



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA STROJNÍ

Katedra mechaniky, pružnosti a pevnosti

**METODIKA APLIKACÍ MECHATRONICKÝCH SYSTÉMŮ
V POHONECH PRACOVNÍCH ČLENŮ MECHANISMŮ
VÝROBNÍCH STROJŮ**

Teze habilitační přednášky

Ing. Petr Jirásko, Ph.D.

Liberec 2017

Obsah

1. Úvod	2
2. Deklarace problematiky	2
2.1 Elektronická vačka	2
2.2 Zdvihová závislost, pohybová funkce a polohová přesnost pohybové funkce elektronické vačky	3
2.3 Aplikace, diskrétní modely a dynamické standy	3
2.4 Závěr kapitoly	7
3. Metodika aplikací elektronických vaček	8
3.1 Kinetostatické dimenzování elektronické vačky	8
3.2 Realizace zdvihových závislostí v řídicím systému Yaskawa	10
3.3 Regulace servopohonů	13
3.4 Polohová chyba PERR	15
4. Mechatronický diferenciál	16
4.1 Mechatronická řešení pohonů pracovních členů mechanismů	16
4.2 Kinematické řešení	18
4.3 Dynamické řešení	19
4.4 Experimentální prototyp (kinetostatický výpočet a monitorovaná skutečnost)	20
4.5 Kvalita klidového intervalu	24
5. Závěr	25
6. Literatura	26

Přednáška je určena pro studenty předmětu *Řízené mechanické systémy* v pětiletém inženýrském oboru *Aplikovaná mechanika* na Fakultě strojní - Katedra mechaniky, pružnosti a pevnosti. U posluchačů se předpokládá základní úroveň znalostí technické mechaniky především z předmětů Mechanika II (Kinematika) a Mechanika III (Dynamika).

1. Úvod

Systémy elektronických vaček jsou moderní prostředky pružné průmyslové automatizace a používáme je k realizaci pohybových funkcí pracovních členů výrobních a manipulačních mechanismů. VÚTS, a.s., využívá k výzkumu dynamiky elektronických vaček špičkový systém japonské firmy Yaskawa. Mluvíme o systému elektronické vačky, neboť aplikace je sjednocením řízení servomotoru (kontroler, servoměnič, regulace, zdvihová závislost), vstupů, výstupů, komunikace a vlastního softwaru řídicího systému, včetně kombinací servopohonů s klasickými mechanismy.

Firma VÚTS, a.s. (www.vuts.cz) je výzkumnou organizací, která byla založena v roce 1951 jako *Výzkumný ústav textilních strojů* v Liberci. Do povědomí světového textilního strojírenství se zapsala unikátním vynálezem tryskového způsobu tkaní, mnoha patenty bezvřetenového předení, technologií výroby netkaných textilií a řadou textilních strojů a dalších zařízení.

VÚTS se rovněž téměř 40 let zabývá výpočty, konstrukcí a výrobou klasických vačkových mechanismů. Výroba *radiálních* a *axiálních* vaček technologiemi frézování, broušení a elektroerozivního obrábění se za tuto dobu stala standardní výrobou pro domácí i zahraniční odběratele. Možnostmi aplikací elektronických vaček se VÚTS začal zabývat před deseti lety v souvislosti s hlavní předností těchto systémů, kterou je pružná změna pohybových funkcí. Princip aplikací klasických a elektronických vaček je principiálně stejný, a tím je pohon pracovních členů mechanismů. Obě skupiny vačkových systémů (klasické a elektronické) vynikají ve svých specifických vlastnostech. Požadavky na pracovní pohyby mechanismů bývají značně odlišné, proto je v takových případech nutná analýza problému aplikace, která v sobě zahrnuje v co největší míře výčet možných variant, včetně kalkulace nákladů. Důležité je, že není žádný z obou systémů upřednostňován, ale je nabízeno komplexní řešení, kde konečná volba systému je na zákazníkovi. Komplexní dodávku obou vačkových systémů je pak VÚTS schopen zajistit. V přednášce se dále zaměříme především na systémy elektronických vaček.

2. Deklarace problematiky

2.1 Elektronická vačka

Elektronická vačka je servopohon (*synchronní servomotor* napájený frekvenčním měničem-servoměničem a řízený kontrolerem), který na výstupním hřídeli rotoru servomotoru realizuje budící *pohybovou funkci*. Pohybová funkce tak přiřazuje času polohovou (úhlovou) veličinu hřídele servomotoru. Kontroler lze prostřednictvím vývojového prostředí programovat v oblasti PLC a v oblasti souvislých pohybů. Elektronická vačka VÚTS (HW Yaskawa) je programována v oblasti PLC. V každém průchodu (*scanu*) programu PLC je prostřednictvím výstupních O-registrů definována *poloha*, *rychlost* a *velikost momentu* servomotoru. Většina výrobců elektronických vaček používá kaskádní regulační strukturu servoměničů, sestávající se z regulátoru polohy (zpravidla proporcionální), regulátoru rychlosti (zpravidla proporcionálně integrační) a regulátoru momentu (resp. proudový regulátor, zpravidla proporcionálně integrační). Z pohledu strojařských aplikací pohonů

pracovních členů mechanismů je termínem elektronická vačka myšleno takové použití servomotoru (jako výkonného silového členu), které je *alternativní* k pohonům, jež jsou možnými kombinacemi vačkokloubových mechanismů poháněných klasickými asynchronními motory.

Výrobní stroj je v základních rysech systém mechanismů, které realizují danou technologii např. složenými vačkovými mechanismy. Obecně lze říci, že mezi *klasickou vačkou* a *pracovním členem* s požadovaným pohybem je kinematický řetězec rovinných nebo prostorových mechanismů, který transformuje požadovaný pracovní pohyb na hlavní člen základního vačkového mechanismu (úloha kinematické *syntézy*), např. na *vahadlo radiální vačky*. Podle geometrie základního vačkového mechanismu pak výpočtem kinematické syntézy stanovíme souřadnice činné plochy vačky. *Lze provést* přiřazení rotačního pohybu vahadla klasické radiální vačky na hřídel elektronicky řízeného servomotoru, resp. hřídeli servomotoru přiřadit transformovanou zdvihovou závislost vahadla včetně 1. a 2. derivace.

