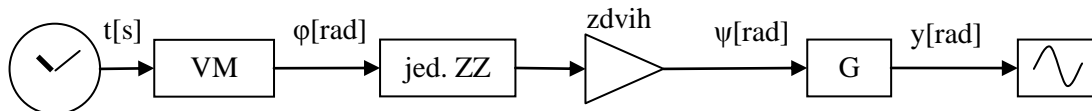
$$\begin{aligned} G_P &= \frac{B}{\Psi} = \frac{A}{p\Psi} \\ &= \frac{b_M I_Z s^3 + (k_M I_Z + b_M b_H) s^2 + (b_M k_H + b_H k_M) s + k_M k_H}{p(I_{RP} I_Z s^4 + (I_{RP} b_H + I_Z b_M + p^2 b_H I_Z) s^3 + (k_H I_{RP} + k_M I_Z + b_M b_H + p^2 k_H I_Z) s^2 + (b_M k_H + b_H k_M) s + k_M k_H)} \end{aligned} \quad (5.12)$$

Momenty setrvačnosti pro jednotlivé členy byly změřeny nebo nalezeny v dokumentaci výrobců. Koeficient pružnosti k_H a koeficient tlumení b_H se získaly měřeními na standu. Pro určení koeficientu pružnosti k_M a modulu tlumení b_M elektromagnetické vazby se použila numerická identifikace v programu Scilab (volně šiřitelný program pro numerické výpočty). Prakticky se jednalo o algoritmus minimalizující odchylku mezi simulovaným a naměřeným průběhem výstupní veličiny. Využilo se pět průběhů měřené veličiny za různých podmínek. Jádrem metody se stal simplexový iterační algoritmus Nelder–Mead [5]. Později byla identifikace doplněna o třetí parametr zpoždění z , který sice není důležitý z pohledu kompenzační metody (k vyhodnocování dochází vždy až „offline“ po průběhu celého cyklu), ale význam má například pro přesné určení ostatních parametrů identifikace nebo pro názornější reprezentaci výsledků.

Tabulka 2 – Přehled použitých veličin

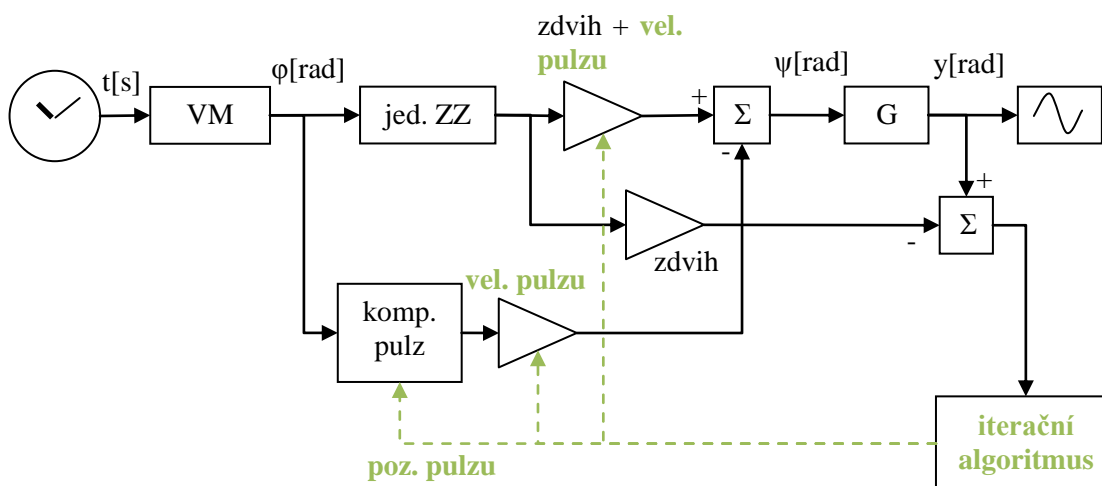
Značka	Význam	Hodnota	Jednotka
I_{VM}	Moment setrvačnosti virtual master	0	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$
I_S	Moment setrvačnosti točivého el.mag pole statoru	0	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$
I_R	Moment setrvačnosti rotoru motoru	0,005235	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$
I_{P1}	Moment setrvačnosti vstupu převodovky	0,00279	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$
I_{P2}	Moment setrvačnosti výstupu převodovky	0,0009341	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$
I_Z	Moment setrvačnosti zátěže	0,1035711	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$
k_M	Tuhost elektromagnetické vazby	226,09864	$\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$
b_M	Tlumení elektromagnetické vazby	1,7502567	$\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$
k_H	Tuhost hřídele	859,67506	$\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$
b_H	Tlumení hřídele	0,2353522	$\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$
z	Zpoždění naměřeného signálu	3,3629	ms
p	Převod	1/33	1

Následující dva obrázky demonstrují základní blokové schéma simulačního modelu realizované v prostředí Scilab, resp. v jeho simulačním modulu Xcos. První z nich (Obr. 5.8) vyobrazuje schéma bez kompenzace kmitání. Vstupem do systému je čas t , který se transformuje na úhel natočení virtuální osy φ . V našem případě uvažujeme konstantní otáčky VM, a proto jediným vstupním parametrem bloku VM je rychlost ω . Následuje tvorba zdvihové závislosti, kterou lze rozdělit do dvou částí. Nejprve se nalezne tvar výsledné zdvihové závislosti s konstantní velikostí 1, který se následně přenásobí zdvihem, čímž se získá průběh funkce ψ . Následuje blok s přenosovou funkcí $G = \frac{y}{\psi}$, která byla odvozena v předchozích odstavcích. Výstup přenosu, tedy natočení zátěže y , následně zobrazuje vizualizační blok.



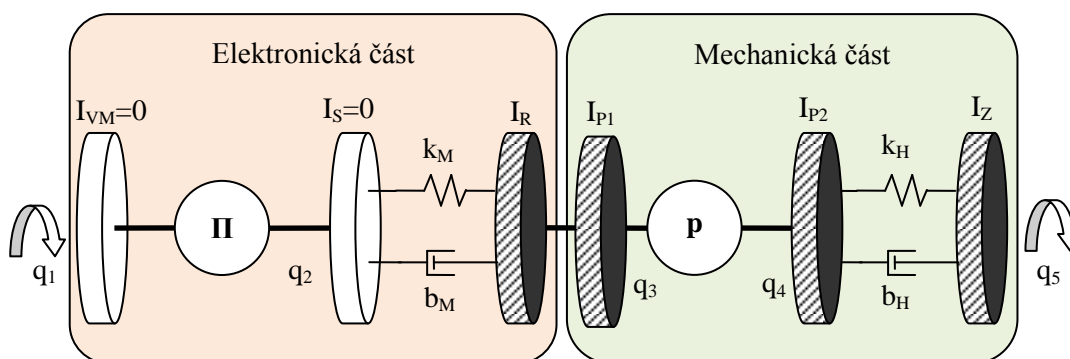
Obr. 5.8 Blokové schéma simulačního modelu elektronické vačky bez kompenzace

Druhý obrázek (Obr. 5.9) je pak doplněn o mechanismus pro automatické potlačení reziduálních kmitů, který bude podrobně rozepsán v následující kapitole 6.



Obr. 5.9 Blokové schéma simulačního modelu elektronické vačky s kompenzací

5.3. Zjednodušený model standu s elektronickou vačkou realizovaný pomocí Lagrangeových rovnic 2. druhu



Obr. 5.10 Diskrétní model elektronické vačky použitý pro model založený na Lagrangeových rovnicích 2. druhu

Druhý realizovaný model je založen na Lagrangeových rovnicích 2. druhu. Podrobně se touto problematikou zabývá práce [6], proto zde provedu pouze stručný popis.

Obecný tvar Lagrangeovy rovnice 2. druhu:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial K}{\partial q_j} = Q_j - \frac{\partial V}{\partial q_j} - \frac{\partial R_d}{\partial \dot{q}_j} \quad (5.13)$$

Tabulka 3 – Význam jednotlivých prvků Lagrangeových rovnic 2. druhu

Značení	Význam
K	Kinetická energie soustavy
V	Potenciální energie pružných vazeb
Q_j	Nekonzervativní zobecněné síly
R_d	Rayleighova disipativní funkce
q_j	Zobecněné souřadnice

Model obsahuje pět zobecněných souřadnic q_1 až q_5 . Některé z nich jsou ale nadbytečné, protože vytváří s jinými zobecněnými souřadnicemi holonomní a skleronomní vazby. Ty představuje zdvihová závislost a konstantní převod mechanické převodovky. Dané souřadnice lze pak nahradit pomocí těchto vztahů:

$$\begin{aligned} q_2 &= \Pi(q_1) \\ \dot{q}_2 &= \Pi'(q_1)\dot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 &= \Pi''(q_1)\dot{q}_1^2 + \Pi'(q_1)\ddot{q}_1 \\ q_4 &= p q_3 \\ \dot{q}_4 &= p \dot{q}_3 \\ \ddot{q}_4 &= p \ddot{q}_3 \end{aligned}$$

Kinetická energie soustavy:

$$K = \frac{1}{2} (I_R + I_{P1}) \dot{q}_3^2 + \frac{1}{2} I_{P2} \dot{q}_4^2 + \frac{1}{2} I_Z \dot{q}_5^2$$

$$K = \frac{1}{2} \left((I_R + I_{P1} + I_{P2} p^2) \dot{q}_3^2 + I_Z \dot{q}_5^2 \right)$$

Potenciální energie pružných vazeb:

$$V = \frac{1}{2} k_M (q_2 - q_3)^2 + \frac{1}{2} k_H (q_4 - q_5)^2$$

$$V = \frac{1}{2} (k_M (\Pi(q_1) - q_3)^2 + k_H (p q_3 - q_5)^2)$$

Rayleighova disipativní funkce:

$$R_d = \frac{1}{2} b_M (\dot{q}_2 - \dot{q}_3)^2 + \frac{1}{2} b_H (\dot{q}_4 - \dot{q}_5)^2$$

$$R_d = \frac{1}{2} (b_M (\Pi'(q_1) \dot{q}_1 - \dot{q}_3)^2 + b_H (p \dot{q}_3 - \dot{q}_5)^2)$$

Příslušné derivace a nekonzervativní zobecněná síla vztahující se k zobecněné souřadnici q_1 :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_1} \right) = 0 \quad (5.14)$$

$$\frac{\partial K}{\partial q_1} = 0 \quad (5.15)$$

$$\frac{\partial V}{\partial q_1} = k_M(\Pi(q_1) - q_3)\Pi'(q_1) \quad (5.16)$$

$$\frac{\partial R_d}{\partial \dot{q}_1} = b_M(\Pi'(q_1)\dot{q}_1 - \dot{q}_3)\Pi'(q_1) \quad (5.17)$$

$$Q_1 = M_H \quad (5.18)$$

Pohybová rovnice vzhledem k zobecněné souřadnici q_1 po dosazení vztahů (5.14) až (5.18) do rovnice (5.13).

$$M_H = (k_M(\Pi(q_1) - q_3) + b_M(\Pi'(q_1)\dot{q}_1 - \dot{q}_3))\Pi'(q_1) \quad (5.19)$$

Příslušné derivace a nekonzervativní zobecněná síla vztahující se k zobecněné souřadnici q_3 :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_3} \right) = (I_R + I_{P1})\ddot{q}_3 + I_{P2}p^2\ddot{q}_3 \quad (5.20)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_3} \right) = 0 \quad (5.21)$$

$$\frac{\partial V}{\partial q_3} = -k_M(\Pi(q_1) - q_3) + k_H(pq_3 - q_5)p \quad (5.22)$$

$$\frac{\partial R_d}{\partial \dot{q}_3} = b_M(\Pi'(q_1)\dot{q}_1 - \dot{q}_3) + b_H(p\dot{q}_3 - \dot{q}_5)p \quad (5.23)$$

$$Q_3 = 0 \quad (5.24)$$

Pohybová rovnice vzhledem k zobecněné souřadnici q_3 po dosazení vztahů (5.20) až (5.24) do rovnice (5.13).

$$\begin{aligned} & (I_R + I_{P1} + I_{P2}p^2)\ddot{q}_3 \\ & = k_M(\Pi(q_1) - q_3) - k_Hp(pq_3 - q_5) \\ & + b_M(\Pi'(q_1)\dot{q}_1 - \dot{q}_3) - b_Hp(p\dot{q}_3 - \dot{q}_5) \end{aligned} \quad (5.25)$$

Příslušné derivace a nekonzervativní zobecněná síla vztahující se k zobecněné souřadnici q_5 :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_5} \right) = (I_Z)\ddot{q}_5 \quad (5.26)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_5} \right) = 0 \quad (5.27)$$

$$\frac{\partial V}{\partial q_5} = -k_H(pq_3 - q_5) \quad (5.28)$$

$$\frac{\partial R_d}{\partial \dot{q}_5} = -b_H(p\dot{q}_3 - \dot{q}_5) \quad (5.29)$$

$$Q_5 = 0 \quad (5.30)$$

Pohybová rovnice vzhledem k zobecněné souřadnici q_5 po dosazení vztahů (5.26) až (5.30) do rovnice (5.13).

$$I_Z \ddot{q}_5 = k_H(pq_3 - q_5) + b_H(p\dot{q}_3 - \dot{q}_5) \quad (5.31)$$

Dosazením za zobecněné souřadnice $q_1 = \varphi$, $q_3 = \alpha$ a $q_5 = \gamma$ do rovnic (5.19), (5.25) a (5.31) dostáváme výsledné pohybové rovnice modelu.

$$\begin{aligned} M_H &= (k_M(\Pi(\varphi) - \alpha) + b_M(\Pi'(\varphi)\dot{\varphi} - \dot{\alpha}))\Pi'(\varphi) \\ (I_R + I_{P1} + I_{P2}p^2)\ddot{\alpha} &= k_M(\Pi(\varphi) - \alpha) - k_Hp(p\alpha - \gamma) + b_M(\Pi'(\varphi)\dot{\varphi} - \dot{\alpha}) \\ &- b_Hp(p\dot{\alpha} - \dot{\gamma}) \end{aligned} \quad (5.32)$$

$$I_Z \ddot{\gamma} = k_H(p\alpha - \gamma) + b_H(p\dot{\alpha} - \dot{\gamma}) \quad (5.33)$$

Poslední uvedené rovnice popisují obecné chování systému, kdy se rychlost VM $\dot{\varphi}$ mění v čase. U reálného systému může tato situace běžně nastávat při rozběhu nebo zastavování vačky. Z hlediska kompenzace reziduálních kmitů, je však podstatný pouze ustálený chod. Definujeme-li rychlost VM $\dot{\varphi} = \omega = konst.$, můžeme zdvihovou závislost zapsat jako funkci času $\Pi(\omega t)$. Z rovnic (5.32) a (5.33) pak vyjádříme přímo zrychlení.

$$\begin{aligned} \ddot{\gamma} &= \frac{k_H}{I_Z}(p\alpha - \gamma) + \frac{b_H}{I_Z}(p\dot{\alpha} - \dot{\gamma}) \\ \ddot{\beta} &= \frac{1}{I_R + I_{P1} + I_{P2}p^2} (k_M(\Pi(\omega t) - \alpha) - k_Hp(p\alpha - \gamma) \\ &+ b_M(\Pi'(\omega t)\omega - \dot{\alpha}) - b_Hp(p\dot{\alpha} - \dot{\gamma})) \end{aligned}$$

Vznikla soustava dvou diferenciálních rovnic 2. řádu. Pro její řešení je využít numerický řešič Runge-Kutta 4. řádu [5]. Ten však vyžaduje diferenciální rovnice 1. řádu, proto bylo třeba rovnice nejprve upravit.

$$\dot{\gamma}_1 = \gamma_2 \quad (5.34)$$

$$\dot{\gamma}_2 = \frac{k_H(p\alpha_1 - \gamma_1) + b_H(p\alpha_2 - \gamma_2)}{I_Z} \quad (5.35)$$

$$\dot{\alpha}_1 = \alpha_2 \quad (5.36)$$

$$\dot{\alpha}_2 = \frac{k_M(\Pi(\omega t) - \alpha_1) - k_Hp(p\alpha_1 - \gamma_1) + b_M(\Pi'(\omega t)\omega - \alpha_2) - b_Hp(p\alpha_2 - \gamma_2)}{I_R + I_{P1} + I_{P2}p^2} \quad (5.37)$$

Z rovnic (5.34) až (5.37) se sestaví vektor funkcí, který následně vstupuje přímo do řešiče.

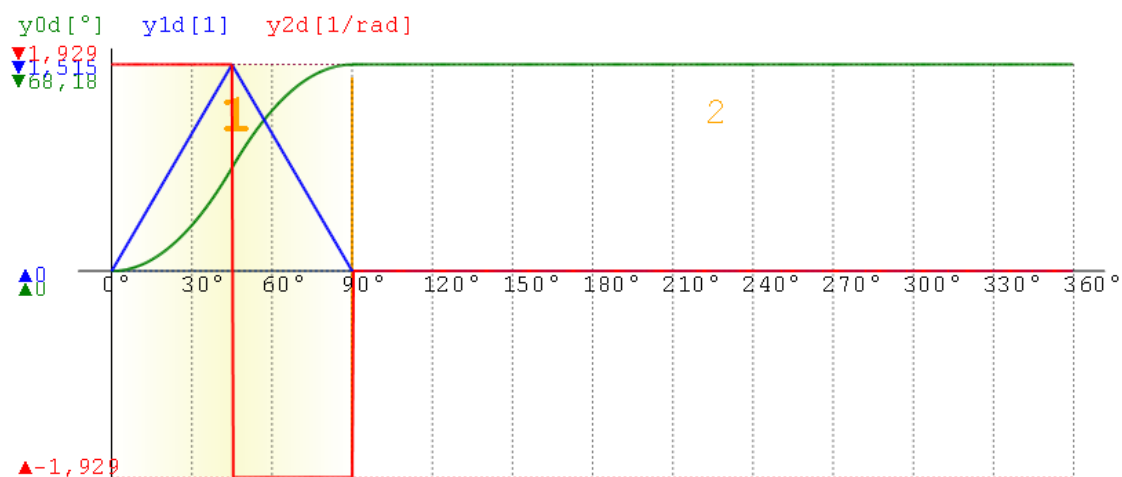
$$F = \begin{bmatrix} \dot{\gamma}_1 \\ \dot{\alpha}_1 \\ \dot{\gamma}_2 \\ \dot{\alpha}_2 \end{bmatrix}$$

Vektor funkcí musí být doplněn vektorem počátečních podmínek, který je v našem případě nulový.

5.4. Vzájemné porovnání modelů a jejich verifikace

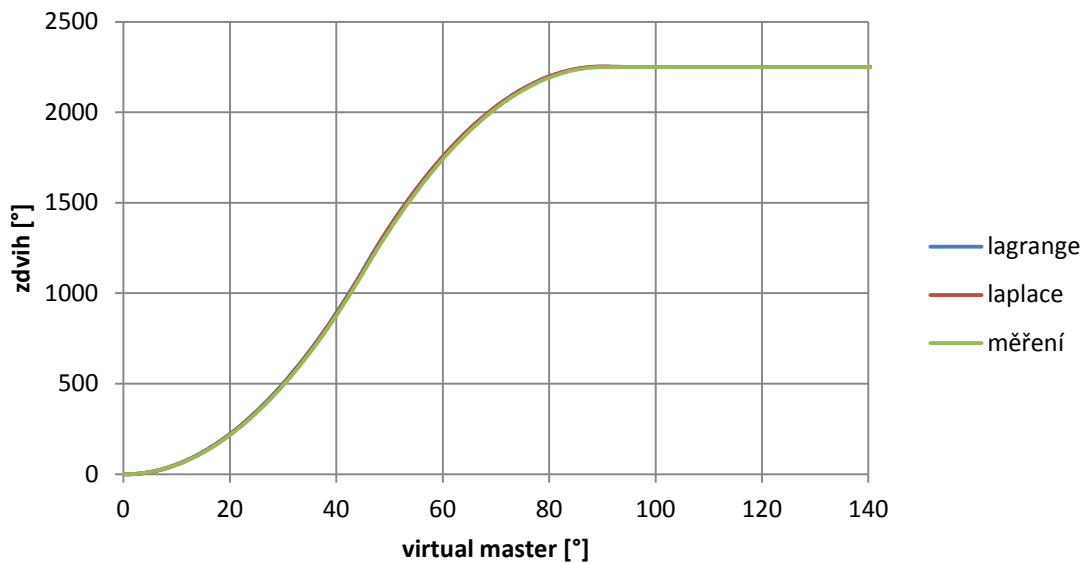
Náplň podkapitoly tvoří porovnání výsledků dosažených jednotlivými modely s měřenými daty na konkrétním příkladu. Z výsledků dostupných v literaturách [11] a [16] vyplývá, že obecné modely z kapitoly 5.1 budou vracet velmi dobré výsledky, ale povedou k poměrně složitým numerickým modelům. Vzhledem k původnímu předpokladu realizovat je v řídicí softwarové aplikaci, resp. řídicím programu PLC, byly jako první realizovány zjednodušené modely z kapitol 5.2 a 5.3. Ty nahrazují motor a regulační mechanismus poddajností, což vede k jeho značnému zjednodušení.

Pro verifikaci modelů se použila parabolická zdvihová závislost, která obsahuje nespojitosti ve své druhé derivaci. Parabola byla umístěna hned na začátku intervalu, nastavení zdvihu činilo $68,18^\circ$ a úhlu zdvihu 90° . Otáčky virtuálního masteru byly nastaveny na 47 min^{-1} .

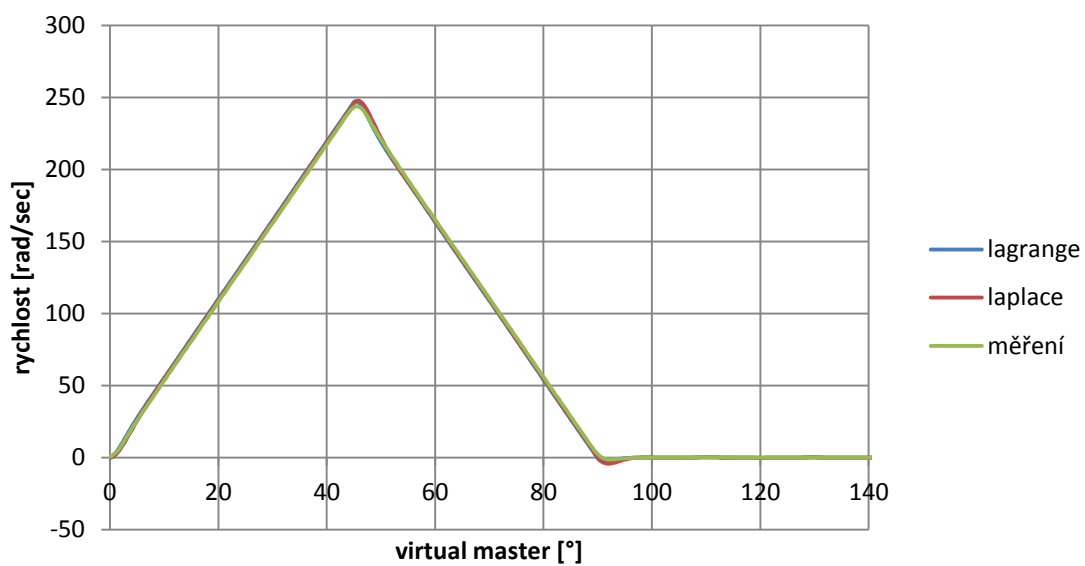


Obr. 5.11 Parabolická zdvihová závislost použitá pro verifikaci modelů

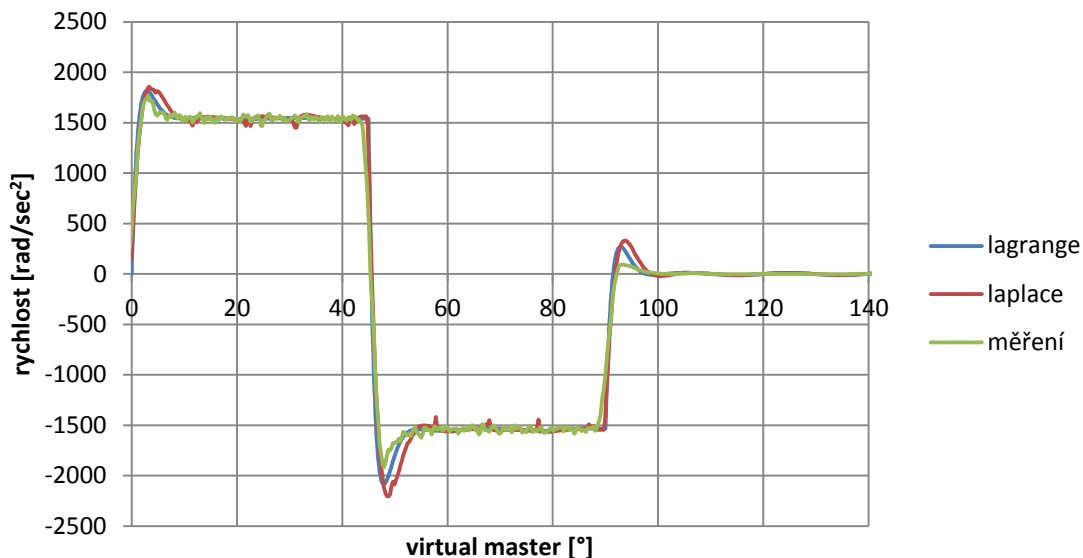
Následující tři grafy (Obr. 5.12 až Obr. 5.14) zobrazují chování modelů a standu s elektronickou vačkou na výstupu serva (tedy před převodovkou). Měření probíhalo na encoderu motoru pomocí měřicích nástrojů aplikace MP720 od firmy Yaskawa. Zdvih a jeho první derivace se získaly přímo ze servopacku. Pro získání 2. derivace byla provedena numerická derivace. U modelu založenému na Lagrangerových rovnicích poskytl data 0. a 1. derivace přímo výstupní vektoru řešiče Runge-Kutta. Výsledek 2. derivace se vypočítal zvlášť pomocí funkce (5.37), která byla připravena pro řešič. U druhého modelu, který využíval simulační prostředí Scilab, jsme zdvih získali přímo z přenosu (5.11). Jeho první derivace vznikla z modifikovaného přenosu (čitatel byl vynásoben s-operátorem). Druhá derivace pak vyjádřena pomocí numerické derivace první derivace, protože přenos již nelze více upravovat (řád čitatele by převyšoval řád jmenovatele).



Obr. 5.12 Průběh zdvihu na rotoru motoru

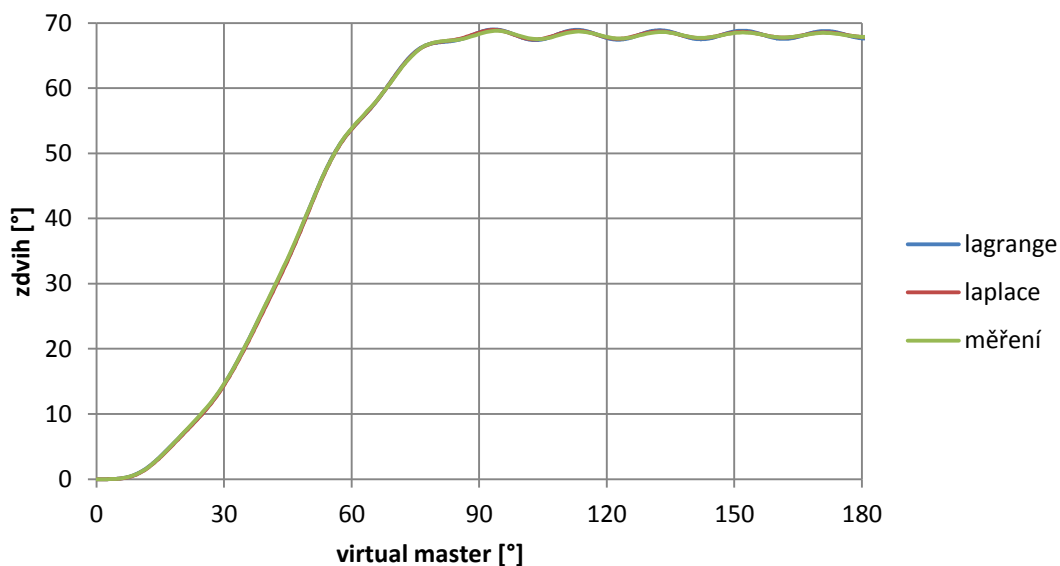


Obr. 5.13 Průběh rychlosti na rotoru motoru

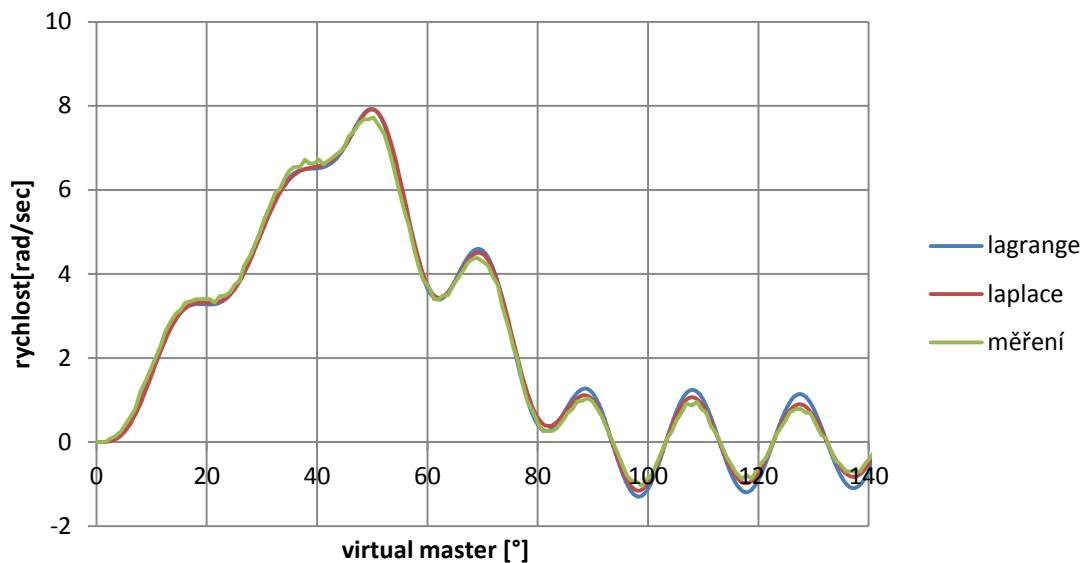


Obr. 5.14 Průběh zrychlení na rotoru motoru

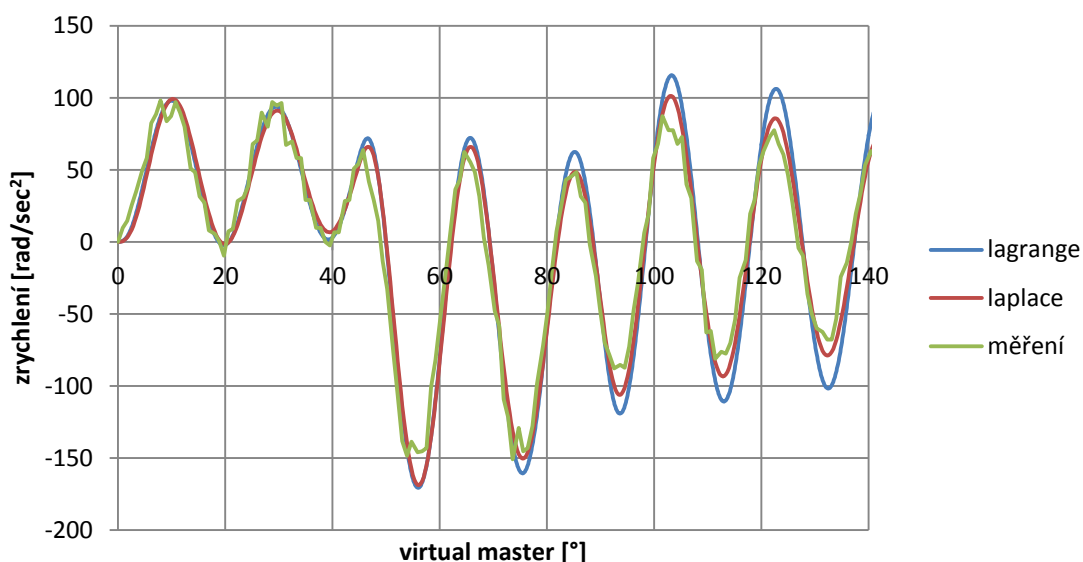
Poslední tři grafy kapitoly popisují chování výstupního členu, tedy hmoty setrvačníku. Měření v tomto případě probíhalo pomocí PC aplikace spolupracující s měřicí funkcí implementovanou v řídicím programu PLC, která sbírá data z externího encoderu. Zaznamenána je pouze poloha, takže 1. a 2. derivace jsme dosáhli numericky. Data z modelu využívající reprezentaci pomocí Lagrangerových rovnic jsme získali obdobně jako v předchozím případě. U modelu využívajícího přenosové funkce byla data všech derivací získávána přímo z přenosových funkcí (přenos pro výstupní člen mechanismu umožňoval vynásobit čítenel s i s^2 , aniž by došlo k porušení kauzality).



Obr. 5.15 Průběh zdvihu na výstupním členu



Obr. 5.16 Průběh rychlosti na výstupním členu



Obr. 5.17 Průběh zrychlení na výstupním členu

Největší odchylky se dle očekávání objevovaly u nejvyšších derivací. Je zde také dobře patrný šum vznikající při měření, který se numerickou derivací ještě zvýšil.

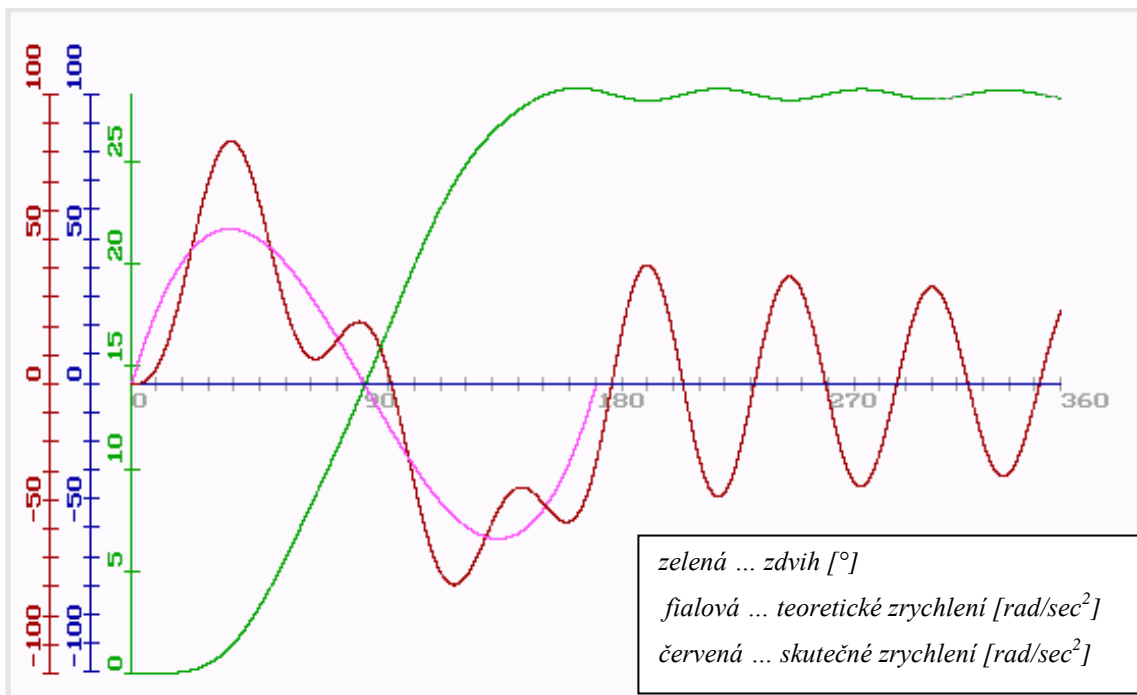
Cíl této části práce představoval návrh jednoduchého modelu, který dostatečně přesně simuluje chování mechatronického systému tak, jak tomu obvykle bývá v praxi. Na základě výše uvedených měření a dalších měření, jejichž publikace by přesahovala rámec práce, byla přesnost modelů uznána za dostatečnou. V dizertační práci se tak dále uvažoval pouze zjednodušený diskrétní model, jehož implementace proběhla v řídicí aplikaci pro kompenzaci kmitů. Sledovanou veličinou byla polohová odchylka pracovního členu, která se především v klidových částech pohybových funkcí projevuje jako rušivé reziduální kmitání.

6. Potlačení reziduálních kmitů elektronických vaček

V současné době existuje celá řada různých metod, jak potlačovat reziduální kmity elektronických vaček. Z logiky věci vyplývá, že všechny algoritmy musí fungovat principiálně stejně. Buď upraví akční veličinu tak, aby řízený systém žádné kmity nevybuzoval, nebo aktivně reaguje na vznikající kmity a upraví akční veličinu tak, aby došlo k jejich potlačení. Lze proto snadno narazit na zavedené metody, které fungují principiálně zcela shodně a liší se pouze přístupem. Například tvarování signálu metodou dopravního zpoždění a základní verze input shapingu, kdy první algoritmus využívá přístup v Laplaceově doméně, zatímco druhý v časové. Stručný přehled současných metod byl proveden již v úvodu práce a podrobným přehledem se zabývá například práce [3] a [11]. Vybraným metodám se dále věnují [6], [11], [12] a [13].

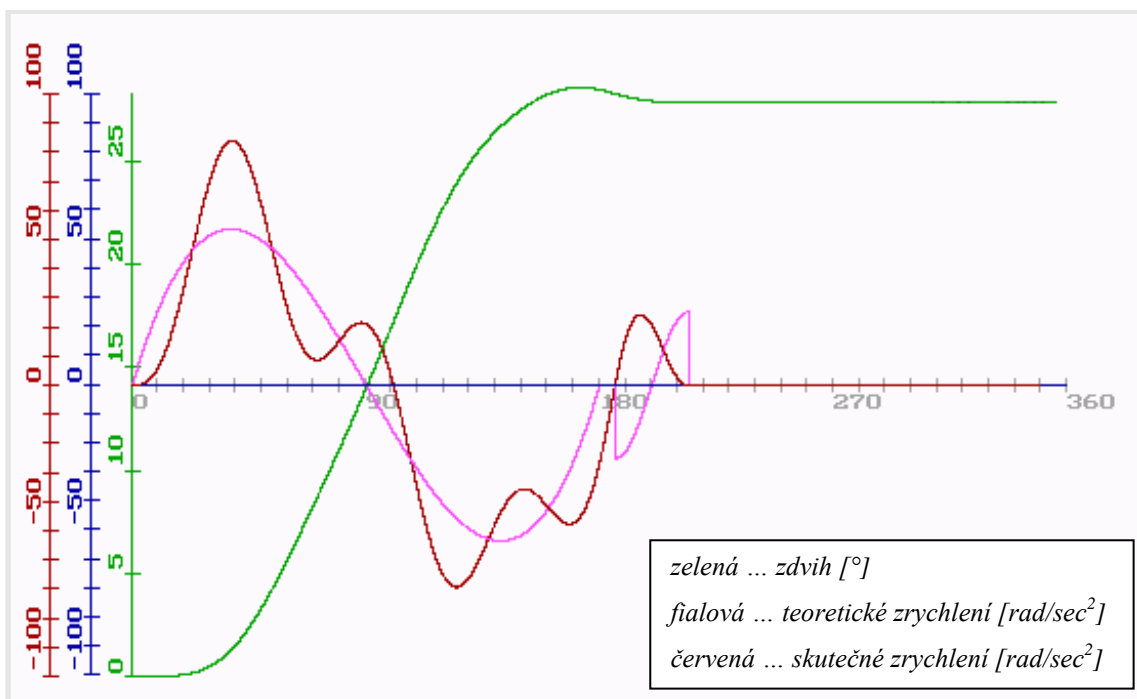
6.1. Kompenzace reziduálních kmitů superpozicí zdvihové závislosti s harmonickým pulzem – původní metoda

Algoritmus vychází z metody superpozice korekční funkce s budící zdvihovou závislostí publikované doktorem Jiráskem v [6]. Následující obrázky převzaté z [6] demonstrují jeho funkci. Obr. 6.1 ukazuje chování na výstupu modelovaného systému (velmi podobného tomu z kapitoly 5) bez jakékoli úpravy zdvihové závislosti. Z grafu je patrné, že teoretický průběh zrychlení daný pouze zdvihovou závislostí se od skutečného průběhu značně liší. Kmity jsou patrné na celém průběhu, ale největší problém představují v klidové oblasti, kde obvykle probíhá technologický proces stroje. Právě na tuto oblast se zaměřuje kompenzační algoritmus uvedený v [6] a z něj vycházející rozšířený algoritmus prezentovaný v této práci.



Obr. 6.1 Reziduální kmity (buzeno cykloidální z.z., otáčky 130 min⁻¹), převzato z [6]

Princip algoritmu znázorňuje následující Obr. 6.2. K budící harmonické zdvihové závislosti je na počátku klidového intervalu superponován pulz, který v tomto případě založen na harmonické funkci. Jeho délka vychází z vlastní frekvence mechanismu. K vytvoření jeho přesné definice poslouží další dva parametry – počáteční pozice a amplituda. Pro jejich určení se používal speciální vstupní modul, který umožňoval snadné ruční seřízení.



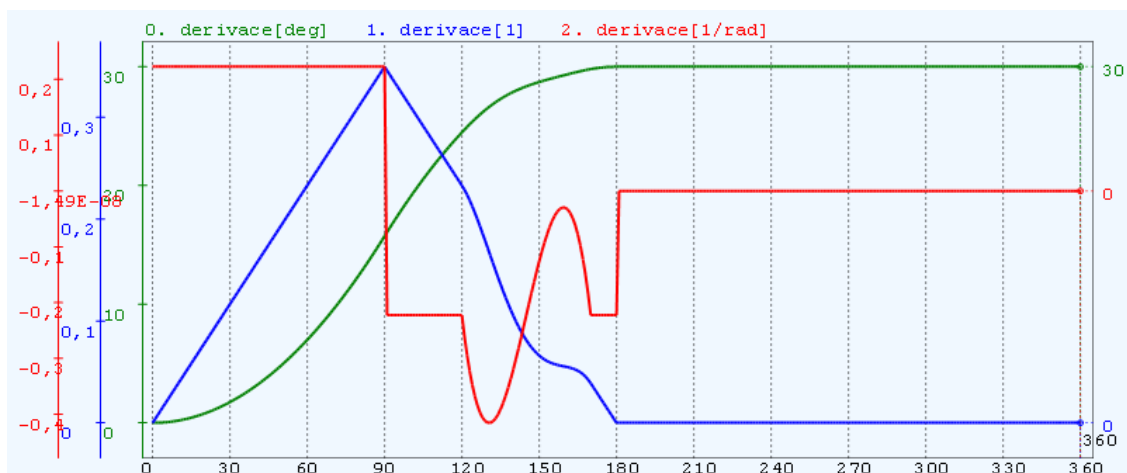
Obr. 6.2 Kompensace harmonickou funkcí, převzato z [6]

Pokud je pulz správně umístěn a má správnou amplitudu, působí v přesné protifázi s posledním kmitem a zcela ho pohltí, jak znázorňuje Obr. 6.2. Vzhledem k tomu, že systém se už nachází v klidové části zdvihové závislosti, nedochází k vybudení žádných dalších kmitů.