2.2 Zdvihová závislost, pohybová funkce a polohová přesnost pohybové funkce elektronické vačky

Funkci přiřazující *času* polohovou veličinu určitého členu složeného vačkového mechanismu budeme nazývat *pohybovou funkcí* tohoto členu. Pohybová funkce elektronické vačky (teoretická, skutečná) je pohyb hřídele servomotoru (*Slave*) v závislosti na čase a tato pohybová funkce kinematicky budí dynamický systém převodových mechanismů kinematického řetězce, na jehož konci je pracovní člen. Příslušné derivace pohybové funkce podle času jsou veličiny *rychlost* a *zrychlení*.

Funkci přiřazující *poloze* určitého členu polohovou veličinu jiného členu složeného vačkového mechanismu budeme nazývat *zdvihovou závislostí*. Zdvihová závislost elektronické vačky je teoretická funkce polohy hřídele servomotoru (*Slave*) na poloze virtuálního hřídele (*Master*), resp. virtuálního natočení. Příslušné derivace zdvihové závislosti podle polohy virtuálního hřídele jsou 1. a 2. *derivace* zdvihové závislosti (0. derivací je často označován samotný zdvih). 1. a 2. derivace zdvihové závislosti se často označuje jako první a druhá převodová funkce, v *odstavci 2.3* (viz také *obr. 1* a *obr. 2*) je zdvihová závislost označena symbolem Π .

Vztah mezi *zdvihovou závislostí* a *pohybovou funkcí* téhož členu, např. hnaného členu základního vačkového mechanismu je u obou schematických obrázků *odstavce 2.3* (viz *obr. 1* a *obr. 2*)

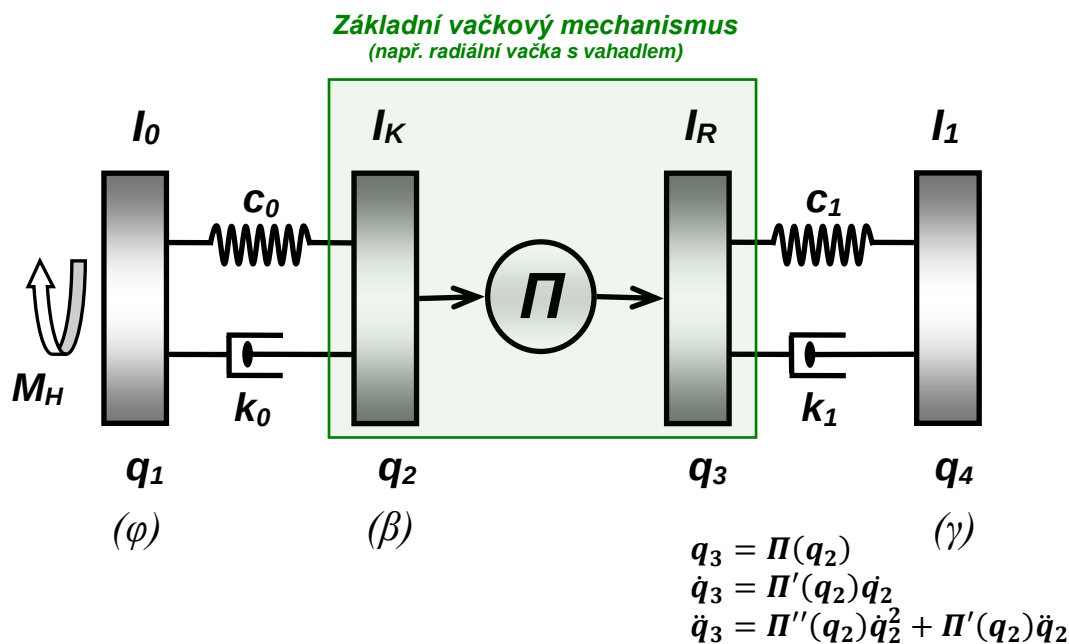
Zdvihová závislost (0., 1. a 2. derivace) elektronické vačky transformovaná úhlovou rychlostí a zrychlením virtuálního hřídele je teoretická pohybová funkce. Rozdíl mezi požadovanou *teoretickou* a *skutečnou* pohybovou funkcí je *polohová přesnost pohybové funkce* elektronické vačky (dále označena jako *PERR*). Jedním z cílů aplikací elektronických vaček je dosáhnout co nejlepší shody teoretické pohybové funkce se skutečnou na hřídeli servomotoru. *PERR* je *principiální* a její velikost je funkcí parametrů kaskádní regulace v servoměniči (*Yaskawa*), vnější dynamické (setrvačné) a technologické (výrobní) zátěže.

2.3 Aplikace, diskrétní modely a dynamické standy

Aplikovat *elektronické vačky* a zvolit tak *alternativu* elektronického pohonu pracovního členu lze zejména u strojů zpracovatelského průmyslu (textilní, polygrafické, sklářské, obráběcí, tvářecí, balící atd.) a u prvků pružné a pevné automatizace výrobních systémů (manipulační stroje a mechanismy jako jsou otočné a indexovací stoly, krokové mechanismy apod.). Problematika aplikací elektronických vaček v této oblasti tedy úzce

souvisí s aplikacemi klasických vačkových mechanismů. V podstatě jde o tentýž problém, kterým je zajištění *pohonu pracovního členu mechanismu* optimálním způsobem. Pracovní člen mechanismu je obvykle konečný (výstupní) člen kinematického řetězce složeného vačkového mechanismu se svojí definovanou *zdvihovou závislostí*. Zdvihovou závislost pracovního členu realizuje obecně nekonstantní převodová funkce (základní vačkový mechanismus, servomotor elektronické vačky nebo jiný mechanismus) na vstupu kinematického řetězce, která generuje pohybovou funkci. Tato pohybová funkce je kinematickým buzením dynamického systému s *tuhými* nebo *poddajnými* členy, kterým složený vačkový mechanismus ve skutečnosti je. Kinematické buzení je tedy odvozeno od *mechanického, elektronického* nebo *kombinovaného* vačkového mechanismu.

Protože vycházíme z *jednotného pohledu na pohon pracovních členů* mechanismů *klasickými* nebo *elektronickými* způsoby, uvedeme diskrétní modely s pohybovými rovnicemi obou typů mechanismů s nehmotnými poddajnostmi a tlumením. Na *obr. 1* je diskrétní model klasického vačkového mechanismu s poddajnostmi v hnané a hnací části. Pro sestavení pohybových rovnic u sledovaného modelu lze použít klasických *Lagrangeových rovnic 2. druhu* pro nezávislé obecné souřadnice, kterými jsou výchylky členů vačkového mechanismu vlivem pružných vazeb, resp. také souřadnice hnacího členu. Při odvození pohybových rovnic použijeme označení poloh členů v absolutních souřadnicích (q_i) a neuvažujeme vliv gravitace.



Obr. 1 Diskrétní model klasického vačkového mechanismu

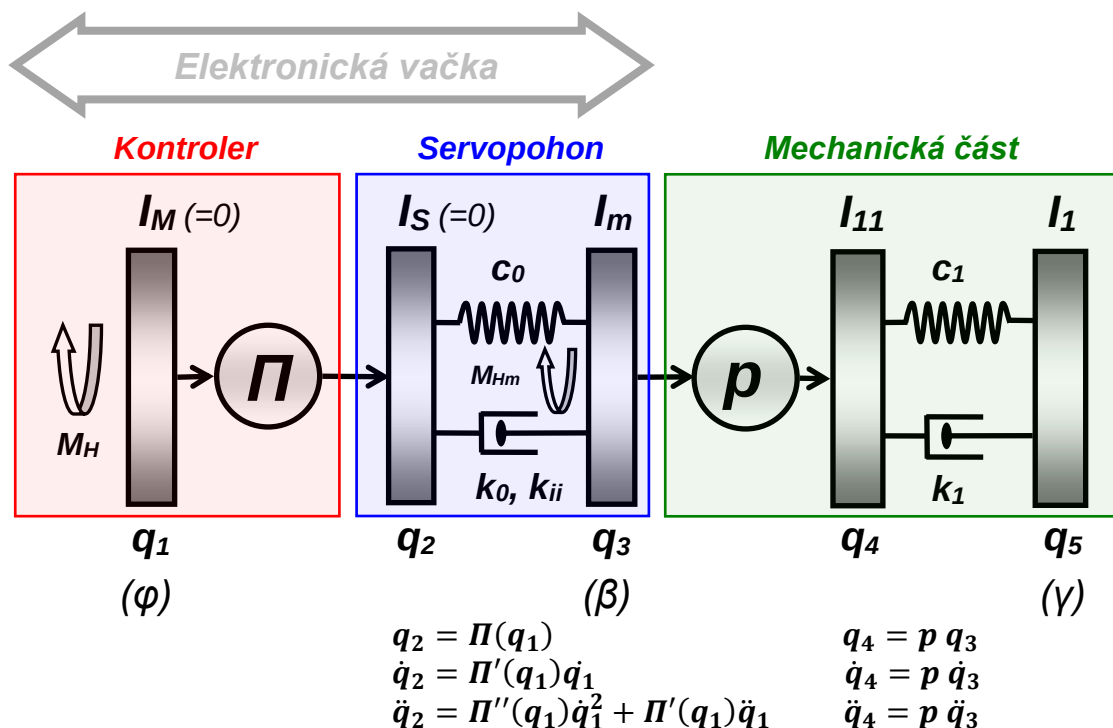
Dosazením za $q_1 = \varphi (= \omega t)$, $\dot{q}_1 = \omega (= konst)$, $q_2 = \beta$, $q_4 = \gamma$ dostáváme pohybové rovnice ve tvaru

$$M_H = c_0(\omega t - \beta) + k_0(\omega - \dot{\beta}) \quad (1)$$

$$[I_k + I_R \Pi'^2(\beta)]\ddot{\beta} + I_R \Pi'(\beta) \Pi''(\beta) \dot{\beta}^2 = c_0(\omega t - \beta) - c_1 \Pi'(\beta) [\Pi(\beta) - \gamma] + k_0(\omega - \dot{\beta}) - k_1 \Pi'(\beta) [\Pi'(\beta) \dot{\beta} - \dot{\gamma}] \quad (2)$$

$$I_1 \ddot{\gamma} = c_1 [\Pi(\beta) - \gamma] + k_1 [\Pi'(\beta) \dot{\beta} - \dot{\gamma}] \quad (3)$$

Pohybové rovnice elektronického vačkového mechanismu odvodíme stejným způsobem jako v případě klasického vačkového mechanismu podle diskrétního modelu na obr. 2 s *principiální poddajností* elektromagnetické vazby stator/rotor a s výstupní poddajností v hnané části mechanismu. Z důvodů analogie s klasickým mechanismem jsou znázorněny i členy s nulovými momenty setrvačnosti, které mají svůj mechanický ekvivalent v podobě klasického mechanismu se dvěma výstupními poddajnostmi.



Obr. 2 Diskrétní model elektronické vačky

Dosazením $q_1 = \varphi$, $q_3 = \beta$, $q_5 = \gamma$ dostáváme pohybové rovnice diskrétního modelu elektronické vačky ve tvaru

$$M_H = \{c_0[\Pi(\varphi) - \beta] + k_0[\Pi'(\varphi)\dot{\varphi} - \dot{\beta}]\} \Pi'(\varphi) \quad (4)$$

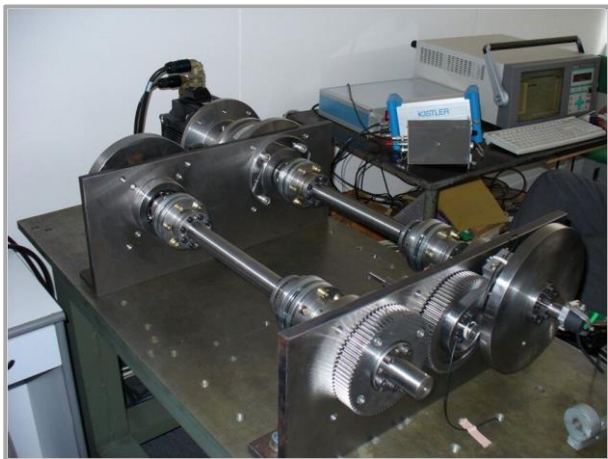
$$(I_m + I_{11}p^2)\ddot{\beta} = c_0[\Pi(\varphi) - \beta] - c_1p(p\beta - \gamma) + k_0[\Pi'(\varphi)\dot{\varphi} - \dot{\beta}] - k_1p(p\dot{\beta} - \dot{\gamma}) \quad (5)$$

$$I_1\ddot{\gamma} = c_1(p\beta - \gamma) + k_1(p\dot{\beta} - \dot{\gamma}) \quad (6)$$