6.2. Kompenzace reziduálních kmitů superpozicí zdvihové závislosti s harmonickým pulzem – rozšířená metoda

Rozšíření původní metody vzniklo na základě požadavků o snadnější praktické nasazení. Největší překážkou pro původní metodu představovala nutnost přesné znalosti vlastní frekvence, resp. odezvy řízeného systému pro určení parametrů pulzu. Původní myšlenka tak byla upravena do této podoby. Pro utlumení kmitů v klidové části zdvihové závislosti lze použít libovolný pulz, který na konci pracovní části původní zdvihové závislosti bude generovat kmity stejné amplitudy, ale opačné fáze vzhledem ke kmitům generovaným původní zdvihovou závislostí. Superpozicí pulzu se zdvihovou závislostí získáme signál, který sice může vybudit kmity v pracovní části, ale před přechodem do klidové části dojde k jejich utlumení. Právě klidová oblast je pro většinu výrobních procesů stěžejní. Tato filozofie odstraňuje požadavek na přesně danou délku pulzu, a tedy na znalost vlastní frekvence mechanismu.

Následující Obr. 6.3 graficky demonstruje tvorbu modifikované zdvihové závislosti. K parabolické zdvihové závislosti (charakteristická skokovým průběhem 2. derivace zdvihu resp. zrychlení) se v bodě 120° přičte pulz o délce 50° . Má velikost amplitudy $1,46^\circ$, takže na průběhu zdvihu o amplitudě 30° je jen slabě patrný, ale na průběhu zrychlení ho lze velmi dobře pozorovat.



Obr. 6.3 Příklad tvorby modifikované zdvihové závislosti

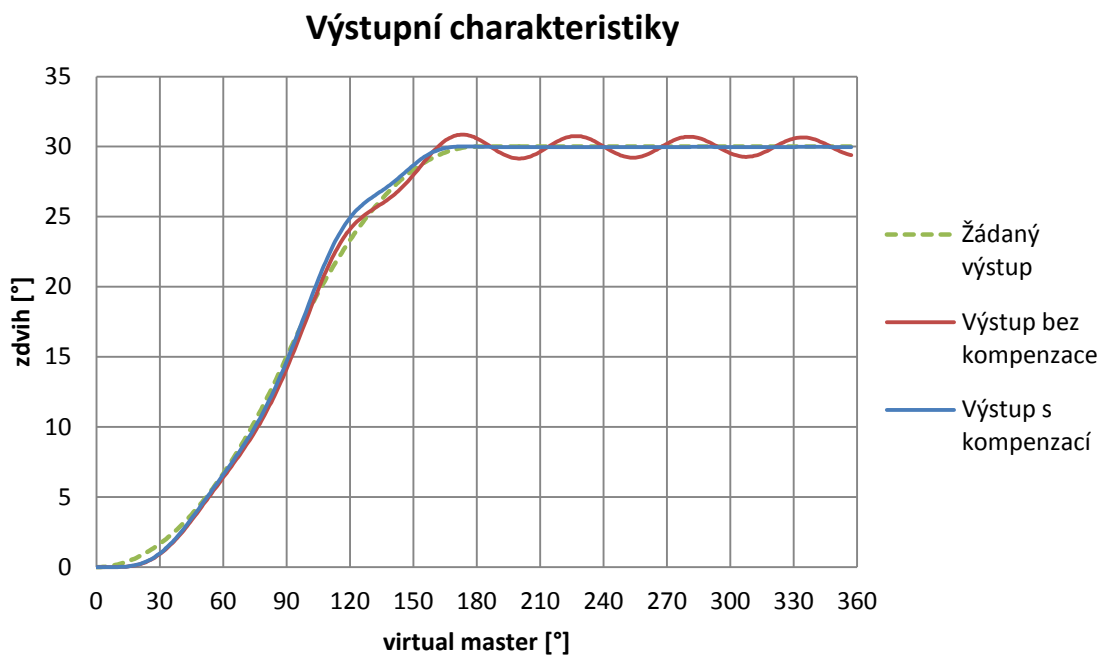
Při pouhé superpozici výchozí zdvihové závislosti s kompenzačním pulzem by došlo ke změně výsledného zdvihu, proto je třeba přenásobit původní zdvihovou závislost amplitudou kompenzačního pulzu (viz níže uvedené vztahy). Zdvihovou závislost definujeme pomocí unifikované jednotkové zdvihové závislosti a parametru definujícího velikost zdvihu.

$$org_ZZ = zdvih * jedn_ZZ \quad (6.1)$$

Obdobně lze definovat i kompenzační pulz. Výsledný vztah lze zapsat následujícím způsobem, kde A představuje amplitudu kompenzačního pulzu.

$$mod_ZZ = (zdvih + A) * jedn_ZZ - A * jedn_pulz \quad (6.2)$$

Následující obrázek ukazuje vliv poddajnosti hřídele na praktickém příkladu. Zelená přerušovaná čára znázorňuje žádanou zdvihovou závislost. Jedná se o parabolickou zdvihovou závislost se zdvihem 30° během půl otáčky (180°) výstupu. Odezvu na signál při rychlosti 130 min^{-1} představuje červená křivka. Tlumené kmity můžeme pozorovat během celého klidového intervalu. Modrá křivka prezentuje odezvu systému na zdvihovou závislost modifikovanou pomocí kompenzačního pulzu. V klidové části dochází k úplnému utlumení reziduálních kmitů. Je zde také patrná o něco větší deformace odezvy během zdvihu způsobená změnou měřítka původní zdvihové závislosti. Kompenzační pulz je umístěn těsně před konec zdvihu (přibližně do bodu 130°) a sám žádnou deformaci nezpůsobí. Zpravidla existuje více poloh, kam lze pulz umístit, což bude vysvětleno v další kapitole.



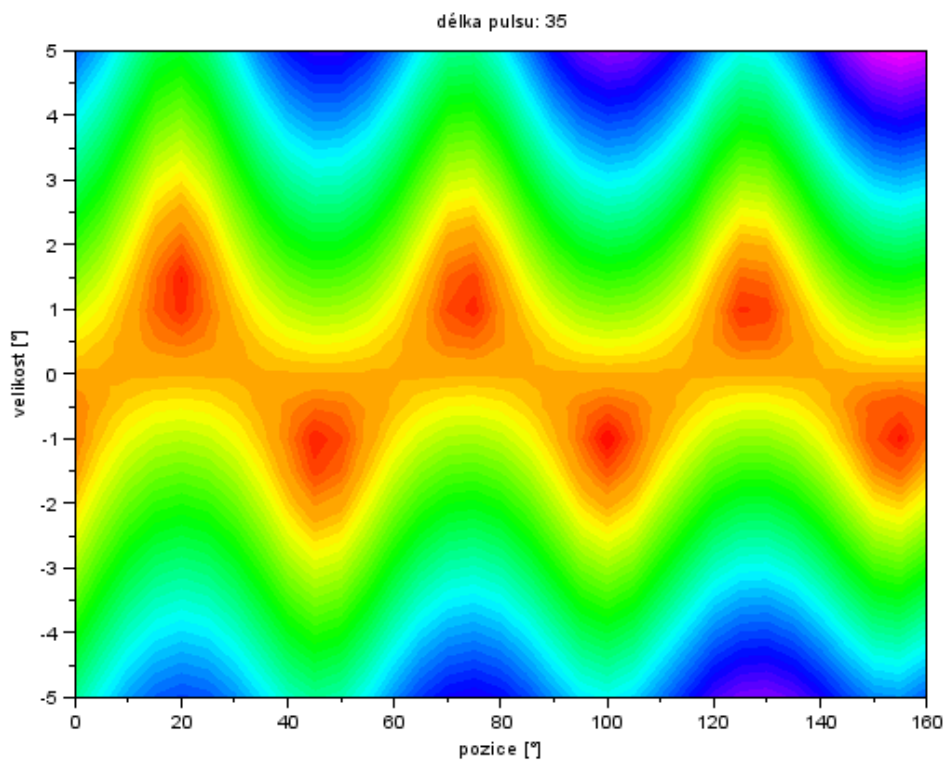
Obr. 6.4 Výstupní charakteristiky naměřené na zkušebním standu

6.3. Vliv parametrů kompenzačního pulzu

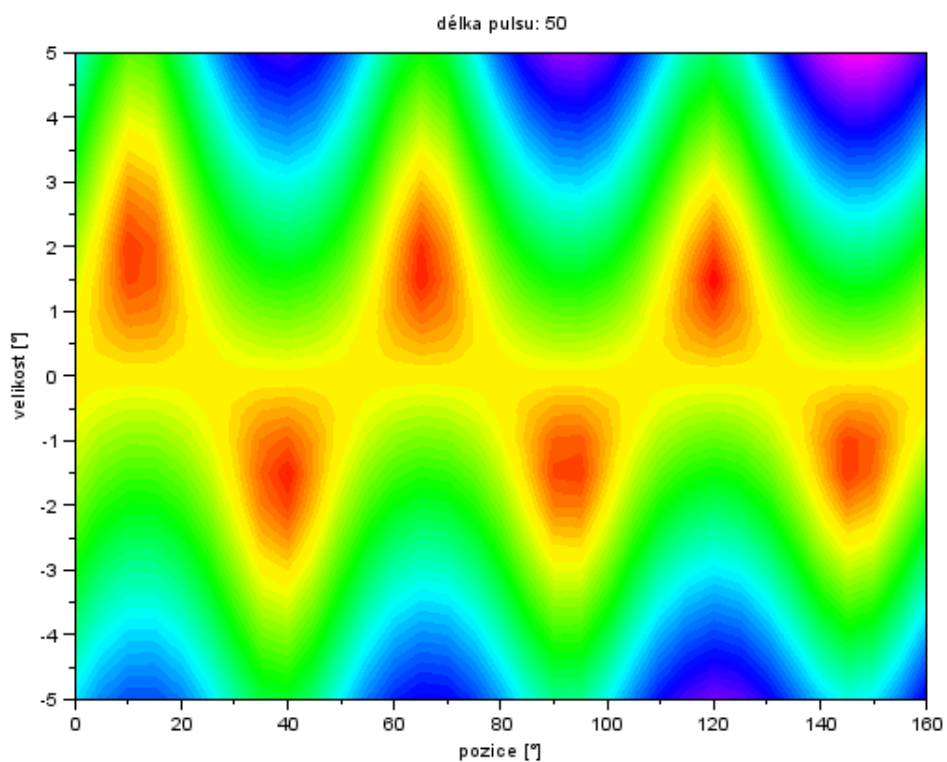
Kompenzační pulz je v podstatě pouze změřitovaná jednotková zdvihová závislost umístěná do správné polohy. Nejprve stanovíme funkci, resp. typ zdvihové závislosti, který určuje jeho tvar. Ve všech grafech v tomto článku se jedná o polynom 5. stupně. Proběhlo testování i dalších funkcí, například paraboly nebo cykloidální funkce. Obecně lze říct, že přinesly obdobné výsledky. Dále už pro přesnou definici pulzu postačí pouze tři parametry:

délka, amplituda a pozice. Délka i pozice jsou uváděny ve stupních vzhledem k natočení virtuálního masteru.

Zafixujeme-li délku pulzu na konstantní hodnotu, můžeme graficky znázornit vliv zbylých dvou parametrů na velikosti reziduálních kmitů, jak ukazují níže uvedené Obr. 6.5 a Obr. 6.6. V obou případech se zvolily délky pulzu náhodně vzhledem k vlastní frekvenci, která činí 14,5 Hz (perioda pulzu odpovídající vlastní frekvenci při 130 min⁻¹ VM je 26,9°). Na vodorovnou osu je vynesena počáteční pozice pulzu od 0° do 160°. Použitelnost horní hranice samozřejmě ovlivňuje délka pulzu tak, aby pulz nezasahoval do klidové oblasti zdvihové závislosti. Z grafu vyplývá, že vzhledem k vodorovné ose můžeme najít hned několik minim a jejich vzdálenost je definována vlastní frekvencí. Svislá osa zachycuje velikost pulzu od -5° do 5°. Minima lze nalézt pro kladné i záporné velikosti pulzu (pulz můžeme od zdvihové závislosti odečíst nebo přičíst). Na grafech je také patrný mírný posun minim k vodorovné ose s narůstající pozicí pulzu. Tento jev závisí na velikosti tlumení pružné hřídele tak, že s velikostí tlumení se zvyšuje. Čím dříve dojde k umístění pulzu, tím musí být větší jeho amplituda, aby na konci pracovní části zdvihu vygeneroval kmity požadované velikosti. Pokud porovnáme oba grafy, zjistíme, že délka pulzu má přímý vliv na velikosti pulzu. Je to logické, protože při zvětšení délky pulzu se sníží amplituda kmitů generovaných tímto pulzem. Nelze jej tímto způsobem prodlužovat neomezeně, protože by jeho velká amplituda příliš zdeformovala původní zdvihovou závislost. Z hlediska servopohonu k důležitým aspektům patří maximální velikost zrychlení modifikované zdvihové závislosti. S ohledem na délku kompenzačního pulzu není dobré volit příliš velkou ani malou hodnotu. Metodikou pro stanovení této hodnoty v závislosti na ostatních parametrech se zabývá další výzkum.



Obr. 6.5 Vliv pozice a velikosti pulzu na velikost kmitů (červená minimální, fialová maximální) při délce pulzu 35°



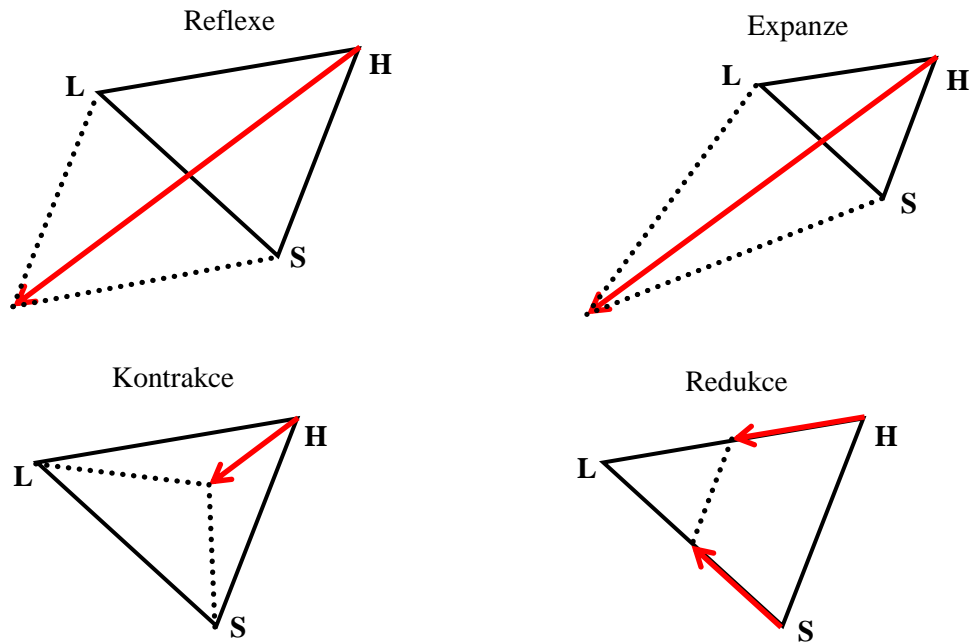
Obr. 6.6 Vliv pozice a velikosti pulzu na velikost kmitů (červená minimální, fialová maximální) při délce pulzu 50°

6.4. Určení parametrů pulzu

Zůstává však otázkou, jak tedy určit parametry pulzu (délku, amplitudu a pozici). Samozřejmě je to možné na základě přesného modelu řízené soustavy. Z praktického hlediska lze tuto možnost téměř vyloučit, protože sestavení přesného modelu elektronické vačky je velmi obtížné. Každý výrobce má odlišnou regulační strukturu a v některých případech se k jejich přesné specifikaci ani není možné dostat. Obtíže může působit i namodelování mechanické části. Například použitá bezvůlová převodovka Spinea TS 170-33-P24 mění výrazně některé své parametry s rostoucí teplotou, jak dokumentuje [11]. Práce se vydává opačnou cestou a pro nalezení parametrů pulzu využívá iterační přístup se zpětnou vazbou, na kterou se nekladou velké nároky. Není třeba znát přesný průběh, postačí pouze informace o kvalitě regulace za jeden pracovní cyklus. Velký problém nepředstavuje ani dopravní zpoždění, které má vliv pouze na rychlost iteračního procesu.

Nejprve byla testována metoda půlení intervalu (zvláště pro jednu a pak pro druhou osu). Tento způsob hledání minima se ukázal jako velmi citlivý na vhodné zadání počátečních podmínek. Rovněž ho nepříznivě ovlivňovaly chyby vznikající při měření velikosti reziduálních kmitů. Proběhla tedy postupná modifikace a nakonec došlo k jeho nahrazení simplexovou metodou Nelder–Mead [5]. Ta se vyznačuje poměrně rychlou konvergencí, nevyžaduje znalost derivace minimalizované funkce a zároveň je i robustní vzhledem k možným chybám vznikajícím při měření. Patří mezi tzv. komparativní metody, takže hledá minimum účelové funkce porovnáváním jejich hodnot v určitých bodech prostoru \mathbb{R}^n . Obecně je tedy vícerozměrná, proto by eventuální rozšíření minimalizované funkce o parametr délky pulzu nepředstavovalo větší komplikaci.

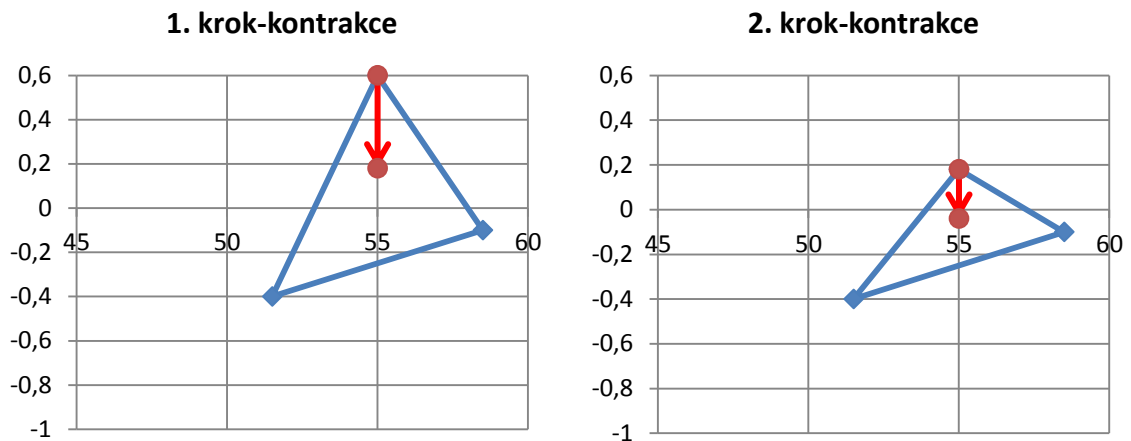
První krok metody obsahuje volbu počátečního simplexu, což je objekt tvořený $n + 1$ vrcholy, kde n představuje rozměr minimalizované funkce. V našem případě bylo $n = 2$, takže minimalizace probíhala v prostoru \mathbb{R}^2 a simplex tvořily trojúhelníky. Jádrem každého kroku je nahrazení nejhoršího vrcholu simplexu lepším. Nový vrchol se vždy hledá na polopřímce vycházející z nejhoršího vrcholu procházející těžištěm zbývajících vrcholů. V závislosti na konkrétním typu iterační metody se používají různé transformace simplexů s různými parametry. V našem případě jsme použili následující: reflexe, expanze, kontrakce a redukce. V případě dvourozměrného prostoru je lze snadno graficky demonstrovat (viz Obr. 6.7). Podrobněji se touto metodou zabývá například literatura [5].

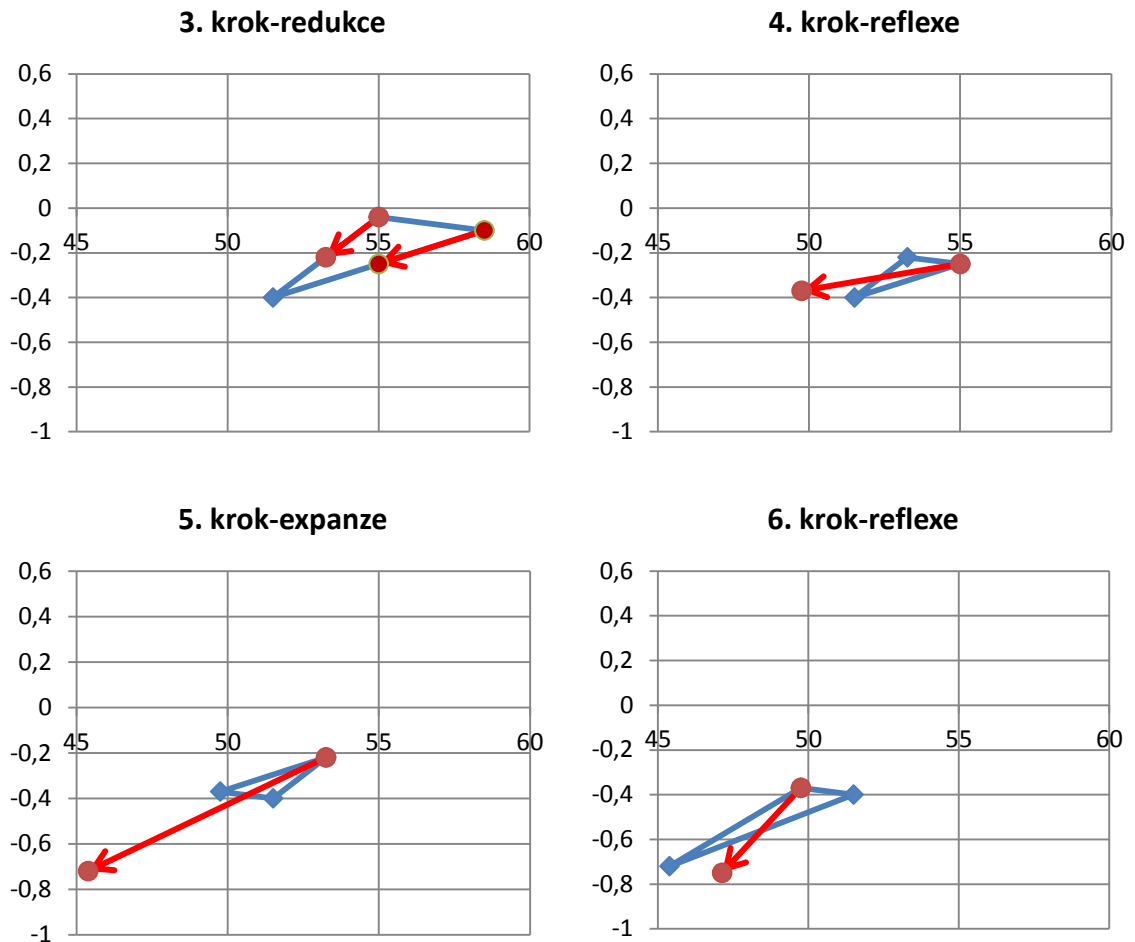


Obr. 6.7 Transformace simplexu

Jak ukazují Obr. 6.5 a Obr. 6.6 minim existuje obvykle několik. Volba počátečního simplexu tak přímo rozhoduje o tom, ke kterému konkrétnímu lokálnímu minimu bude funkce konvergovat. Obvykle nejlepší řešení představuje nalezení posledního minima před koncem zdvihu, protože pulz zde vykazuje nejmenší amplitudu, resp. nejmenší zrychlení.

Následující Obr. 6.8 demonstuje postup (prvních šest kroků) algoritmu na konkrétním příkladě, který byl naměřen na standu.

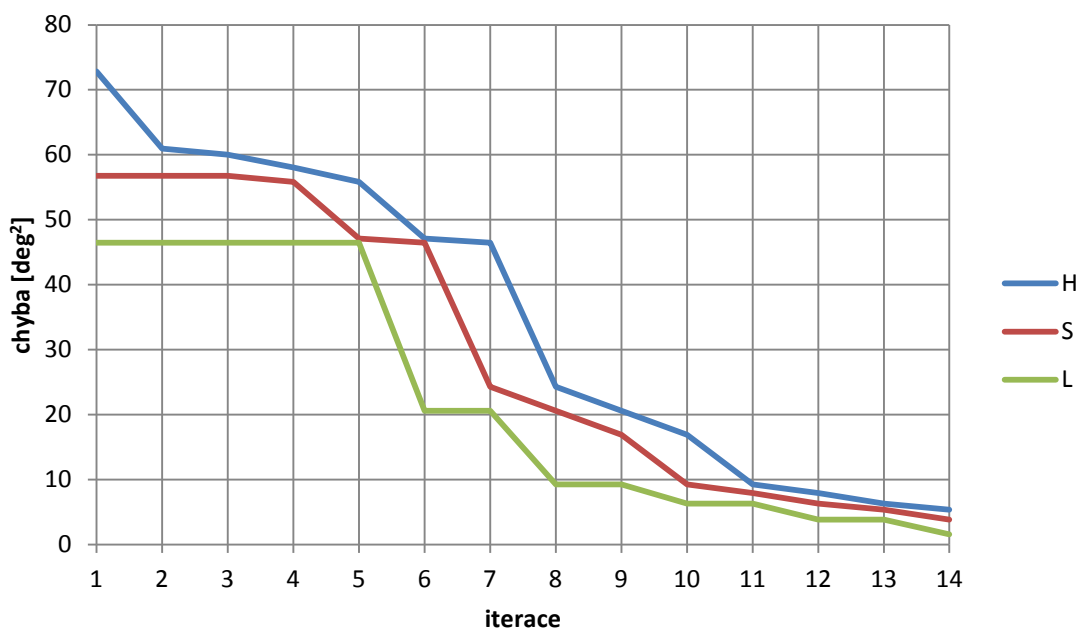




Obr. 6.8 Příklad iteračního procesu (vodorovná osa znázorňuje pozici pulzu vzhledem k virtuálnímu masteru [°], svislá osa amplitudu [°])

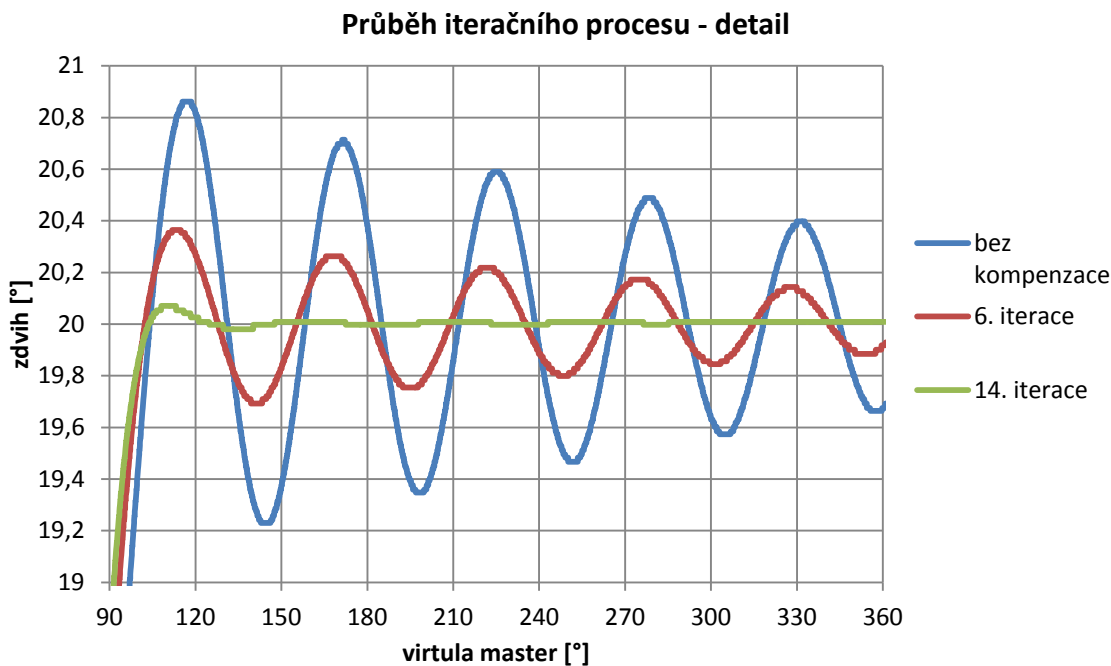
Celkový průběh iteračního procesu demonstruje následující Obr. 6.9. Začíná s vhodně zvoleným simplexem (body nesmí ležet na přímce, zásahy, které způsobí v regulační smyčce, musí být fyzikálně realizovatelné s dostatečnou rezervou pro další transformace simplexu). Chyba počátečního simplexu se pohybuje v rozsahu přibližně 50 deg^2 až 70 deg^2 . Po 14 krocích chyba činila $1,56 \text{ deg}^2$, což lze považovat za uspokojivé řešení. Další iterace nemají valný smysl, protože simplex je velmi malý a dochází k značným chybám mezi jednotlivými měřeními.

Minimalizace simplexu



Obr. 6.9 Průběh měřeného iteračního procesu (H – nejhorší bod, S – střední bod, L – nejlepší bod)

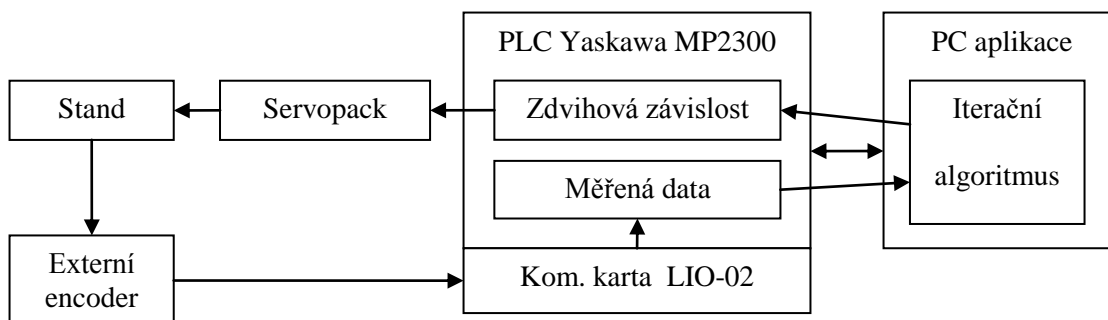
Následující Obr. 6.10 demonstruje průběh zdvihu v několika vybraných iteračních krocích. Použili jsme obdobnou zdvihovou závislost jako v předchozích příkladech a její klidový interval tedy začíná na úhlu 120° . Nákladová funkce se snaží minimalizovat plochu vymezenou naměřeným zdvihem a původní zdvihovou závislostí v tomto intervalu $\langle 120^\circ; 360^\circ \rangle$. Rozsah hodnot (špička-špička) v tomto intervalu pro zdvih ve 14. iteraci činí pouhých $0,03^\circ$. Při rozlišení senzoru $0,015^\circ$ to tedy znamená odchylku ± 1 pulz. Pokud bychom uvažovali trvalou odchylku 1 pulz, potom bychom na pozorovaném intervalu 240° dostali chybu o velikosti $3,6 \text{ deg}^2$. Vzhledem k tomu lze považovat stav po 14 iteračních krocích s chybou $1,56 \text{ deg}^2$ za uspokojivý.



Obr. 6.10 Průběh zdvihu pro vybrané kroky iteračního procesu

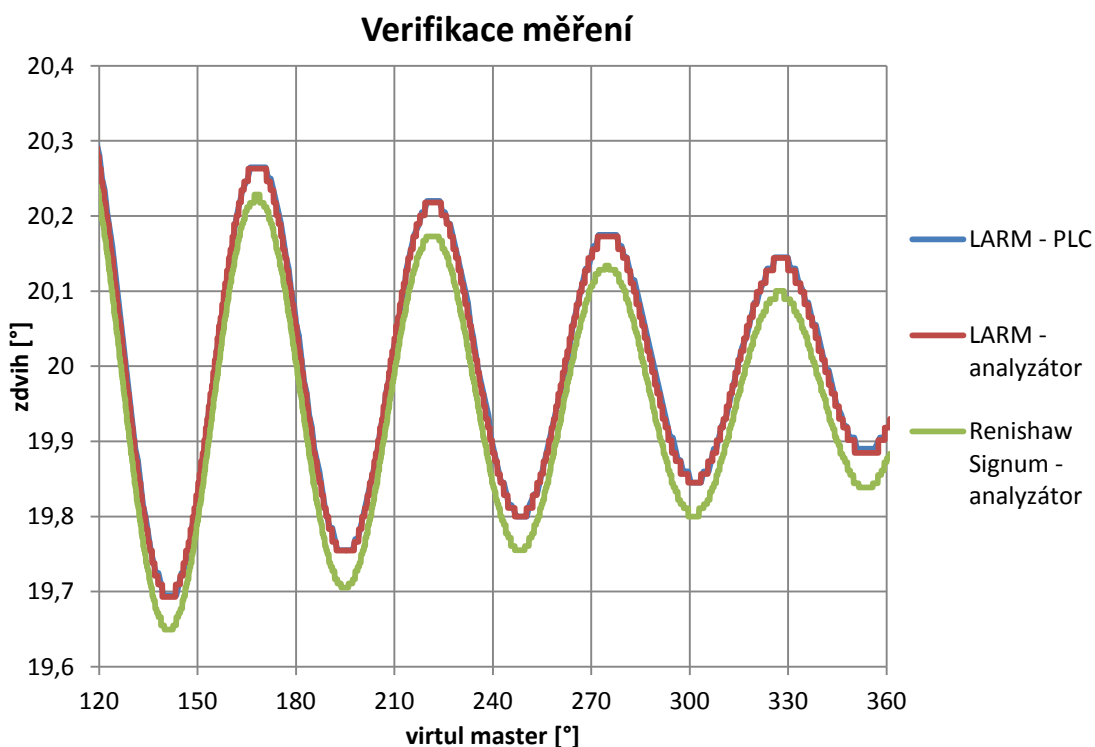
6.5. Testovací stand

Experimentální model tvoří především komponenty od firmy Yaskawa. Konkrétně se jedná o PLC MP2300, servopack SGDA-A3-AE a servomotor SGMGV-30D o výkonu 2,9 kW. K motoru je připojen bezvůlový reduktor Spinea TS 170-33-P24 o převodu 33. Měření výstupních dat zajišťuje externí encoder LARM 305/6000, který dosahuje rozlišení 0,015° připojený přes komunikační kartu LIO-02. PLC je programováno prostřednictvím „ladder diagramu“ a obsahuje v sobě řídicí program elektronické vačky a pomocné podprogramy pro měření výstupních dat. Pro snadnější vývoj, experimentování a interpretaci výsledků došlo k přesunutí ostatní funkcionality do nadřazené PC aplikace. Ke komunikaci mezi PC a PLC dochází přes ethernetové rozhraní s využitím knihoven založených na Yaskawa API vyvinutých ve VÚTS v jazyku Visual Basic [4]. Samotná aplikace je vyvíjena v jazyku C# a kromě řídicích funkcí (start, stop, nastavení rychlosti atd.) zjišťuje zejména iterační mechanismus pro nalezení ideální pozice kompenzačního pulzu (načtení naměřených dat, výpočet nové modifikované zdvihové závislosti a její odeslání do PLC). Datové propojení jednotlivých prvků demonstruje Obr. 6.11.



Obr. 6.11 Diagram datových toků testovacího standu

Pro verifikaci dat získávaných z PLC proběhlo nezávislé měření s využitím externího měřicího zařízení. Pomocí analyzátoru Dewetron DEWE5000 byly měřeny dva vstupní kanály. První pocházel od stejného senzoru, který využívá PLC, tedy LARM 305/6000. Druhý vstup pro zajištění stoprocentní nezávislosti představoval snímač Renishaw Signum s měřicí hlavou SR010A a interface Si-nn-0020 na měřicím prstenci Renishaw RESM o průměru 75 mm s 11840 impulzy na otáčku. Jak ukazuje následující Obr. 6.12, data získaná ze senzoru LARM pomocí PLC a analyzátoru se prakticky shodují. Data získaná ze senzoru Renishaw mají shodný charakter, ale jsou mírně posunuta. Tuto chybu nezapříčinilo měření, ale čistě mechanické vlastnosti standu. Podrobně se touto problematikou zabývá Příloha B.



Obr. 6.12 Porovnání dat z různých snímačů na vybraném detailu výstupní charakteristiky

7. Závěr

Předmětem dizertační práce se staly dva zdánlivě nesourodé cíle. První z nich představuje automatizaci a ucelení procesu návrhu výrobních dat klasických krokových mechanismů s radiálními vačkami. Druhý se zabývá rozšířením a implementací algoritmu pro kompenzaci reziduálních kmitů elektronické vačky využívající superpozici budící zdvihové závislosti s harmonickým pulzem. Práce tak spojuje speciální problematiku klasických vačkových mechanismů s elektronickými vačkami.

U klasických dvojvačkových mechanismů jde především o stanovení výrobních souřadnic tak, aby kontakt vaček s karuselem byl realizován pouze dvěma rolkami. Toho lze dosáhnout odlehčením profilů vaček ve vhodných místech. Dochází tak k odstranění rázů, které by nutně vznikaly při náběhu rolky na konturu vačky, a namáhání při průchodu rolky spojnicí osy rotace vaček a rotace karuselu vlivem výrobních nepřesností i v řádech setin milimetru. Při předpokladu, že kinematický řetězec klasického vačkového mechanismu neobsahuje poddajnosti (poddajné členy a vazby), představovaly by tyto rázy jediné parazitní jevy mechanismu. Odstraněním zmíněných nežádoucích jevů je klasický dvojvačkový krokový mechanismus s radiálními vačkami v současnosti nenahraditelný. Při správné volbě konstrukčních elementů a materiálů vaček dosahuje vysoké dynamiky (maximálních otáček, zatížení jak vnější, tak dynamické vlivem setrvačných sil). Budou-li při výrobě dodrženy předepsané rozměrové tolerance, splňuje klasický krokový mechanismus ty nejvyšší požadavky. Špatné dimenzování (nevhodné rolky, malá šířka činné plochy vaček, nevhodná geometrie základního vačkového mechanismu radiální vačky s vahadlem a kladkou apod.) nezpříčiní deformaci pracovního pohybu, dojde pouze ke snížené životnosti. Tyto krokové mechanismy jsou klasickými představiteli pevné automatizace a používají se především pro jednoúčelové stroje s vysokou produktivitou. Změna pohybové funkce je problematická a lze ji učinit pouze v určitém rozsahu výměnou dvojvaček.

U elektronických vačkových mechanismů je situace odlišná. V rámci své hardwarové konfigurace je nelze dělit na krokové a periodické. V obou případech se jedná o realizaci zdvihové závislosti (pohybové funkce) na hřídeli servomotoru. Proto jsou charakteristické vlastnosti stejné pro oba typy pohybů (neperiodické – krokové a periodické). Elektronické vačky patří mezi představitele pružné automatizace, protože změnu zdvihové závislosti pracovního členu lze provést snadno a z pohledu kinematiky pohybu libovolně. Základní problém však spočívá v principiální přítomnosti poddajné elektromagnetické vazby mezi státorem a rotorem. V případě synchronních servomotorů jde o elektromagnetickou vazbu mezi permanentním magnetem rotoru a vinutím statoru. Její vlastnosti ovlivňuje regulace servopohonu (měniče). Tato oblast vyžaduje samostatnou náročnou odbornou kvalifikaci. Jedná se o správné nastavení parametrů regulátorů v polohové, rychlostní a proudové zpětnovazební

smyčce, včetně dopředných rychlostních a momentových vazeb. Dále je nezbytné kinetostatické dimenzování pohonu, které na základě zvolené pracovní zdvihové závislosti stanoví maximální hnací moment servomotoru, jeho efektivní hodnotu (proudová zátěž) a maximální otáčky. Tyto parametry musí odpovídat katalogovému listu výrobce k danému servomotoru. Vhodné dimenzování tedy minimalizuje velikost polohové chyby vlivem této elektromagnetické poddajnosti. To je dáno nejenom využitím všech možností, které nabízí hardware a software systém výrobce, ale především volbou vhodné zdvihové závislosti pracovního členu mechanismu. Na rozdíl od mechanismu s klasickou vačkou, špatně dimenzovaný mechanismus s elektronickou vačkou nepracuje nebo může dojít ke kolizním pohybům. V nejméně nebezpečném případě se servomotor přehřeje.

Možnost řešení problematiky minimalizace reziduálního kmitání je pro oba systémy odlišná. U klasických vačkových mechanismů jej lze minimalizovat pouze na základě velmi dobrého softwarového modelu, kdy ladíme charakter zdvihové závislosti, úhel zdvihu, otáčky, vlastní frekvenci systému a moment setrvačnosti zátěže. V hotovém a funkčním mechanismu jsou možnosti minimalizace již značně obtížné. U elektronických vačkových mechanismů existuje řada metod, které rušivé kmitání kompenzují právě na funkčním mechanismu. Jedna z metod se stala předmětem dizertační práce.

K dosažení výše uvedených obecných cílů bylo třeba provést několik kroků. Pro klasické i elektronické vačkové mechanismy představuje výchozí bod návrhu tvorba zdvihové závislosti. Nejprve se detailně vymezily základní pojmy, jedná se o zdvihovou závislost, pohybovou funkci a polohovou přesnost. Dále vznikl popis dynamických vlastností zdvihových závislostí z pohledu klasických a elektronických vačkových mechanismů. Z pohledu klasických vačkových mechanismů se jedná o kinetostatickou analýzu radiální vačky s vahadlem a kladkou. Vlastnosti elektronické vačky charakterizovala analýza reziduálních spekter v klidové části pohybové funkce. Praktickým výstupem této části je softwarový nástroj KINz2, který umožňuje interaktivní návrh zdvihové závislosti. Konstruktor má k dispozici přibližně 60 funkcí, které postupně skládá za sebe, upravuje jejich parametry a měřítko pro dosažení žádaného tvaru zdvihu a jeho prvních dvou derivací. Nástroj umožňuje měnit tvar výstupního souboru, a je tak použitelný nejen pro návrh zdvihových závislostí klasických a elektronických vačkových mechanismů, ale i pro další aplikace.