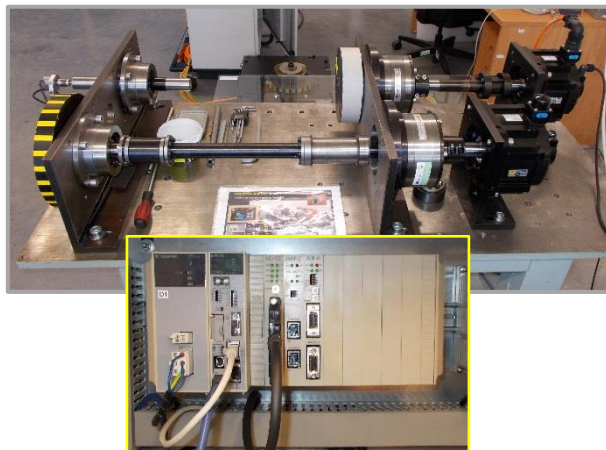
kde obecně $\dot{\varphi} \neq konst.$ Rovnice (5) a (6) popisují chování elektronické vačky v případě, kdy souřadnice φ je závisle proměnnou na virtuálním hřídeli. Rovnice pak popisují např. chování při náběhu otáček po předem definované rampě, jak je u elektronických vaček běžné. Prakticky se však řeší ustálený chod.

Na tomto místě uvedeme krátkou poznámku k odlišnosti od numerického řešení modelu klasického vačkového mechanismu. Nebudeme zde popisovat principy regulace servopohonů, pouze konstatujeme, že většina servopohonů má kaskádní regulační strukturu s momentovou, rychlostní a polohovou zpětnou vazbou. Regulátory jsou zpravidla proporcionální (P) a proporcionálně integrační (PI). Při numerickém řešení nám jde o takový zásah do pohybových rovnic, aby charakteristická veličina, kterou je polohová odchylka

servopohonu *PERR* (rozdíl skutečné polohy hřídele servomotoru od teoretické) odpovídala co nejvíce skutečnosti režimů *P/PI*. *PERR* je pak kritériem přesnosti daného modelu. Výsledky SW simulací byly ověřeny na dynamických standech podle obr. 3 a obr. 4. Z důvodu omezeného rozsahu přednášky nejsou výsledky srovnání uvedeny.



Obr. 3 Stand klasického vačkového mech.

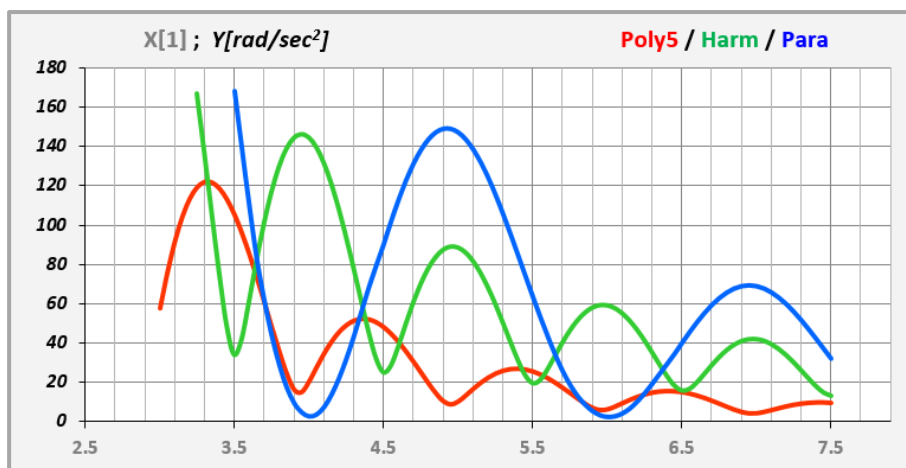


Obr. 4 Stand elektronické vačky

Stručně se zmíníme o hlavních důsledcích *poddajného hnaného výstupu*. Přesnost konečné polohy pracovního členu (γ podle obr. 1 a obr. 2) v *klidovém intervalu* pohybové funkce je posouzena podle extrémní hodnoty zrychlení *reziduálních* (zbytkových) kmitů. Kritériem polohové přesnosti je pak tzv. *reziduální spektrum* odezvy na kinematické buzení poddajného systému zdvihovou závislostí [1]. Reziduální spektrum, specifické pro danou zdvihovou závislost, bude využito pro stanovení parametrů (*otáčky, úhel zdvihu* nebo *moment setrvačnosti*), při kterých je kmitání minimalizováno. Prezentované výsledky v příspěvku jsou výsledkem čistě numerického řešení na základě datových souborů zdvihové závislosti (její 0., 1. a 2. derivace) a parametrů modelů s poddajnými členy. Numerické řešení je jednoduché. V cyklu *for/next* relativní vlastní frekvence ν probíhá numerické řešení rovnic (4) až (6), jehož každým průchodem cyklu je výsledné maximální zrychlení v oblasti klidu pohybové funkce. Grafické vyjádření těchto hodnot v závislosti na ν je hledané reziduální spektrum. Relativní vlastní frekvence ν vyjadřuje počet kmitů vykonaných v *čase* jednoho zdvihu, resp. zrealizovaného úhlu zdvihu (*čas perrody* minus *doba klidu* v případě *krokových pohybů*). Souvislost ν [bezrozměrné] s otáčkami n [min^{-1}], úhlem zdvihu ϕ [deg], momentem setrvačnosti zátěže I_1 [kgm^2] a tuhostí c_1 [Nm/rad] je

$$\nu = \phi f / 6n, \quad f = (1/2\pi) \sqrt{c_1/I_1} \quad (7)$$

S ohledem na rozsah přednášky jsou uvedeny pouze ilustrativní výsledky na obr. 5. Je numericky řešen diskretní model elektronické vačky podle obr. 2 s ověřením na dynamickém standu podle obr. 4 pro zdvihovou závislost *polynomicickou 5. stupně* (**Poly5**), *harmonickou* (**Harm**) a *parabolickou* (**Para**) se zdvihem 68 [deg] a úhlem zdvihu 90 [deg], vlastní frekvencí poddajného výstupu 15.5 [Hz] a s pracovní setrvačnou zátěží 0.1 [kgm^2]. Jedním ze zajímavých výsledků je skutečnost, že s *parabolickou* zdvihovou závislostí se dosáhne nejvýraznější minimalizace reziduálních kmitů, i když odezva systému na ni je nejsilnější (max. hodnota amplitud) díky svému trojnásobně nespojitému průběhu 2. derivace.