Po první části práce, která tvoří základní stavební kámen pro oba v úvodu definované cíle, se následující oddíl zaměří výhradně na klasické krokové mechanismy s radiálními vačkami. Práce paralelně popisuje proces geometrického výpočtu profilu vaček spolu s jeho softwarovou implementací. Pro rychloběžné krokové mechanismy je stěžejní odlehčení profilu vaček. Nejprve je vysvětlen význam odlehčení a poté proces jeho návrhu s naznačením softwarové implementace. Praktický výstup představuje softwarový nástroj KINy2KV, který dokáže spolupracovat s paralelně běžícím nástrojem KINz2 pro návrh zdvihové závislosti. Pro

zachování přehlednosti je i proces výpočtu profilu vaček krokového mechanismu rozdělen do několika kroků. Nejprve se načte zdvihová závislost v numerické podobě (z paralelně běžícího programu KINz2 nebo datového souboru). Poté na základě konstruktérem definovaných rozměrových parametrů se určí profil vaček. Následuje výpočet odlehčení profilu všech vrcholů, které lze v dalším kroku individuálně upravovat. Nástroj umožňuje grafické zobrazení výsledného mechanismu při libovolném natočení vačky. Zároveň poskytuje zobrazení průběhů kinetostatických veličin (úhel normály, úhel tlaku a poloměr křivosti) a Hertzova tlaku (jeho vlivu na životnost činné plochy vačky je věnována první příloha). Grafy a zobrazení mechanismu jsou vzájemně provázány (lze například snadno nalézt problematické oblasti na profilu vačky). Spolu s řešičem, který přepočítá na základě změny některého parametru mechanismu ve zlomku vteřiny profily vaček a všechny průběhy, se jedná o velmi efektivní nástroj. Nová implementace výpočetního algoritmu také umožňuje realizovat nesymetrické krokové mechanismy (složené ze dvou různých vaček) na základě nesymetrických zdvihových závislosti nebo nesymetrického počátečního natočení karuselu.

Poslední část práce se věnuje výhradně druhému cíli, tedy potlačení reziduálních kmitů elektronické vačky v klidové oblasti zdvihové závislosti. Nejprve byly vytvořeny a verifikovány matematické modely pro testování vyvíjených algoritmů. Následně došlo k vytvoření softwarového nástroje implementujícího původní metodu kompenzace reziduálních kmitů superpozicí zdvihové závislosti s harmonickým pulzem. Dále byl realizován modul s matematickým modelem a později modul pro komunikaci s reálným PLC. V PLC byl vytvořen program pro elektronickou vačku umožňující záznam měřených dat a komunikaci s PC aplikací. Vyvíjený kompenzační algoritmus se tak mohl okamžitě testovat na modelu a později i ověřit na reálném standu. Z původní metody se odstranil požadavek na znalost vlastní frekvence systému a nutnost ručního doladění. Proběhla řada simulací a měření pro zjištění vlivu jednotlivých parametrů kompenzačního pulzu. Na závěr byl do PC aplikace implementován iterační algoritmus pro automatické nastavení parametrů pulzu (detailní analýza a měřené průběhy iteračního procesu obsahuje druhá příloha). Praktický výstup tedy představuje na matematickém i fyzikálním modelu otestovaná kompenzační metoda, jejímž cílem není nahradit stávající sofistikované metody jako input shaping apod., ale vyplnit prázdné místo tam, kde současné metody nenacházejí adekvátní uplatnění. Jediná podmínka pro nasazení vyvíjené metody spočívá v dostupnosti zpětné vazby informující o kvalitě regulace (může se jednat i o nepřímá měření zatížena dopravním zpožděním). Metoda naopak nevyžaduje znalost modelu řízeného systému, pokud však je k dispozici, dokáže ho využít pro urychlení iteračního procesu. Další významnou odlišností tvoří minimální požadavky na PLC. Metoda nepotřebuje zasahovat do regulační smyčky řídicí jednotky, a umožňuje tak použití levnějších řešení. Pro experimentální účely proběhla realizace řídicího algoritmu v PC, ale pro praktické nasazení se počítá s implementací přímo do řídicí jednotky (při podpoře dnes běžné normy IEC EN 61131-3 by se

nemělo jednat o problematickou implementaci). Algoritmus by se pak dal realizovat jako podprogram „autotunningu“, který by se spustil automaticky či ručně při zvýšení reziduálních kmitů (např. vlivem změn parametru systému po zahřátí mechanismu).

Významným rysem práce je její spojení s průmyslovou praxí, zejména pak s firmou VÚTS, na jejíž půdě se realizovaly testovací standy. Také softwarové nástroje, které byly v rámci práce navrženy, zde byly nasazeny ve výrobě. Během mého studia došlo několikrát k přepracování nástroje KINz2, který se stále vyvíjí dle aktuálních požadavků. Našel využití i v neočekávaných aplikacích (např. plánování trajektorie pohybu mechanismu odstávky láhví). Další vývoj aplikace KINy2KV lze očekávat v souvislosti s projektem zabývajícím se životností rychloběžných krokových mechanismů. Během realizace práce vznikla celá řada dalších softwarových nástrojů, knihoven a komponent (např.: komponenty pro interaktivní grafické zobrazení průběhů zdvihových závislostí a jiných křivek, knihovna pro výpočet zdvihových závislostí, knihovna matematických modelů vačkových mechanismů a mnoho dalších), které budou využity pro vývoj softwarového nástroje pro výpočet výrobních dat klasických krokových mechanismů s globoidními vačkami. Počítá se také s vývojem nástroje pro návrh složených vačkových mechanismů.

Seznam použité literatury

- [1] ANGELES, Jorge a Carlos S. LÓPEZ-CAJÚN. *Optimization of Cam Mechanisms*. Dordrecht (Nizozemsko): Springer, 1991. Volume 9. ISBN 978-94-010-5583-3.
- [2] BAKER, Rich. Effect of Additives on Macropitting Failure Using a Three Contact Disc Rig. In: [online]. [cit. 2013-09-26]. Dostupné z: http://www.pcs-instruments.com/pdf/general/ICIT_India_MPR_Presentation_2008.pdf
- [3] BENEŠ, Petr. *Řízené tvarování vstupu se zobecněnými podmínkami*. Praha, 2012. 105 s. Dizertační práce. České vysoké učení technické, Fakulta strojní, Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky, Odbor mechaniky a mechatroniky. Vedoucí práce prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
- [4] BUREŠ, Pavel. The Problems of Continuous Data Transfer between the PC User Interface and the PCI Card Control System. In: JABLOŇSKI, Ryszard a Tomáš BŘEZINA. *Mechatronics: Recent Technological and Scientific Advances*. 1st ed. New York: Springer, 2011, s. 483-487. ISBN 9783642232435. DOI: 10.1007/978-3-642-23244-2_58. Dostupné z: http://link.springer.com/chapter/10.1007%2F978-3-642-23244-2_58
- [5] ČERMÁK, Libor a Rudolf HLAVIČKA. *Numerické metody*. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2008, 110 s. ISBN 978-80-214-3752-4.
- [6] JIRÁSKO, Petr. *Metodika aplikací elektronických vaček v pohonech pracovních členů mechanismů výrobních strojů*. Liberec, 2010. 207 s. Dizertační práce. Technická univerzita v Liberci, Fakulta mechatroniky a mezioborových studií. Vedoucí práce doc. Ing. Pavel Rydlo, Ph.D.
- [7] JIRÁSKO, Petr. *Způsob a zařízení k pohonu členů strojních mechanismů*, CZ301095, EP2078882.
- [8] JULIŠ, Karel a Rudolf BREPTA. *Mechanika: Dynamika. Díl 2*. Praha: SNTL, 1987, 684 s.
- [9] KOLOC, Zdeněk a Miroslav VÁCLAVÍK. *Vačkové mechanismy*. Praha: SNTL, 1988, 379 s.
- [10] KOSTER, Marinus Pieter. *Vibrations of cam mechanisms: consequences of their design*. London: Macmillan, 1974, 222 s. ISBN 03-331-7732-0.
- [11] LINDR, David. *Řízení servopohonů v dynamicky náročných aplikacích*. Liberec, 2011. 141 s. Dizertační práce. Technická univerzita v Liberci, Fakulta mechatroniky, informatiky a mezioborových studií, Ústav mechatroniky a technické informatiky. Vedoucí práce doc. Ing. Pavel Rydlo, Ph.D.

- [12] MAREK, Ondřej. *Řízení polohy poddajných struktur vlnovou metodou*. Praha, 2013. Dizertační práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta Strojní Mechanika tuhých a poddajných těles a prostředí. Vedoucí práce prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
- [13] MAREK, Ondřej. Servo Control Using Wave-Based Method. In: *Advances in Mechanisms Design: Proceedings of TMM 2012*. Netherlands: Springer, 2012, s. 531-536. Volume 8. ISBN 978-94-007-5124-8, ISSN 2211-0984. DOI: 10.1007/978-94-007-5125-5_70. Dostupné z: http://link.springer.com/content/pdf/10.1007%2F978-94-007-5125-5_70.pdf
- [14] PLAČEK, Bohumír.: *Matematické modelování dynamických vlastností vačkového mechanismu vybraného typu*. In: *Sborník VI. světového kongresu IFToMM*, New Delhi 1983.
- [15] REES, Jones a John REEVE.: *Dynamic Response of Cam Curves Based on Sinusoidal Segments*. In: *Cam and Cam Mechanisms*, Suffolk, Mechanical Engineering Publikation Limited 1978
- [16] SOUČEK, Pavel. *Servomechanismy ve výrobních strojích*. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004, 210 s. ISBN 80-010-2902-6.
- [17] VÁCLAVÍK, Miroslav a Petr JIRÁSKO. *Electronic cams in serial and parallel combination with conventional mechanisms in the drive of mechanism working links*. In: *The First IFToMM Asian Conference on Mechanism and Machine Science*, October 21 - 25, 2010, Taipei, Taiwan.
- [18] VÁCLAVÍK, Miroslav a Petr Jirásko. *Mechatronické varianty pohonů pracovních členů výrobních strojů*. In: *10. Mezinárodní konference IFToMM*, TU Liberec 2008.
- [19] VÁCLAVÍK, Miroslav a Petr JIRÁSKO. Research and Application of Displacement Laws of Electronic Cams. In: *Proceedings of Twelfth World Congress in Mechanism and Machine Science ; IFToMM 2007 - June 17 - 21, 2007, Besançon, France* [online]. [cit. 2013-05-30]. Dostupné z: <http://www.dmg-lib.org/dmglib/handler?docum=20283009>
- [20] VAVERKA, Michal. *Kontaktní únava*. Dostupné z: <http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/5CK/cv4/Va04.pdf>
- [21] VDI 2143. *Bewegungsgesetze für Kurvengetriebe*. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1980. Dostupné z: <http://www.vdi.de/technik/richtlinien/details/rili/89827/>
- [22] VOLMER, Johannes. *Getriebetechnik: Kurvengetriebe*. 2., stark bearb. Aufl. Berlin: Verlag Technik, 1989. ISBN 978-3341004746.

Přehled publikovaných prací

- [23] DOSTRAŠIL, Pavel a Petr JIRÁSKO. Productive design and calculation of intermittent mechanisms with radial parallel cams. In: *World Academy of science, engineering and technology* [online]. 59. vyd., 2011, s. 1909-1913. ISSN 2010-376X. Dostupné z: <http://www.waset.org/journals/waset/v59/v59-360.pdf>
- [24] DOSTRAŠIL, Pavel a Petr JIRÁSKO. Tools for automated design of intermittent mechanisms with radial parallel cams. In: JIANG, Xiaolan. *Mechanical engineering, robotics and aerospace*. Singapore: IACSIT Press, 2011, s. 99-103. ISBN 9789810704209.
- [25] DOSTRAŠIL, Pavel, Filip HARTIG, Miroslav VÁCLAVÍK a Petr JIRÁSKO. High-Speed Parallel Shaft Indexing Drive. In: *Mechanisms and machine science: Proceedings of TMM 2012*. Netherlands: Springer, 2012, s. 105-111. Volume 8. ISBN 978-94-007-5124-8. ISSN 2211-0984. DOI: 10.1007/978-94-007-5125-5_14. Dostupné z: http://link.springer.com/chapter/10.1007/978-94-007-5125-5_14
- [26] DOSTRAŠIL, Pavel, Petr JIRÁSKO a Martin BUŠEK. An Analysis of Planetary Gearboxes for Their Use With Electronic Cam. In: *Advances in Mechanisms Design: Proceedings of TMM 2012*. Netherlands: Springer, 2012, s. 501-507. Volume 8. ISBN 978-94-007-5124-8. ISSN 2211-0984. DOI: 10.1007/978-94-007-5125-5_66. Dostupné z: http://link.springer.com/chapter/10.1007/978-94-007-5125-5_66
- [27] DOSTRAŠIL, Pavel. Finding the parameters of the compensation pulse with the use of iterative Nelder-Mead method for suppressing residual vibrations of electronic cam. In: *18th International Conference on Circuits, Systems, Communications and Computers (CSCC 2014)*. Santorini, Greece. Červenec 2014 (článek přijat).
- [28] VÁCLAVÍK, Miroslav, Pavel DOSTRAŠIL a Petr JIRÁSKO. A methodology to suppress the residual vibrations of excited compliant systems. In: *Proceedings of the 11th International Conference on Vibration Problems (ICOVP-2013)*. Lisbon, Portugal: APMTAC, 2013. ISBN 978-989-96264-4-7.
- [29] VÁCLAVÍK, Miroslav, Pavel DOSTRAŠIL a Petr JIRÁSKO. The Issues of Spurious Residual Oscillations in the Displacement Laws of Cam Systems. In: *New Advances in Mechanisms, Transmissions and Applications: Proceedings of the Second Conference MeTrApp 2013*. Springer Netherlands, 2013, s. 99-106. ISBN 978-94-007-7485-8 ISSN 2211-0984. DOI: 10.1007/978-94-007-7485-8_13. Dostupné z: http://link.springer.com/chapter/10.1007%2F978-94-007-7485-8_13
- [30] VÁCLAVÍK, Miroslav, Petr JIRÁSKO a Pavel DOSTRAŠIL. The Issues of the Dynamics of Cam Mechanisms. In: *New Trends in Mechanism and Machine Science: Theory*

and Applications in Engineering. Netherlands: Springer, 2013, s. 289-297. Volume 7. ISBN 978-94-007-4901-6. ISSN 2211-0984. DOI: 10.1007/978-94-007-4902-3_31. Dostupné z: http://link.springer.com/chapter/10.1007/978-94-007-4902-3_31

Softwarové nástroje evidované v rejstříku informací o výsledcích (RIV)

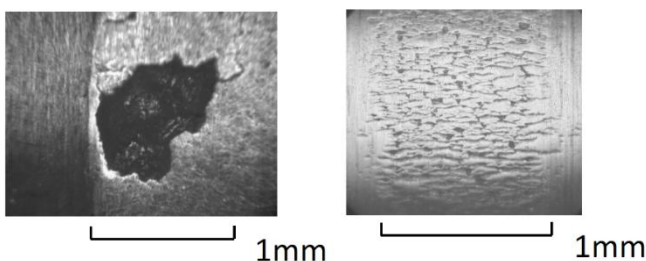
- [31] DOSTRAŠIL, Pavel. KINy2KV. *Softwarový nástroj pro syntézu radiálních krokových vaček*. Obor: JC - Počítačový hardware a software. Identifikační kód: RIV/46709002:_____/12:#0000515. 2012. Online: <http://www.vuts.cz/synteza-radialnich-krokovych-vacek.html>.
- [32] DOSTRAŠIL, Pavel. KINz2. *Softwarový nástroj pro design zdvihových závislostí klasických a elektronických vaček*. Obor: JC - Počítačový hardware a software. Identifikační kód: RIV/46709002:_____/12:#0000512. 2012. Online: <http://www.vuts.cz/design-zdvihovych-zavislosti-klasickych-a-elektronickych-vacek.html>.

Příloha A - Studie současného stavu teorií kontaktního namáhání (Hertzův tlak) a životnosti kontur vaček a rolen

V provozu vačkových mechanismů může dojít k únavovému poškození stykových ploch vačky a rolny [9]. Vada může mít tvar důlků (pitting, mikropitting) nebo dochází k odírání, u vaček s povrchovou vrstvou může být vrstva odlupovaná.

Pitting představuje povrchové únavové poškození materiálu, které je způsobeno dlouhodobým cyklickým namáháním nad hranicí únavové životnosti materiálu [2]. V důsledku šíření podpovrchových trhlin, kdy může docházet až k odlupování větších částí materiálu z povrchu, vznikají důlky o velikosti přibližně 1 mm (viz Obr. A.1).

Mikropitting je povrchové únavové poškození materiálu. Vznikají při něm na povrchu materiálu v místě kontaktu mikroskopické důlky, které způsobuje opakované cyklické namáhání. Důlky mají obvykle velikost menší než 100 μm (viz Obr. A.1).



Obr. A.1 Pitting a mikropitting [2]

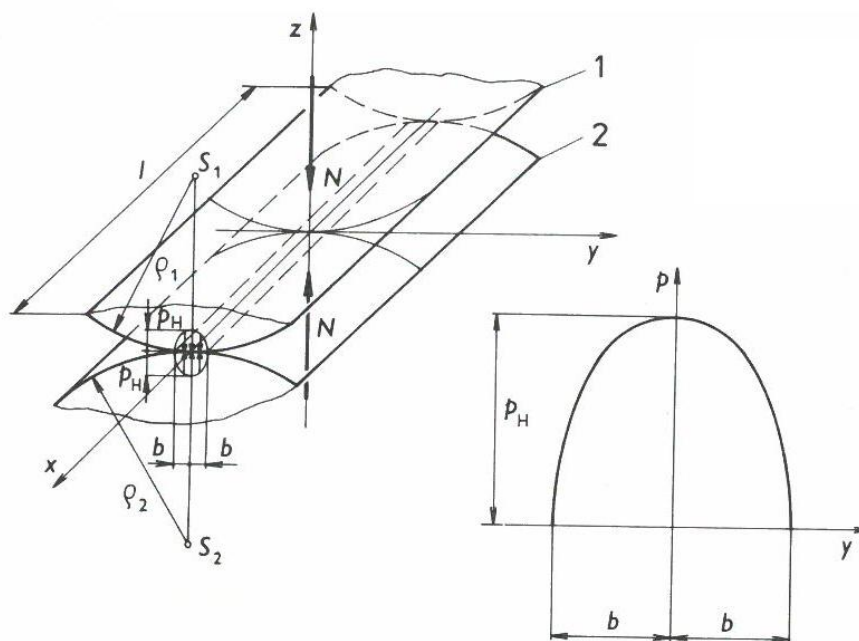
A.1. Teorie kontaktního namáhání

K poškození povrchu činných ploch vaček a rolen dochází vlivem kontaktní napjatosti popsané Hertzovou teorií. V případě vačkových mechanismů jde o styk dvou válcových těles s rovnoběžnými osami.

Předpoklady Hertzovy teorie jsou [20]:

- počáteční dotyk na přímce,
- neuvažuje se tření (mezi tělesy nepůsobí tangenciální síly),
- materiál těles je lineárně pružný, homogenní a izotropní,
- dochází k malým deformacím,
- rozměry kontaktní oblasti jsou malé oproti rozměrům tělesa.

Na Obr. A.2 je schematické zobrazení případu kontaktu dvou válců. U vačkového mechanismu jde o styk vačky 1 a rolny 2. Délka stykové plochy se značí l , poloměry křivosti těles v místě kontaktu jsou ρ_1, ρ_2 a N značí normálovou reakci mezi prvky dvojice [9].



Obr. A.2 Silové poměry při kontaktu dvou válců [9]

Za předpokladu rovnoměrného rozložení zatížení v délce l připadá na jednotku délky síla (A.1). Výpočet normálové síly pro dvojvačkové mechanismy je detailně odvozen v kapitole 3.5.1.

$$q = \frac{N}{l} \quad (\text{A.1})$$

Deformací těles vznikne styková ploška šířky $2b$ a délky l (viz Obr. A.2). V jejím středu je umístěn souřadnicový systém O, x, y, z tak, že ploška leží v rovině xy a osa x splývá se stykovou linií nezatížených těles. Kontaktní tlak $p(x, y)$ se rozloží podle eliptického válce (A.2).

$$p = \frac{2q}{\pi b} \sqrt{1 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad (\text{A.2})$$

Maximální hodnota $p(x, 0)$ se nazývá Hertzovým tlakem (A.3).

$$p_H = \frac{2q}{\pi b} = \sqrt{\frac{q(|\rho_2| \pm \rho_1)}{\pi(\delta_1 + \delta_2)\rho_1|\rho_2|}} \quad (\text{A.3})$$

Na rozdíl od kladného poloměru křivosti rolny ρ_1 může poloměr křivosti činné plochy vačky ρ_2 nabývat kladných i záporných hodnot. Ve vztahu (A.3) vyjadřuje tuto skutečnost $|\rho_2|$. Vnějšímu styku těles, kdy středy křivosti S_1, S_2 leží v různých poloprostorech vymezených rovinou xy , odpovídá kladné znaménko, opačnému případu je přiřazeno znaménko záporné.

Veličiny δ_1, δ_2 charakterizují pružnost materiálů prvků dvojice (A.4), Poissonovy konstanty a moduly pružnosti v tahu nesou označení $\mu_{1,2}$ a $E_{1,2}$.

$$\delta_{1,2} = \frac{1 - \mu_{1,2}^2}{E_{1,2}} \quad (\text{A.4})$$

Úpravou vztahu (A.3) vypočteme poloviční šířku stykové plošky(A.5).

$$b = 2 \sqrt{\frac{q(\delta_1 + \delta_2)\rho_1|\rho_2|}{\pi(|\rho_2| \pm \rho_1)}} \quad (\text{A.5})$$

Redukovaná napětí $\sigma_{red}(\psi, \varsigma)$ jsou omezena podmínkou pevnosti ve tvaru (A.6), přičemž ψ představuje úhel pootočení vačky a platí $\psi \in \langle 0, 2\pi \rangle$ a $\varsigma = \frac{|z|}{b} \geq 0$.

$$\max \sigma_{red}(\psi, \varsigma) < \sigma_h \quad (\text{A.6})$$

U oceli bývá $\sigma_c \approx 0,33 R_m$ a $R_e \approx (0,55 \text{ až } 0,8) R_m$. Protože mezní hodnota míjivého napětí činí $\sigma_h \approx 2\sigma_c \approx 0,66 R_m$, můžeme vztah (A.6) nahradit nerovností (A.7), kde $\psi \in \langle 0, 2\pi \rangle$ a $\varsigma = \frac{z}{b} \geq 0$. Tento vztah vyjadřuje, že za provozu nedochází v obecné dvojici k plastickým deformacím.

$$\max \sigma_{red}(\psi, \varsigma) < R_e \quad (\text{A.7})$$

A.2. Životnost činné plochy vačky

Jak už bylo napsáno výše, na zatíženém povrchu nesmí docházet k poškození tvořením důlků. Splnit to lze pouze za předpokladu, že (A.8), kde $K = 4777 \text{ MPa}$, W je požadovaná životnost v miliónech cyklů a H je tvrdost povrchu.

$$p_H \leq \frac{K}{W^{1/6}} f(H) \quad (\text{A.8})$$

Funkce $f(H)$ vyjadřuje vliv tvrdosti povrchu na dovolený Hertzův tlak pomocí vztahů (A.9).

$$f(H) = \frac{HB}{1000} \quad (\text{A.9})$$

$$f(H) = 0,215 + \frac{HRC}{100} \left[\frac{HRC}{100} \left(2,74 - 1,22 \frac{HRC}{100} \right) - 0,6 \right]$$

Hodnoty HB a HRC označují tvrdosti povrchů. Tvrdost podle Brinella je označena HB a HRC je tvrdost podle Vickerse. Jednotlivé převody hodnot tvrdostí podle různých metod jsou možné podle tabulek, jedná se ale pouze o orientační údaje. Přesné převody tvrdosti lze uskutečnit pouze na základě provedených porovnávacích zkoušek.

A.3. Vačky bez povrchové vrstvy

Mechanické vlastnosti materiálu jsou v tomto případě v celém tělese vačky konstantní. Volba materiálu závisí na maximální hodnotě Hertzova tlaku v pracovním cyklu mechanismu.

Postup výpočtu je takový, že pomocí (A.1) vypočteme Hertzův tlak $p_H(\psi)$ (A.3) v závislosti na úhlu pootočení vačky $\psi \in (0, 2\pi)$ a z průběhu tohoto tlaku stanovíme maximální hodnotu (A.10).

$$p_{H \max} = \max p_H(\psi) \quad (\text{A.10})$$

Pro požadovanou životnost W zvolíme takový materiál, jehož tvrdost H splňuje podmínku odolnosti proti tvoření důlků (A.11).

$$p_{H \max} W^{1/6} \leq K f(H) \quad (\text{A.11})$$

U zvoleného materiálu je následně nutné zkontrolovat, zda nenastanou plastické deformace (A.12).

$$\max \sigma_{red} = 0,6 p_{H \max} < R_e \quad (\text{A.12})$$

Literatuře [9] uvádí tabulky s doporučenými materiály a jejich mechanickými vlastnostmi.

A.4. Vačky s tvrzenou povrchovou vrstvou

Povrchová vrstva na činné ploše vaček se vytváří tepelným nebo chemicko-tepelným zpracováním. K nejpoužívanějším způsobům patří povrchové kalení, cementace, nitridace a nitrocementace.

Tvrdost a další mechanické vlastnosti tvrzené vrstvy v tloušťce h se liší od vlastností ostatního materiálu, tzv. jádra. Tloušťka h musí být volena tak, aby redukované napětí σ_{red} nabývalo hodnoty $0,6 p_{H \max}$ uvnitř povrchové vrstvy. Povrch musí mít takovou tvrdost $H_{(p)}$, aby byla splněna podmínka odolnosti proti tvorbě důlků (A.13).

$$p_{H \max} W^{1/6} \leq K f(H_{(p)}) \quad (\text{A.13})$$

U oceli souvisí tvrdost HB s pevností povrchové vrstvy $R_{m(p)}$ tak, že $HB = 0,3 R_{m(p)}$ a podmínka odolnosti proti tvoření důlků má tvar (A.14).

$$p_{H \max} \leq \frac{1,433}{W^{1/6}} R_{m(p)} \quad (\text{A.14})$$

K plastické deformaci v tvrzené povrchové vrstvě nedojde, pokud platí pro povrchovou vrstvu (A.12), kde R_e je mez kluzu v tahu materiálu povrchové vrstvy.

U povrchových vrstev je důležitým faktorem tloušťka vrstvy. Vlivem trvalých deformací jádra by mohlo nastat přetížení a prolomení tvrzené vrstvy. Tloušťku vrstvy určíme z podmínky (A.15) pro $|z| > h$, přičemž $R_{e(j)}$ označuje mez kluzu v tahu materiálu jádra. Tloušťka vrstvy musí být taková, aby k plastické deformaci jádra docházelo nezávisle na její velikosti.

$$\sigma_{red}(z) < R_{e(j)} \quad (\text{A.15})$$

Při návrhu vačky se zpevněnou povrchovou vrstvou postupujeme tak, že v celém pracovním cyklu mechanismu vypočteme veličiny $N(\psi)$, $\rho_2(\psi)$ a z nich určíme $p_H(\psi)$, $b(\psi)$.

Podle hodnoty p_{Hmax} a požadované životnosti W zvolíme materiál, u něhož lze vytvořit dostatečně tvrdou povrchovou vrstvu. Doporučené materiály, způsob zpracování a jejich mechanické vlastnosti jsou uvedené v literatuře (např. [9]).

$$R_{e(J)} \leq 0,6 p_H \quad (\text{A.16})$$

Při známé mezi kluzu v tahu jádra můžeme kontrolovat podmínku (A.16) a v intervalech úhlu pootočení vačky ψ , kde je splněna, vypočteme podle (A.17) součin $b\zeta_1$.

$$\zeta_1 = \beta + 2|\gamma|^{1/2} \cos \varphi \quad (\text{A.17})$$

$$\beta = \frac{1 + \alpha^2}{6\alpha}$$

$$\gamma = \frac{1}{3} - \beta^2$$

$$\vartheta = \frac{1}{4} [2\beta(1 - 2\beta^2) - \alpha]$$

$$\varphi = \frac{1}{3} \arccos \frac{|\vartheta|}{|\gamma|^{3/2}}$$

Maximum této veličiny je dolní mezi intervalu pro volbu tloušťky h (A.18).

$$\max\{b(\psi)\zeta_1(\psi)\} < h \quad (\text{A.18})$$

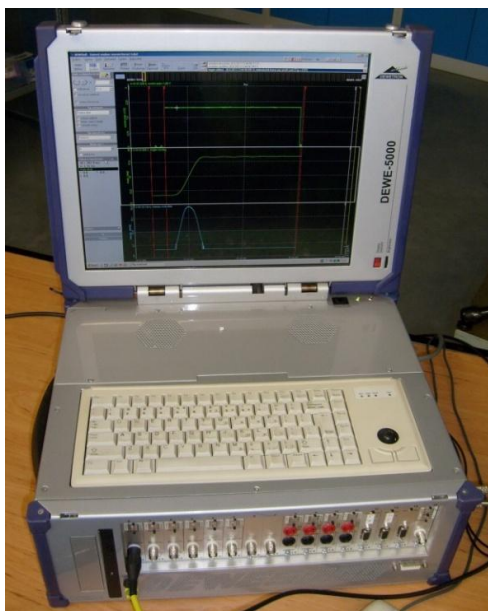
Horní meze tloušťky tvrzené vrstvy závisejí na způsobu zpracování a uvádí je literatura [9].

Příloha B - Měření na standu elektronické vačky

B.1. Verifikace měření

Veškerá výstupní měření uváděná v této práci se prováděla prostřednictvím externího snímače LARM 305/6000, který je připojen ke kartě LIO-02 (I/O modul kontroleru Yaskawa). Speciální funkce v programu PLC zajišťují sběr a uložení dat v paměti kontroleru MP2300. PC aplikace využívá funkce modifikované knihovny Yaskawa API, které zajišťují přesun dat z PLC do PC prostřednictvím sítě Ethernet. Poslední fází představuje zpracování dat, jejich zobrazení a export do datového souboru ve formátu CSV. Vzhledem k této složité cestě bylo rozhodnuto o verifikaci naměřených dat pomocí nezávislého měření.

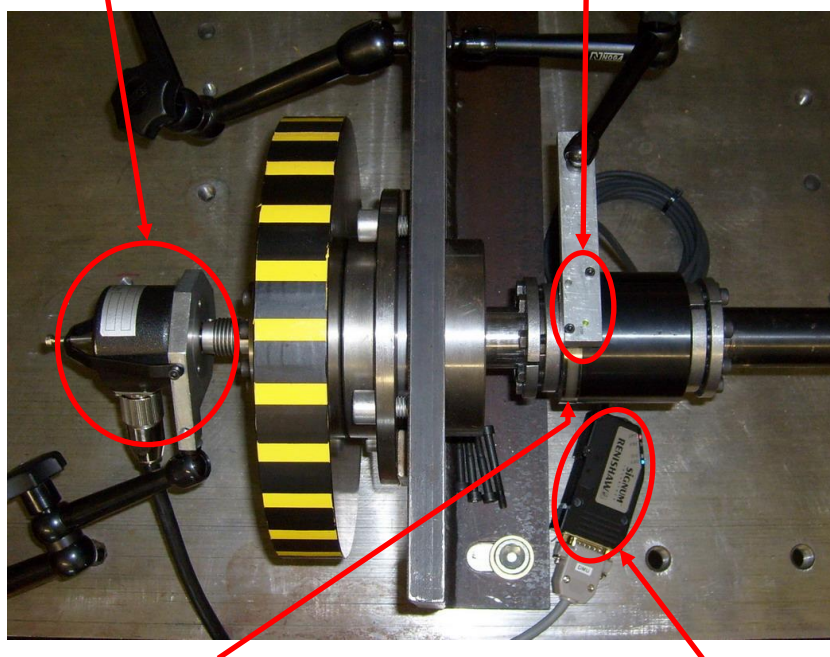
Hlavní část sestavy určené pro nezávislé měření tvořil měřicí analyzátor Dewetron DEWE5000 (viz Obr. B.1). Hřídel standu byla osazena měřícím prstencem Renishaw RESM o průměru 75 mm, který generuje 11840 impulzů za otáčku. Tyto pulzy zpracovává snímač Renishaw Signum s měřící hlavou SR010A připojený přes interface Si-nn-0020 k analyzátoru. S využitím čtyřnásobné interpolace je pak výsledná přesnost $0,0076^\circ$. Mezi další vstupy patřil také senzor LARM 305/6000, který zároveň využívalo i PLC s přesností $0,015^\circ$. Všechny tyto prvky lze nalézt na Obr. B.2. Dále proběhla úprava řídicího programu v PLC, tak aby se prostřednictvím digitálního výstupu na kartě LIO-02 generoval synchronizační pulz v okamžiku, kdy osa virtuálního masteru procházela nulou.



Obr. B.1 Měřicí analyzátor Dewetron DEWE5000

LARM 305/6000

Renishaw Signum, měřicí hlava SR010A

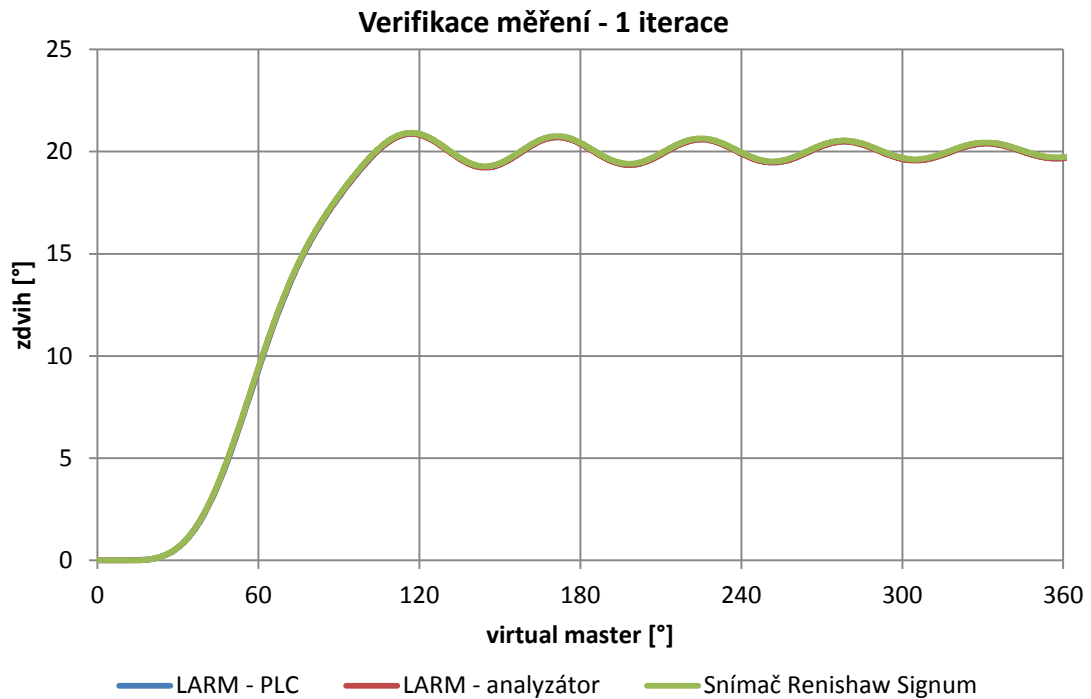


měřicí prsteneц Renishaw RESM

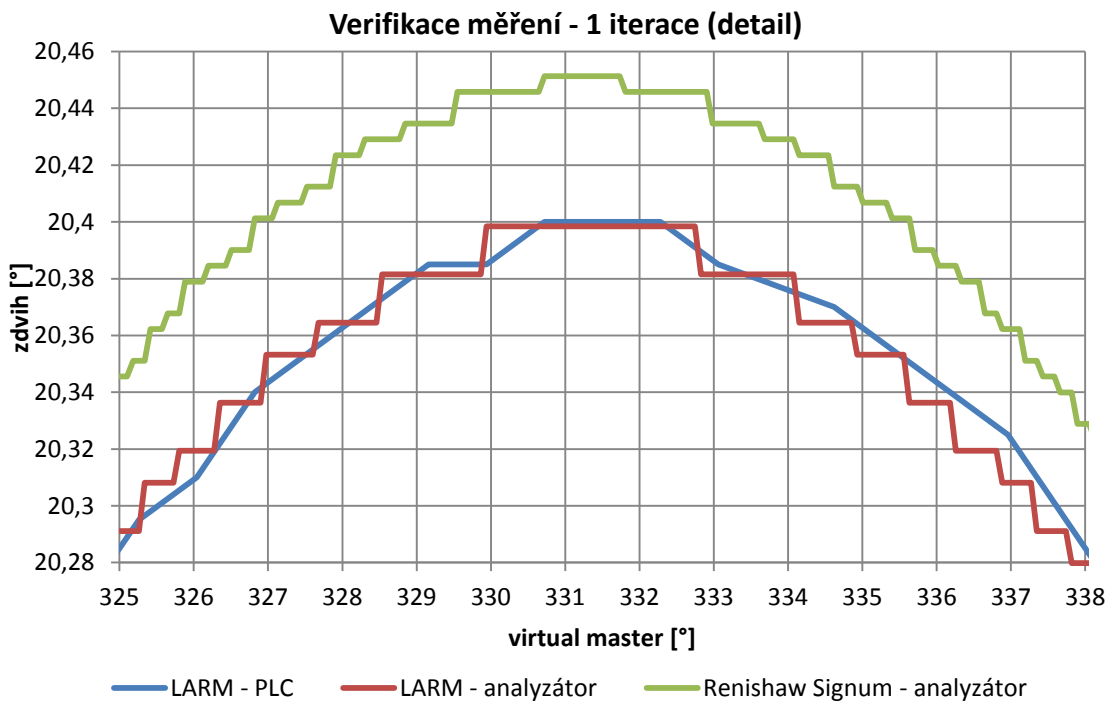
interface Si-nn-0020

Obr. B.2 Připojení výstupních senzorů

Po oživení standu s měřicí aparaturou proběhlo několik sad měření, kdy každá sada obsahovala několik desítek měření (okolo 40), které představovaly jeden iterační proces. Několik vybraných příkladů z jedné sady lze vidět na následujících obrázcích. Obr. B.3 znázorňuje data naměřená při prvním kroku iteračního procesu. Na tomto celkovém pohledu se zdá, že data ze všech senzorů se shodují, protože poslední zelená křivka překrývá všechny ostatní. Obr. B.4 se zaměřuje na průběh posledního kmitu měřeného průběhu a jasně zobrazuje mírné odlišnosti. Data získaná ze senzoru LARM pomocí PLC a analyzátoru se dle očekávání téměř shodují. Největší rozdíl tak vzniká kvůli výrazně odlišné vzorkovací frekvenci, kdy PLC vzorkuje s periodou 1 kHz a analyzátor s frekvencí 10 kHz. Největší odchylku lze zaznamenat u průběhu ze senzoru Renishaw Signum, tedy ze zcela nezávislého měření. Výchozí polohy („nuly“) všech dat byly na počátku každého měření srovnány. Data svým tvarem zcela odpovídají, přesto došlo k zaznamenání odchylky, která výrazně překračovala rozlišovací schopnosti všech použitých snímačů. Poslední uvedený graf na Obr. B.5 popisuje průběh 14. iterace, kdy došlo téměř k úplnému potlačení kmitání. Vzhledem k poměrně velkému rozsahu hodnot na ose x je efekt rozdílné vzorkovací frekvence pro senzory LARM nepatrný a křivky se téměř překrývají. Projeví se zde ale vyšší rozlišení snímače Renishaw Signum, který dokáže lépe a po delší dobu zaznamenávat charakter tlumených kmitů.

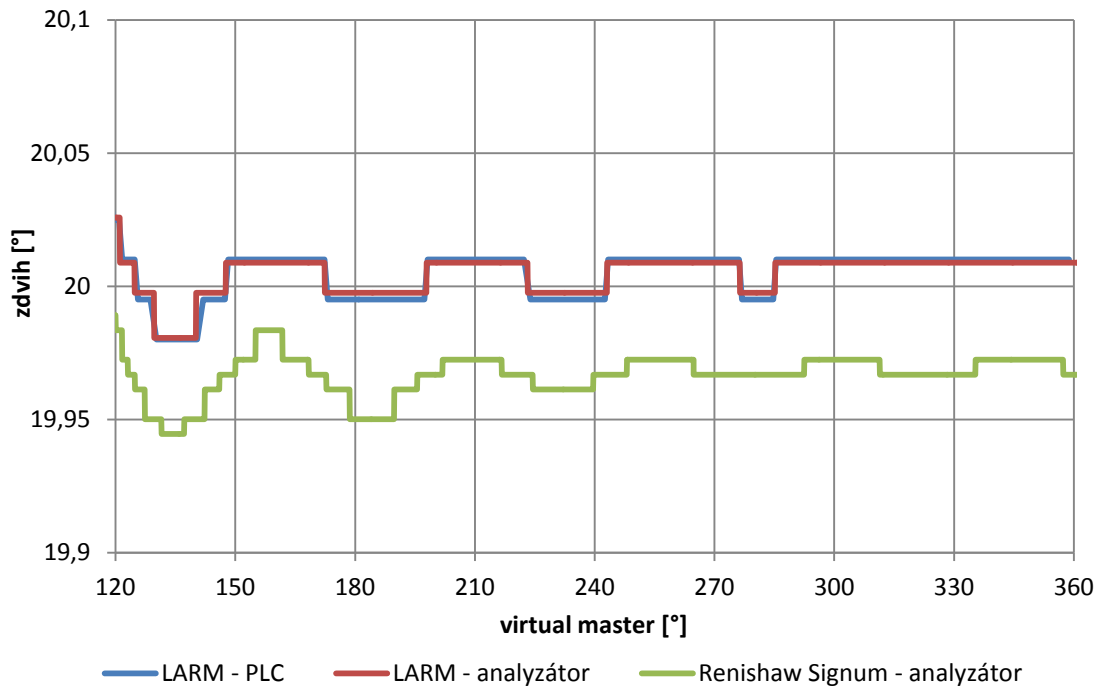


Obr. B.3 Porovnání dat z různých senzorů - 1. iterace, celkový pohled



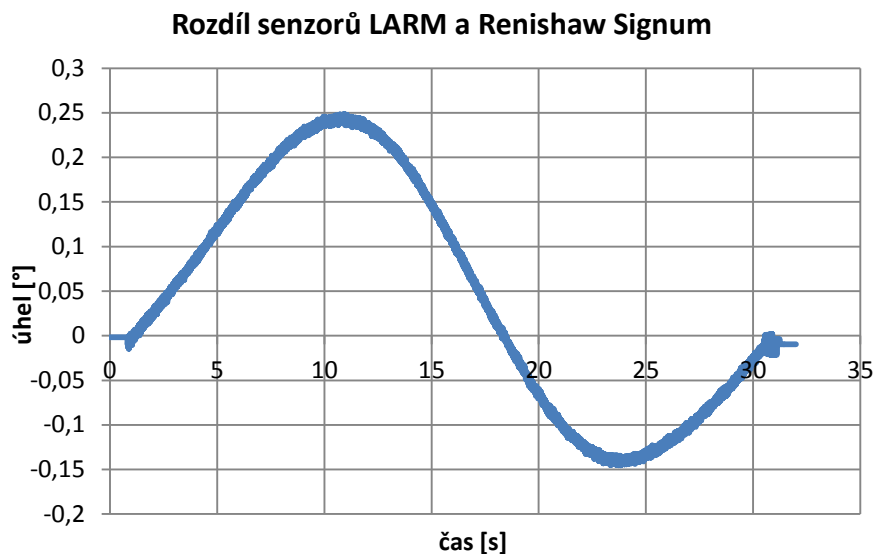
Obr. B.4 Porovnání dat z různých senzorů - 1. iterace, detail posledního kmitu

Verifikace měření - 14. iterace (detail)



Obr. B.5 Porovnání dat z různých senzorů - 14. iterace, detail klidového intervalu

Na Obr. B.5 lze opět vidět výrazný posun hodnot, tentokrát však na druhou stranu oproti situaci na Obr. B.4. Z grafu je také zřejmé, že posun není závislý na ose virtual master (resp. času), ale na zdvihu. Z počátku tyto „náhodné“ odchylky nedávaly smysl, ale po prostudování jednotlivých měření vyplynul jasný charakter chyby. Pro ověření proto proběhlo další měření (viz Obr. B.6), kdy se změnila jedna otáčka výstupu při konstantní rychlosti (na počátku a konci zdvihu samozřejmě rychlost konstantní není, ale vzhledem k celkové délce měření lze tuto chybu zanedbat). Výsledná křivka má sinusový charakter s jistým fázovým posunem. Tento výsledek tedy zřejmě odpovídá tvarové deformaci hřídele v jednom směru, která při rotačním pohybu vyvozuje právě tento průběh. Snímač LARM se nachází na konci standu v ose hřídele, a je tedy touto chybou mnohem méně zatížen. Při porovnání jeho průběhu s přímkou získanou pomocí lineární regrese byl zaznamenán také sinusový průběh, ale s řádově nižší amplitudou a výrazně vyšším šumem.