Obr. 5 Reziduální spektra (osa X: v [bezrozměrné], Osa Y: $\ddot{y}$ [rad/sec²])

Při aplikacích elektronických vaček je velmi efektivní na základě reziduálních spekter konkrétních zdvihových závislostí, které jsou výsledkem numerického řešení modelu, stanovit *otáčky, úhel zdvihu* nebo *moment setrvačnosti* tak, aby reziduální kmitání v oblastech klidu pohybových funkcí bylo minimální.

Minimalizace reziduálních kmitů je možná mnoha jinými způsoby. Jde např. o superposici s kompenzačním harmonickým pulsem [2][8], aproximace originální *periodické* nebo *neperiodické* (krokové) zdvihové závislosti Fourierovou řadou s využitím určitého počtu harmonických složek [3][4] apod. Všechny tyto metody v podstatě pracují pouze s *datovými soubory* vlastních zdvihových závislostí. V aplikacích elektronických vaček jsou velmi účinné a byly na dynamických standech VÚTS ověřeny.

2.4 Závěr kapitoly

Diskrétní modely obou vačkových systémů a jejich matematický popis s příslušnými poddajnostmi mají stejný základ v analytických metodách technické mechaniky. Nehmotné pružné vazby včetně tlumení jsou zdrojem kmitů, které jsou odezvou na kinematické buzení *pohybovou funkcí* (poloha, rychlost, zrychlení). Pohybová funkce je odvozena od *zdvihové závislosti* (zdvih, 1. a 2. derivace). Popis poddajné elektromagnetické vazby *stator/rotor* veličinami *tuhosti* a *tlumení* svými hodnotami nijak nesouvisí s hodnotami regulačních parametrů kaskádní struktury momentové, rychlostní a polohové vazby v servoměniči. Popisují pouze fyzikální podstatu, která říká, že jde o pružnou vazbu s vysokým stupněm tlumení (v numerickém řešení je nutné rozlišit řízení P/PI). Konkrétní hodnoty jsou experimentálně verifikovány na základě testů na dynamických standech. Tento „strojařský“ pohled nám dává představu o principiálním chování klasických a elektronických mechanismů. Konstrukčním záměrem je vždy použití minimálního počtu členů kinematického řetězce mechanismu s tuhými členy. V případě klasického vačkového mechanismu jde o tuhý pohon vačky s pracovním členem nejlépe přímo na vahadle nebo zvedáku základního trojčlenného vačkového mechanismu. Této představě odpovídá např. *kroková převodovka* podle obr. 26, kde pohon je přímo na vstupu a pracovní rotační člen na výstupu převodovky.

V případě aplikace elektronického mechanismu s tuhou mechanickou výstupní částí vždy zůstává principiální poddajnost elektromagnetické vazby stator/rotor v servomotoru. Tato vazba, resp. její tuhost je funkcí regulačních parametrů. V dalším textu deklarujeme

mechanickou část jako tuhou a budeme se zabývat možnostmi nastavení regulačních parametrů servoměniče a manipulacemi s daty zdvihových závislostí s ohledem na minimalizaci polohové chyby *pohybové funkce PERR*. *PERR* považujeme za funkci tuhosti poddajné vazby *stator/rotor*, dynamické zátěže setrvačných hmot (pracovní člen včetně rotoru servomotoru) a případné vnější technologické zátěže.

3. Metodika aplikací elektronických vaček

U obou vačkových systémů (klasický, elektronický) jde prakticky o totéž, a tím je *pohon pracovního členu* mechanismu výrobního stroje.

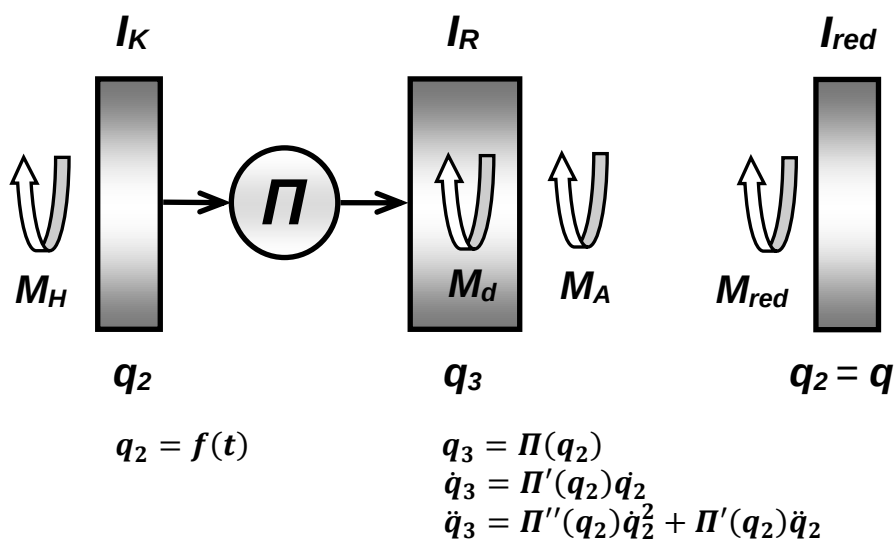
Klasickými vačkami máme na mysli složené vačkové mechanismy s libovolnými základními vačkovými mechanismy tak, jak je popisuje např. literatura [1]. Tyto mechanismy jsou všeobecně známy i se svými klady a zápory. Kladnými vlastnostmi jsou např. vysoká dynamika, relativně nízká cena a variabilita konstrukce, zápory jsou jejich jednoúčelovost, vliv vůlí, poddajnosti ve vstupním a výstupním kinematickém řetězci, opotřebitelnost (vačky jsou často nutné jako náhradní díly).