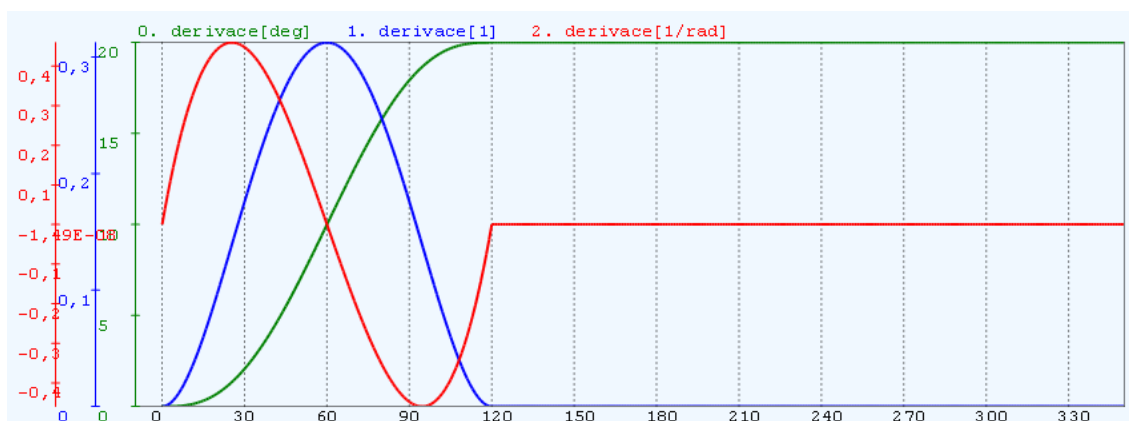
Obr. B.6 Diference měření v různých bodech standu

Vzhledem k výše uvedeným poznatkům, lze měření pomocí PLC pro naše účely považovat za dostatečně přesné.

B.2. Průběhy iteračního procesu

Následujících několik grafů demonstruje průběh iteračního procesu při hledání kompenzačního pulzu. Celkem je zde zaznamenáno pět měření a jedna simulace při různých tvarech zdvihové závislosti, různé rychlosti virtuálního masteru a různých výchozích parametrech kompenzačního pulzu.

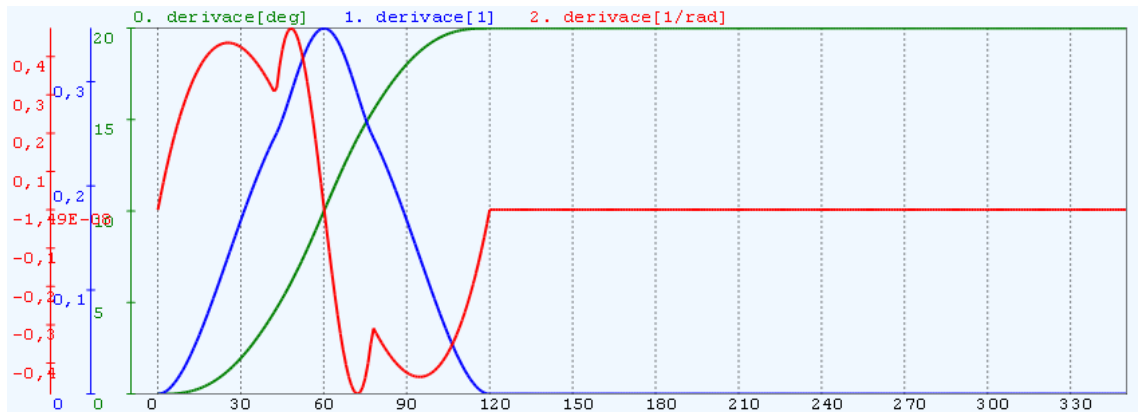
V případě prvních dvou měření se zdvihová závislost zakládá na polynomu 5. stupně (viz Obr. B.7). Jak vyplývá z obrázku, zdvih při otočení osy virtual master o 120° činil 20° . Rychlost virtual master byla stanovena na 130 min^{-1} .



Obr. B.7 1. měření – původní zdvihová závislost (polynom 5. stupně)

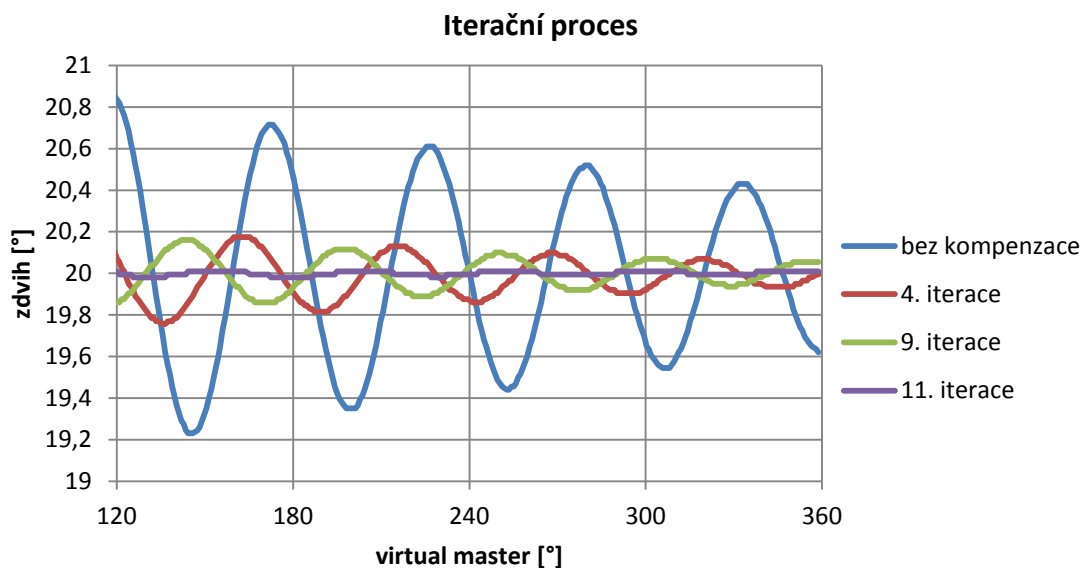
Obr. B.8 již demonstruje zdvihovou závislost na konci iteračního procesu po superpozici s kompenzačním pulzem. Pulz má v tomto případě kladnou hodnotu, je umístěn přibližně ve

středu pracovní části zdvihové závislosti a způsobí jen velmi malé změny kritických hodnot zrychlení, které jsou důležité z hlediska dimenzování pohonu.



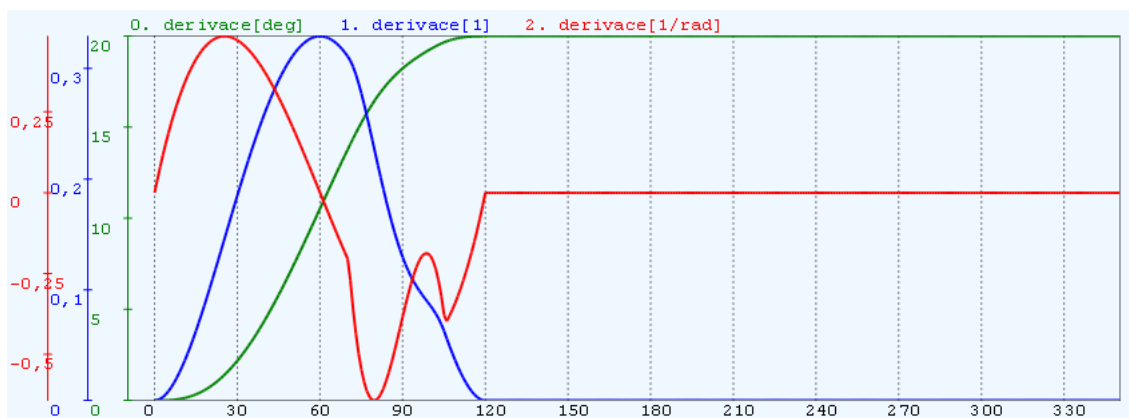
Obr. B.8 1. měření – modifikovaná zdvihová závislost

Následující Obr. B.9 ukazuje několik konkrétních průběhů klidové části zdvihové závislosti během iteračního procesu v porovnání s průběhem zcela bez kompenzačního pulzu.



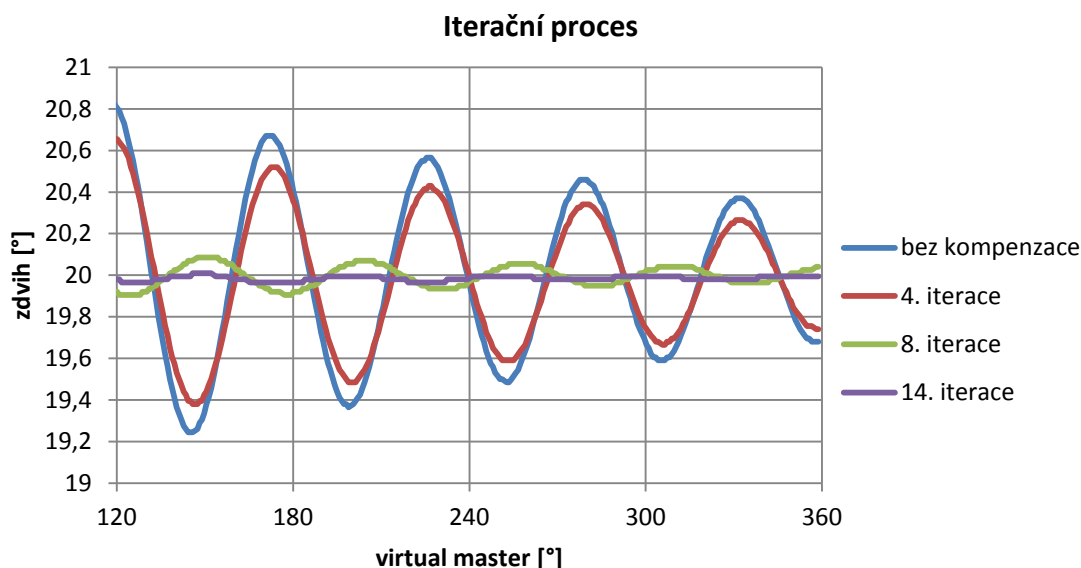
Obr. B.9 1. měření – vybrané průběhy iteračního procesu v klidové části zdvihové závislosti

Druhé měření se zakládá na stejné zdvihové závislosti a stejné rychlosti osy virtual master, ale jinde umístěným výchozím simplexem iteračního procesu. Z Obr. B.10 vyplývá, že iterační proces dojde k jinému výsledku než na Obr. B.8. Pulz má v tomto případně zápornou hodnotu a je umístěn v druhé polovině pracovní části zdvihové závislosti. Dojde tak k výraznějšímu posunu maximální hodnoty záporného zrychlení než v prvním měření.



Obr. B.10 2. měření – modifikované zdvihová závislost

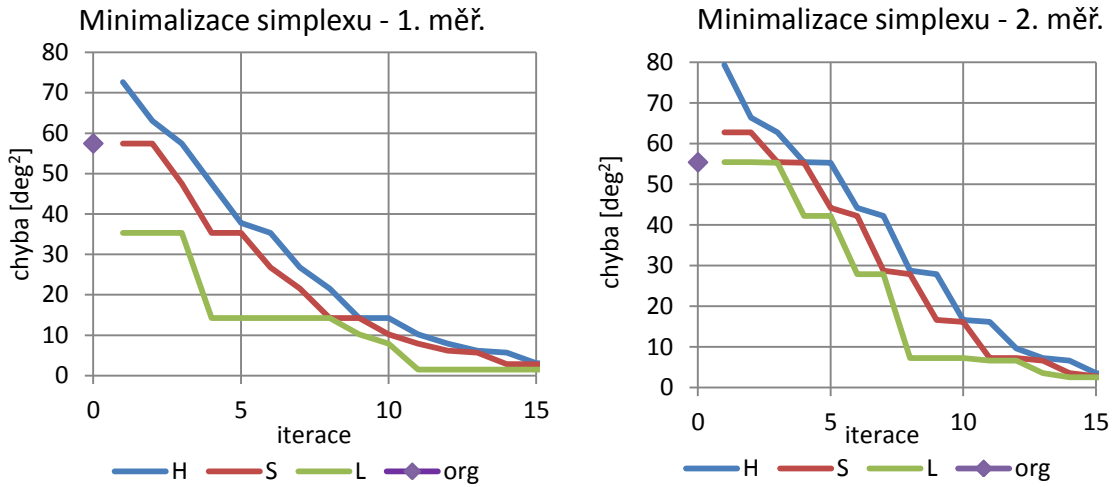
Obr. B.11 opět ukazuje vybrané průběhy iteračního procesu a oproti prvnímu měření (Obr. B.9) je zde patrný zcela jiný průběh. Například 4. iterace zde přináší pouze minimální zlepšení a 8. již velmi dobré utlumení kmitů. U prvního měření tomu bylo naopak.



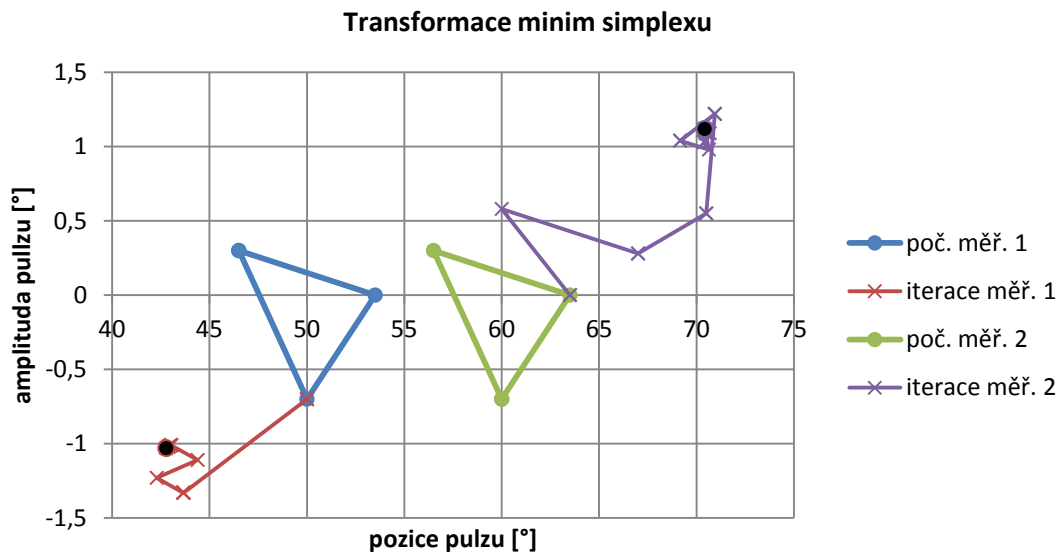
Obr. B.11 2. měření – vybrané průběhy iteračního procesu v klidové části zdvihové závislosti

Iterační proces je založen na transformaci výchozího simplexu do co možná nejlepšího tvaru. Simplex tvoří tři body H, S a L, kde H značí bod s chybou nejvyšší, S se střední a L nejmenší. Následující dva obrázky se zaměřují na porovnání průběhů iteračních procesů u prvního a druhého měření. Obr. B.12 porovnává průběhy minimalizace chyby simplexu pro všechny body. Při minimalizaci simplexu se upravují dva parametry pulzu (pozice počátku pulzu a amplituda pulzu), a je proto možné tento proces zakreslit do grafu, jak ukazuje Obr. B.13. (zakreslen je pouze pohyb bodu L, protože body se vzájemně nahrazují a při zakreslení všech bodů simplexu by se obrázek stal velmi nepřehledný). Oba výchozí simplexu mají stejný

tvar i velikost a liší se pouze posunem pozice počátku pulzu. Cesta iteračního procesu má však zcela odlišný charakter.

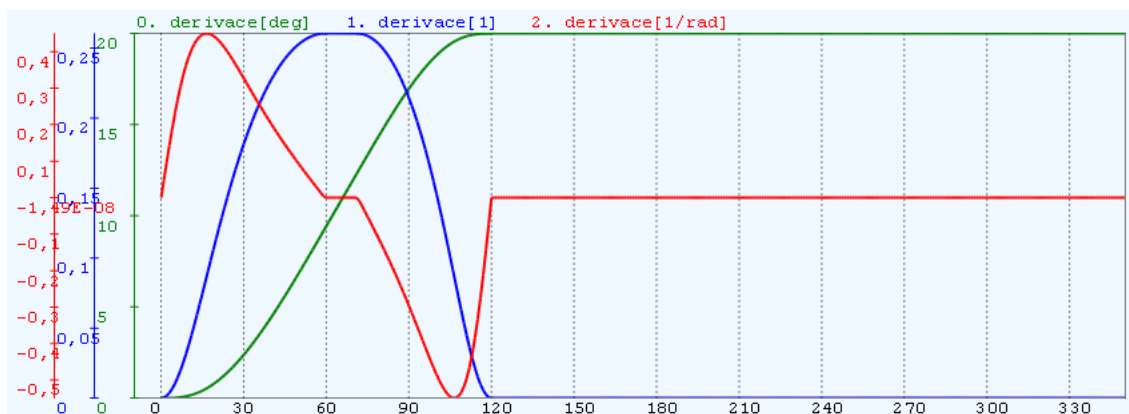


Obr. B.12 Průběhy minimalizace chyby simplexu během iteračního procesu pro 1. a 2. měření



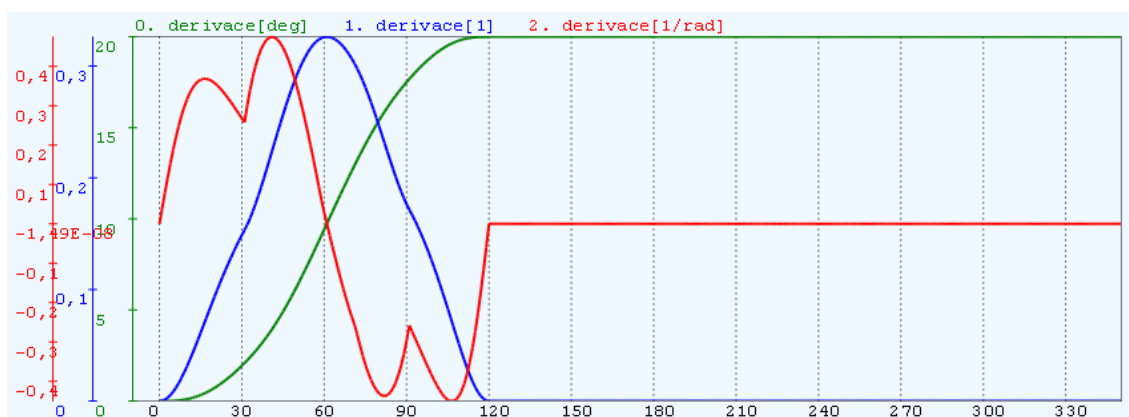
Obr. B.13 Transformace minim simplexů pro 1. a 2. měření

Obr. B.16 zobrazuje výchozí zdvihovou závislost pro třetí měření. Výchozí funkci v tomto případě představuje nakloněná sinusoida, v německé literatuře často označovaná pouze G-Sinus (Geneigte Sinuslinie). Funkce se dále modifikuje pomocí VDI 2143 a to tak, že je do středu přidán krátký úsek s konstantní rychlostí (parametr $c = 0,9$) a vytvoří se mírná nesymetrie (parametr $\lambda = 0,55$). Otáčky virtuálního masteru činí 140 min^{-1} .