Elektronické vačky jsou mechanismy, které se skládají z *řízení* (hardwaru je řídicí kontroler se SW vývojovým prostředím) a *pohonu* (servoměnič, servomotor). Mluvíme často o systému elektronické vačky, neboť aplikace elektronické vačky v sobě sjednocuje donedávna samostatné obory (mechanika, software, elektronika, řízení a regulace atd.) a je klasickým případem prudce se rozvíjejícího oboru s názvem *mechatronika*. Klady elektronických vaček jsou jejich snadná změna zdvihových závislostí a použitelnost ve výrobních systémech jako prvků pružné automatizace, nízké nároky na údržbu, spolehlivost. Zápory jsou např. jejich nižší dynamika, vyšší pořizovací náklady, vysoké kvalifikační nároky na přípravu a provedení aplikace.

3.1 Kinetostatické dimenzování elektronické vačky

Kinetostatický výpočet je zvláště pro elektronickou vačku zásadní a stručně ho budeme nazývat „*dimenzování servomotoru*“. Jde o výběr servomotoru podle katalogu výrobce, který bude optimálně splňovat požadavky na příslušný pohon pracovního členu mechanismu s definovanou *zdvihovou závislostí*. Servomotor musí splňovat požadavky na *maximální krouticí moment*, *efektivní krouticí moment* (proudová zátěž) a *maximální okamžité otáčky*. O jaký krouticí moment jde a jaká je souvislost s klasickým vačkovým mechanismem, je popsáno v následujícím textu.

Na *obr. 6* je schematicky znázorněn (v zavedené symbolice *odstavce 2.3*) obecný *klasický mechanismus s nekonstantním převodem* s jedním stupněm volnosti. Pod tímto schématem je možná představa jednoho ze základních vačkových mechanismů (např. radiální, axiální, globoidní vačka s vahadlem) nebo libovolný rovinný mechanismus (např. čtyřkloubový, kulisový). *Vstupní pohyb* je popsán *pohybovou funkcí* $f(t)$.



Obr. 6 Schéma obecného klasického mechanismu s nekonstantním převodem a redukce na vstupním členu

Pohybovou rovnici v tomto případě odvodíme metodou redukce, kde redukovaný moment setrvačnosti I_{red} vyplyne z rovnosti *kinetických energií* před redukcí a po ní, podobně redukovaný moment M_{red} vyplyne z rovnosti *elementárních prací*, resp. *výkonů* pracovních sil, před redukcí a po ní.

Po úpravách dostáváme

$$I_K \ddot{q}_2 + I_R \Pi'(q_2) [\Pi'(q_2) \ddot{q}_2 + \Pi''(q_2) \dot{q}_2^2] - M_A \Pi'(q_2) = M_H \quad (8)$$

a dosazením za $\ddot{q}_3 = \Pi'(q_2) \ddot{q}_2 + \Pi''(q_2) \dot{q}_2^2$ je

$$I_K \ddot{q}_2 + (I_R \ddot{q}_3 - M_A) \Pi'(q_2) = M_H.$$

Je-li $\dot{q}_2 = \omega = konst$ a $M_d = I_R \ddot{q}_3$ je hnací zrychlující moment na výstupu (stejný smysl se zrychlením), pak hnací zrychlující moment na vstupu je

$$M_H = (I_R \ddot{q}_3 - M_A) \Pi'(q_2) = (M_d - M_A) \Pi'(q_2) \quad (9)$$

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

$$M_H = I_R \ddot{q}_3 \Pi'(q_2) = I_R \omega^2 \Pi'(q_2) \Pi''(q_2) = M_d \Pi'(q_2). \quad (10)$$

Funkční charakter hnacího momentu M_H je určen součinem *první* a *druhé* derivace $\Pi' \Pi''$ zdvihové závislosti. V literatuře popisující zdvihové závislosti [7] je často tato funkce součinu uváděna a tabelována pro svojí vypovídající schopnost vzhledem k požadovanému hnacímu momentu dané zdvihové závislosti.

Vztahy (9) a (10) popisují základní rozdíl mezi *klasickou* vačkou, resp. libovolným mechanismem s jedním stupněm volnosti a *elektronickou* vačkou, bude-li servomotor zdrojem pohybu výstupu (q_3, I_R). Při stejné *pohybové funkci* pracovního členu je požadovaný *hnací zrychlující moment* M_H klasické vačky na vstupu (q_2, I_K) daný vztahem (9), (10) pro $\dot{q}_2 = konst$, resp. $\ddot{q}_2 = konst$ a $M_A = 0$. Požadovaný *hnací zrychlující moment na hřídeli servomotoru elektronické vačky* (na výstupním pracovním členu (q_3, I_R), který se nepodílí na reakci na dynamický setrvačný moment rotoru servomotoru) je velikosti $\bar{M}_{Hel} = M_d = I_R \ddot{q}_3$. Pro $\dot{q}_2 = konst$, resp. $\ddot{q}_2 = konst$ a $M_A = 0$ (což je většina technických aplikací) platí

$$M_H = (\bar{M}_{Hel} - M_A)\Pi'(q_2), \quad \text{resp.} \quad M_H = \bar{M}_{Hel}\Pi'(q_2). \quad (11)$$

Praktický dopad je zřejmý. Při stejné pohybové funkci pracovního členu v aplikaci klasické a elektronické vačky a při vhodné geometrické konstrukci klasického vačkového mechanismu, dosahuje *hnací moment* klasické vačky *menších* hodnot při stejném okamžitém výkonu obou vačkových systémů. Ke *hnacímu zrychlujícímu momentu na hřídeli servomotoru elektronické vačky*, který požaduje konkrétní aplikace, je nutno přičíst *hnací zrychlující moment*, který je reakcí na dynamický setrvačný moment rotoru servomotoru. Suma těchto momentů je požadovaný *hnací zrychlující moment servomotoru M_{Hel} elektronické vačky*, jehož maximální a efektivní hodnota je katalogovým parametrem výrobce. Uvedené vztahy (9, 10) a (11) popisují takové srovnání, kdy elektronická vačka nahrazuje klasický mechanismu svým přímým pohonem pracovního členu (q_3, I_R).

Rotor servomotoru významně zatěžuje pohon. Je nutné rozlišovat mezi termíny *hnací zrychlující moment na hřídeli servomotoru elektronické vačky* (dále využitelný) a *hnací zrychlující moment servomotoru elektronické vačky* (katalogová hodnota). Je zřejmé, že při realizaci zdvihové závislosti může dojít k situaci např. zvyšováním otáček virtuálního hřídele (*Master*), kdy je servomotor zatížen sám sebou. Ke snížení, resp. k odstranění vlivu dynamiky rotoru servomotoru slouží *mechatronický diferenciál* popsáný v kapitole 4.

3.2 Realizace zdvihových závislostí v řídicím systému Yaskawa

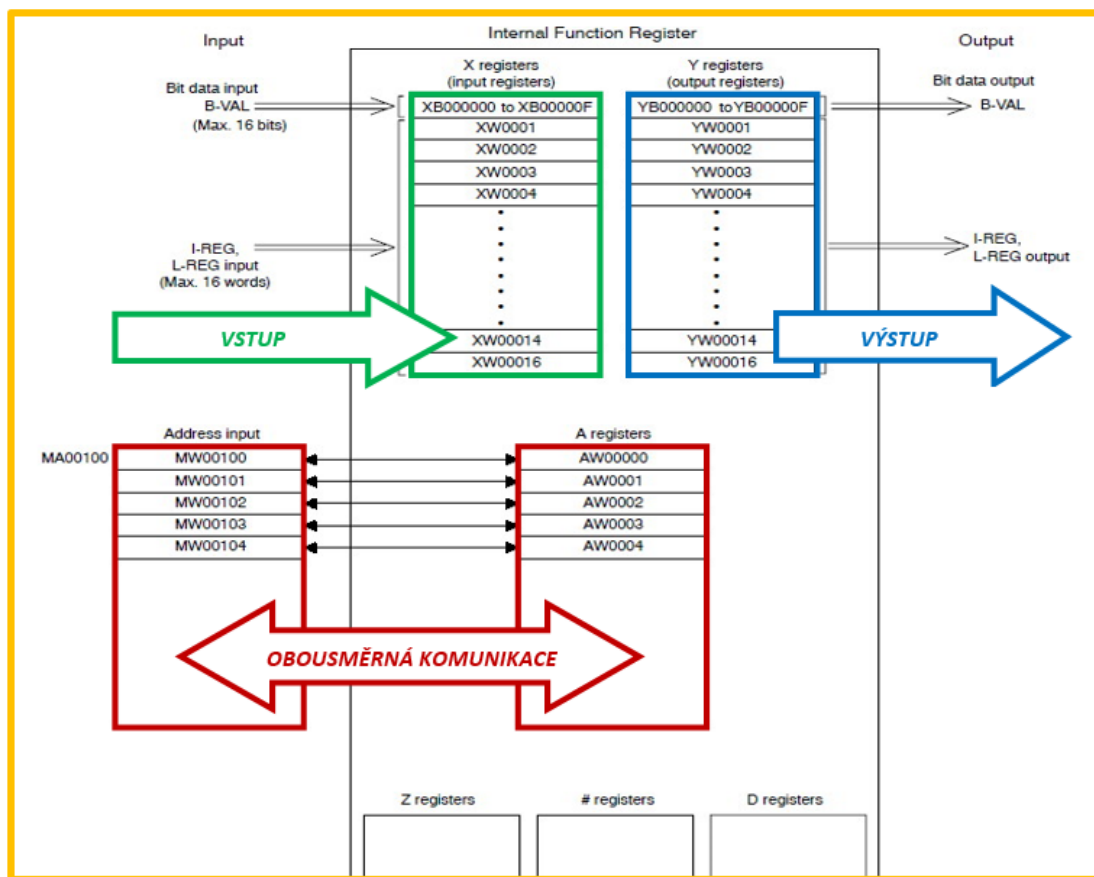
Zobecněním docházíme k závěru, že *realizace elektronické vačky* ve vývojovém prostředí *libovolného* řídicího systému pohonu, je zpracování dat *zdvihové závislosti* s jejími derivacemi (zdvih, 1. a 2. derivace) do *pohybové funkce* (poloha, rychlost a zrychlení) *výstupního hřídele* servomotoru. Systém dále zpracuje hodnoty *rychlosti* a *zrychlení* do *dopředných vazeb* (*Feed Forward*, viz červené šipky na obr. 11) *rychlosti a momentu* s ohledem na setrvačné hmoty a ostatní vnější (technologické) silové zatížení.

Elektronická vačka je programována v oblasti PLC (*Ladder diagram – oblast HSS*). V *každém* časovém průchodu (*High-scanu*) programem PLC je prostřednictvím *výstupních registrů* (*OLxxxx*) definována **poloha** (na nejzákladnější úrovni jde o informaci, která říká, o kolik *inkrementů-pulse* se v časovém intervalu *High-Scanu* pootočí *encoder* servomotoru, resp. *hřídel* servomotoru), **rychlost** a **velikost momentu** servomotoru. Datové soubory kinetostatických veličin jsou přeneseny do paměťových oblastí kontroleru, kde jsou dále na základě definovaných jednotek nezávisle transformovány dle potřeby. Jde především o měřítkování (*scale*), vzájemné fázové posouvání hodnot 1. a 2. derivace zdvihové závislosti vzhledem ke zdvihu, různé nezávislé superpozice s libovolnými daty s cílem minimalizace *polohové chyby* (*PERR*) pohybové funkce elektronické vačky.