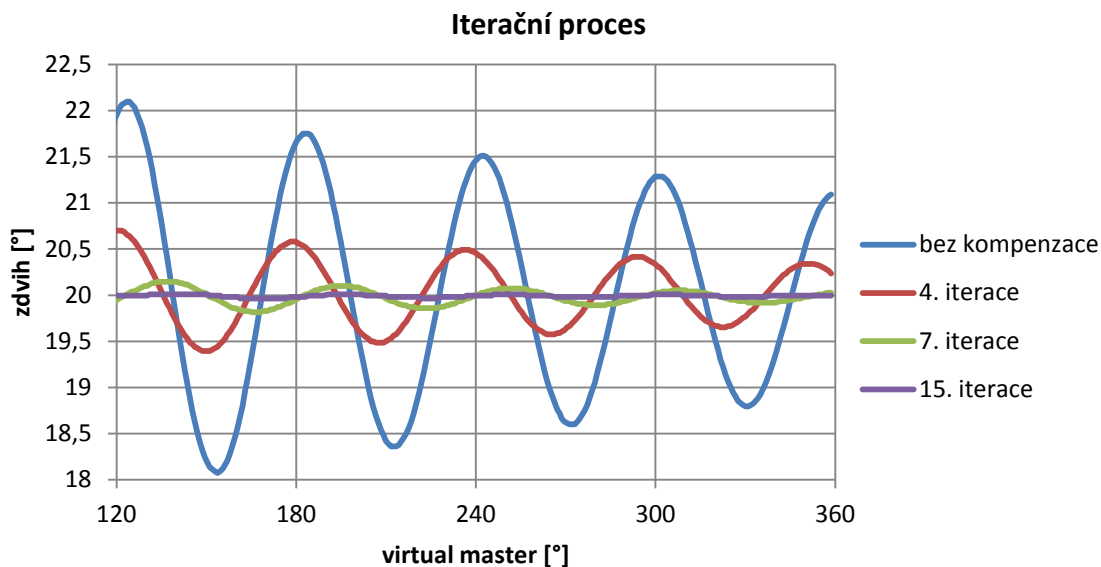
Obr. B.14 3. měření – původní zdvihová závislost (G_{Sin} , $\kappa = 0,2$, modifikace pomocí VDI 2143, $c = 0,9$, $\lambda = 0,55$)

Obdobně jako v prvních dvou měřeních jsou i zde použity dva vzájemně posunuté výchozí simplex. Výslednou zdvihovou závislost pro první z nich demonstruje Obr. B.15.



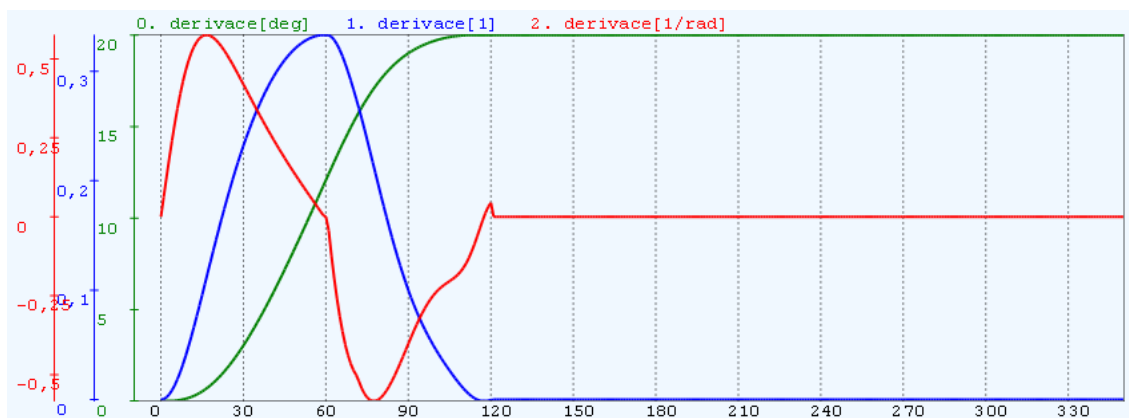
Obr. B.15 3. měření – modifikované zdvihová závislost

Vybrané průběhy iteračního procesu lze vidět na Obr. B.16. Je zde dobře patrný vliv tvaru zdvihové závislosti na amplitudu reziduálních kmitů, které mají oproti prvnímu měření více než dvojnásobnou amplitudu. Účinnost kompenzace je tam mnohem výraznější.

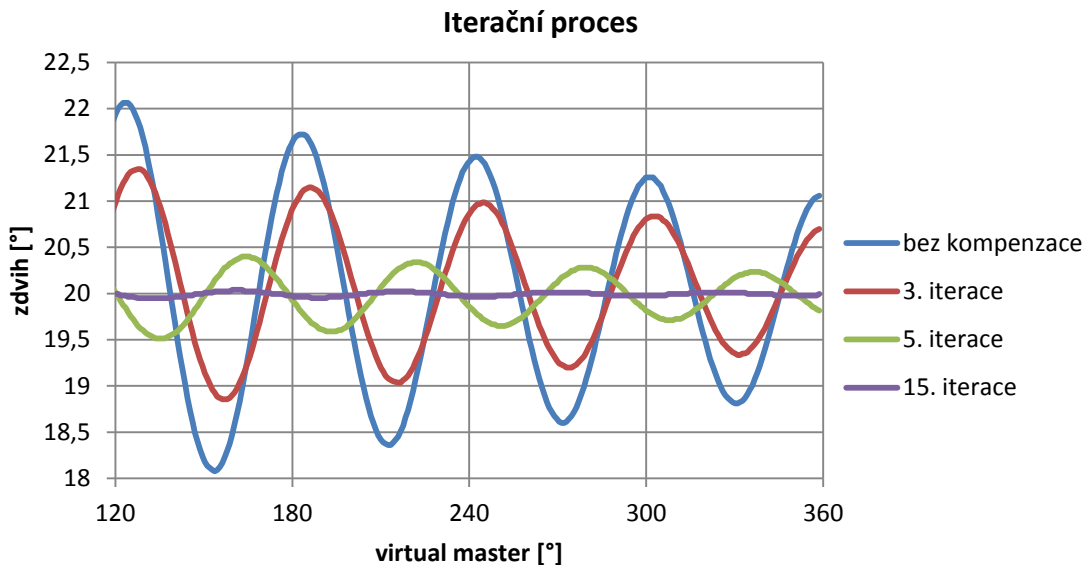


Obr. B.16 3. měření – vybrané průběhy iteračního procesu v klidové části zdvihové závislosti

Výsledná zdvihová závislost použitá ve čtvrtém měření (Obr. B.17) má zajímavý charakter, protože modifikace pomocí kompenzačního pulzu prakticky vůbec nezhorší kritické hodnoty zrychlení. Pulz se vyznačuje zápornou hodnotou a je umístěn v druhé polovině pracovní části zdvihové závislosti. Částečně zasahuje i do klidové části zdvihové závislosti, ale jak lze vidět na Obr. B.18, nemá to na průběhy zdvihu patrný vliv.

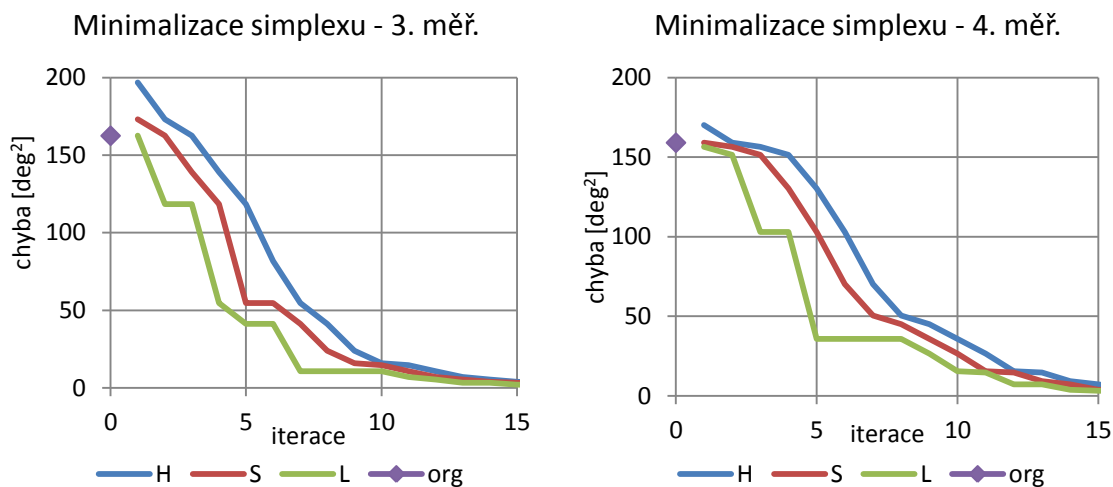


Obr. B.17 4. měření – modifikované zdvihová závislost



Obr. B.18 4. měření – vybrané průběhy iteračního procesu v klidové části zdvihové závislosti

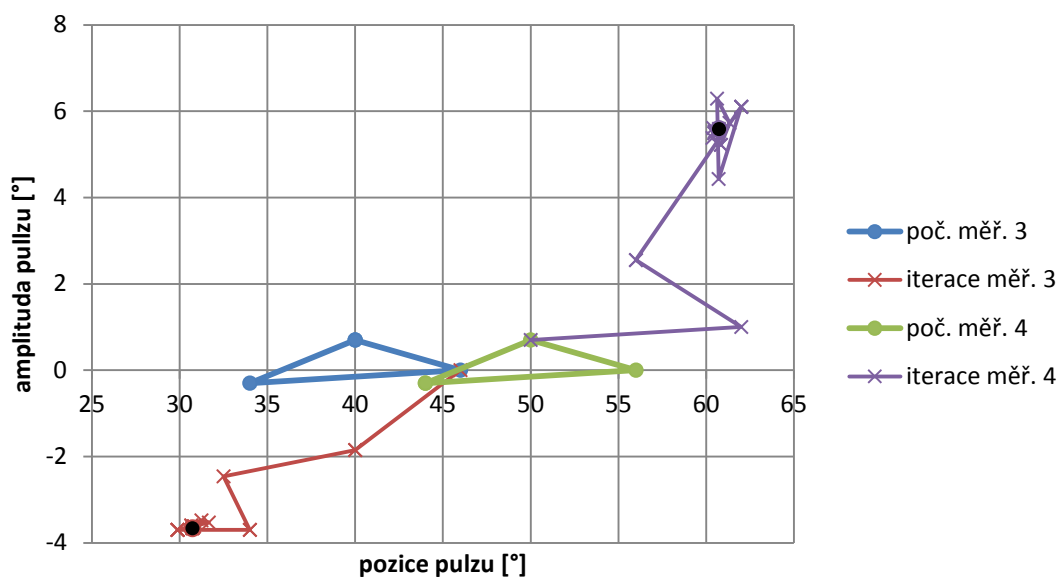
Na průbězích transformace minim simplexů (Obr. B.19) je opět patrné, že k nalezení použitelného minima postačí maximálně 15 iterací stejně jako v předchozích měřeních.



Obr. B.19 Průběhy minimalizace chyby simplexu během iteračního procesu pro 3. a 4. měření

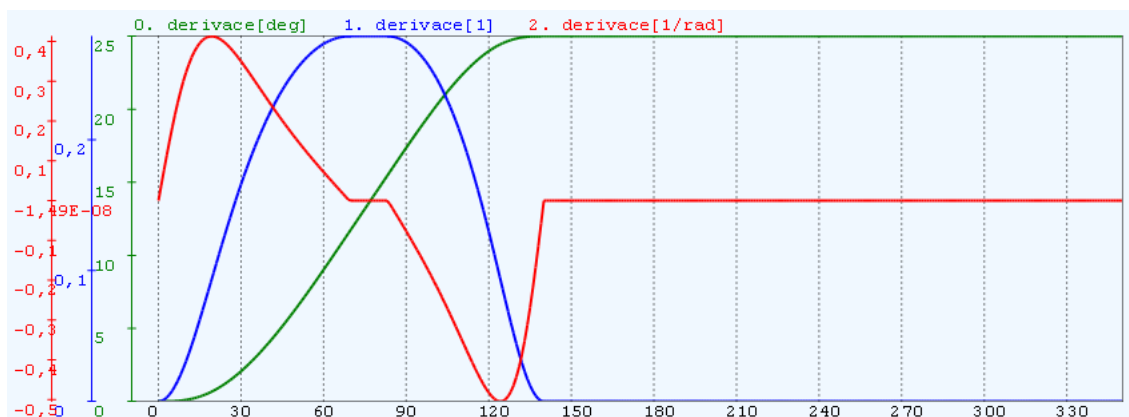
Obr. B.20 představuje transformace minim simplexů, které jsou tentokrát zvoleny odlišně oproti předchozím měřením. Vzhledem ke konečným bodům je jejich tvar plošší. Pro iterační algoritmus to však nepředstavuje problém, což vychází z charakteru simplexové metody Nelder-Mead, která dokáže poměrně rychle změnit tvar počátečního simplexu. Zajímavá je také výrazně odlišná velikost amplitudy kompenzačního pulzu mezi prvním a druhým minimem, kterou zapříčinila nesymetrií zdvihové závislosti.

Transformace minim simplexu



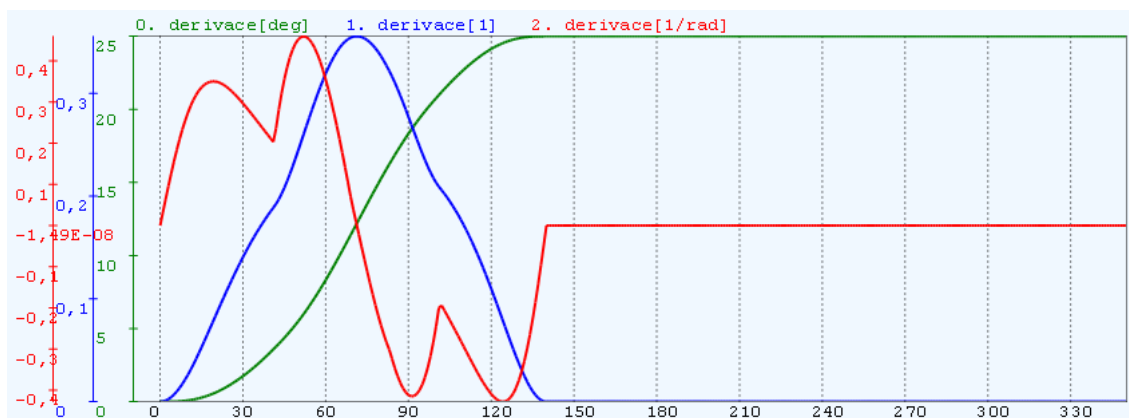
Obr. B.20 Transformace minim simplexů pro 3. a 4. měření

Poslední páté měření se zakládá na stejné funkci G-Sinus a stejné modifikaci VDI 2143 (Obr. B.21). Pozměněna je velikost zdvihu na 25° a jeho délka vzhledem k natočení virtual master na 140°. Rychlost byla zvýšena na 160 min⁻¹.

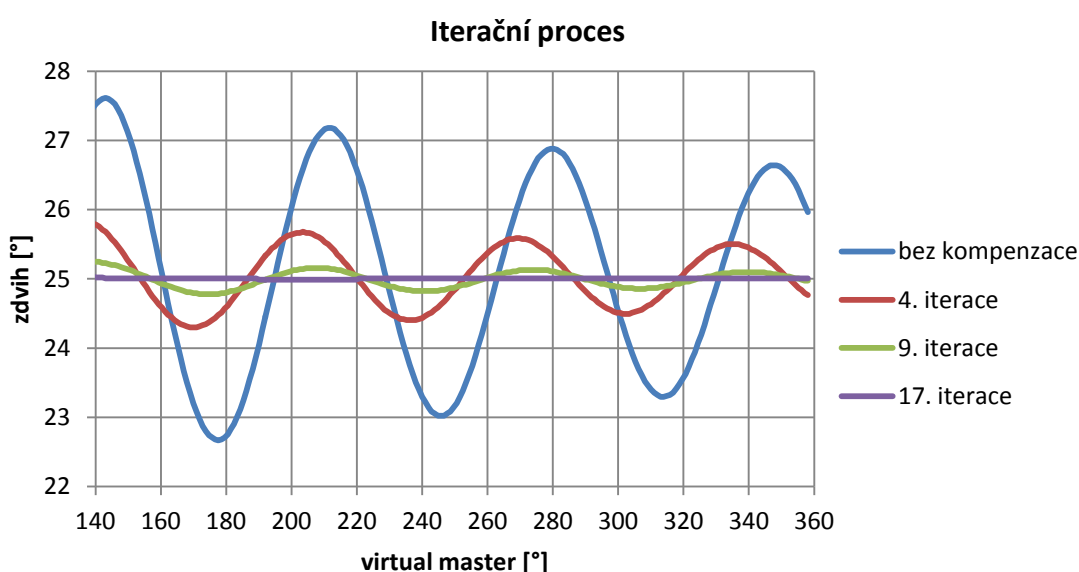


Obr. B.21 5. měření – původní zdvihová závislost (G_Sin, kappa = 0,2, modifikace pomocí VDI 2143, c = 0,9, lambda = 0,55)

Modifikovaná zdvihová závislost použitá při tomto posledním měření (Obr. B.22) má pulz umístěný přibližně ve středu pracovní části zdvihu. Pulz mírně zhorší kritické kladné zrychlení. Maximální amplituda reziduálních kmitů původní zdvihové závislosti je ještě o málo vyšší než v předchozím případě, jak ukazuje Obr. B.23.

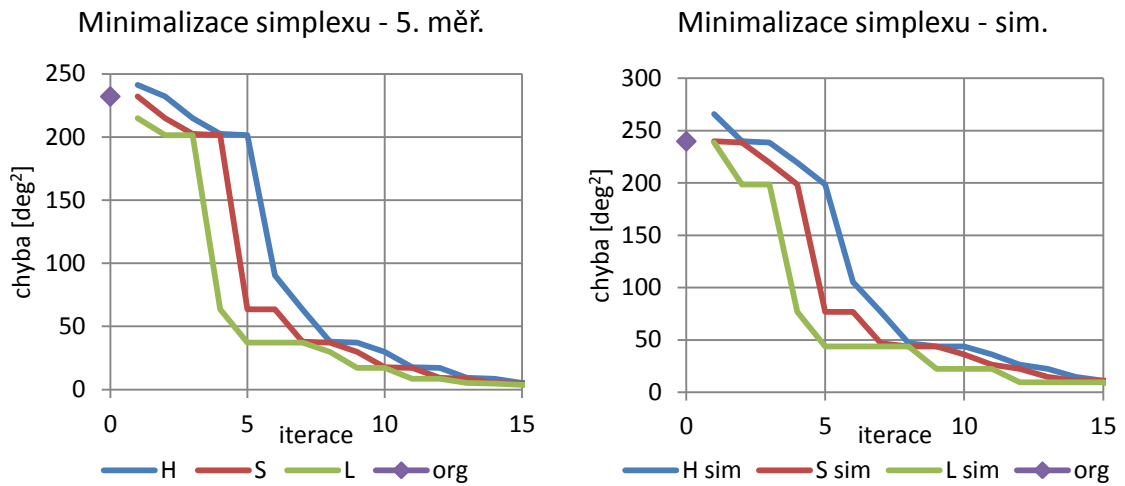


Obr. B.22 5. měření – modifikované zdvihová závislost

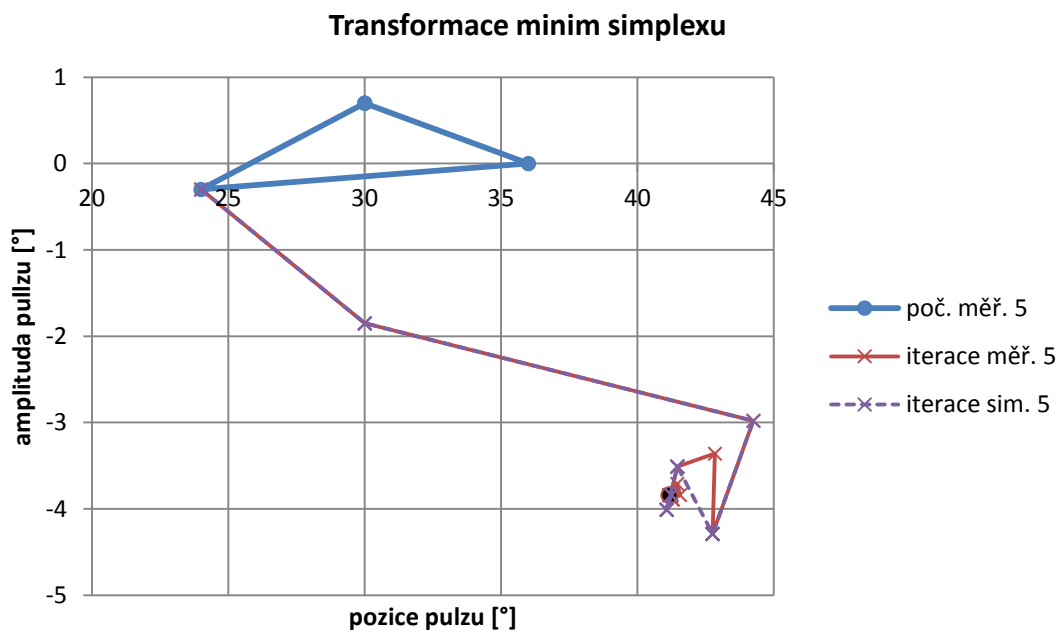


Obr. B.23 5. měření – vybrané průběhy iteračního procesu v klidové části zdvihové závislosti

Výsledky tohoto posledního měření jsou porovnávány s výsledky iteračního procesu, který na místo reálného měření využívá data získaná z matematického modelu. Ten vychází z Lagrangeových rovnic 2. řádu a jeho detailní popis obsahuje kapitola 5.3. Z Obr. B.24 jsou na první pohled patrné rozdíly mezi minimalizací chyb simplexu při měření a při simulaci. Zároveň však lze dobře nalézt i podobnosti, zejména z Obr. B.25 lze vyčíst, že transformace simplexu probíhá prvních několik kroků (prvních 10 iterací) zcela shodně v reálné situaci i při simulaci. Z toho vyplývá, že ačkoliv model není schopen dodávat zcela přesné výsledky, tak jeho chování odpovídá reálnému systému.



Obr. B.24 Průběhy minimalizace chyby simplexu během iteračního procesu pro 5. měření a simulaci 5. měření



Obr. B.25 Transformace minim simplexů pro 5. měření a simulaci 5. měření