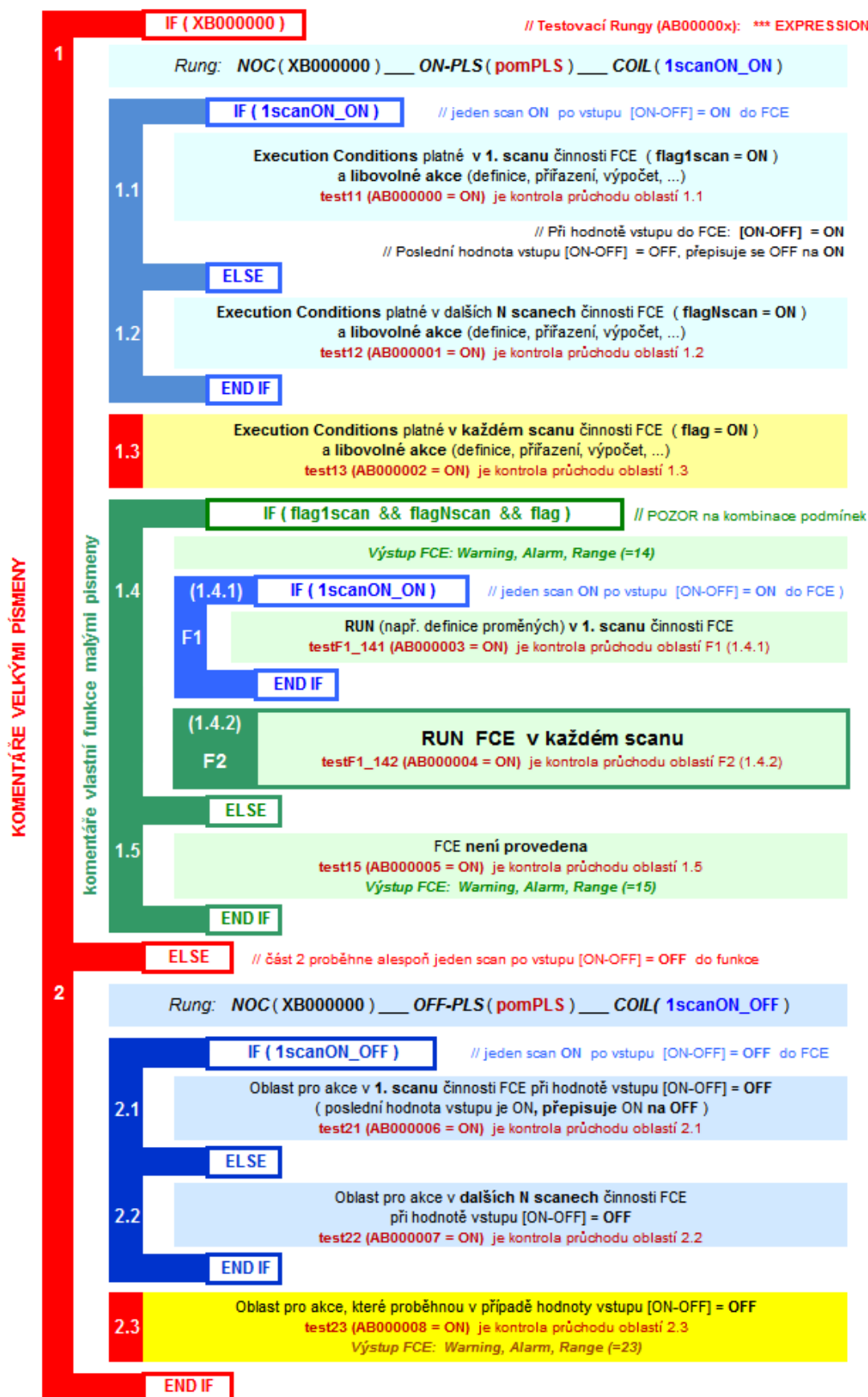
Základním stavebním prvkem řídicího systému programovaném v PLC (vývojové prostředí *MPE720-Yaskawa*) je *uživatelská funkce*. Uživatelská funkce je se svými *vstupy*, *výstupy* a *obousměrnou adresovou komunikací* názorně zobrazena na obr. 7 z dokumentace Yaskawa a v podobě obecné funkce *MFCE1* v *Ladder diagramu PLC*. Produktivita programátorské práce a spolupráce více programátorů na jednom projektu řídicího systému si vyžádala unifikaci, resp. *šablonu uživatelské funkce*, která zůstane stále stejná, nebo se bude modifikovat podle dohodnutých pravidel. Tak je usnadněna orientace a tvorba dokumentace vyvíjených programů a uživatelských funkcí. Struktura šablony obecné uživatelské funkce *MFCE1* podle obr. 7 je na obr. 8.

Podle obr. 7 má každá funkce *vždy* jeden vstup (*[B]On/Off*) plus další možné konkrétní *vstupy* a *výstupy* a *vždy* jedno obousměrně komunikující rozhraní, které je definované adresou (*[A]work1W*). Konvence v názvu adresy *1W* symbolizuje, že ke

komunikaci je použito jednoho 16-ti bitového lokálního registru D. Nejlépe tuto datovou komunikaci objasňuje obr. 8. Funkce MFCE1 nevykonává žádnou konkrétní činnost, pouze na základě vstupu [B]On/Off a vnitřních podmínek (IF) strukturovaných oblastí kódu definuje proměnné výstupu a příslušné bity externího registru, resp. komunikační lokální adresy DA00006 (viz obr. 7). Monitorováním těchto hodnot (bitů) lze stanovit, která strukturovaná oblast funkce je aktivní. Šablona funkce je postavena na základě vnořených strukturovaných konstrukcí IF...ELSE...END_IF za předpokladu, že funkce je v Ladder diagramu stále aktivní. Jinými slovy to znamená, že vstupní proměnná vstupu [B]On/Off je stále definovaná a nabývá hodnot ON nebo OFF, přičemž počáteční hodnota je OFF. Touto logikou je možné vytvořit systém složený z uživatelských funkcí, v kterých jsou vždy určité části struktur kódu funkcí stále aktivní na základě libovolných vstupů definovaných z HMI (např. dotyková obrazovka). Nové uživatelské funkce se vytvářejí tak, že do příslušných oblastí obecné struktury MFCE1 se zapisují části kódu, které na základě podmínek vykonávají konkrétní akce (definice proměnných, výpočty, řízení servomotorů apod.).

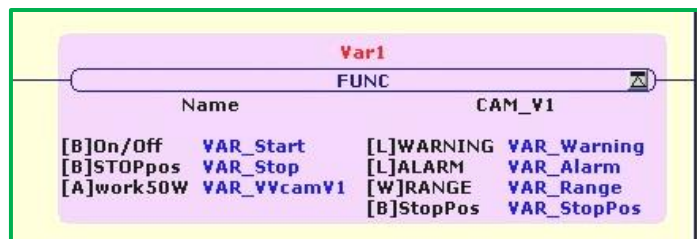


Obr. 7 Uživatelská funkce (vstupy, výstupy a komunikace, MFCE1 v PLC)



Obr. 8 Šablona unifikované obecné uživatelské funkce MFCE1

Uživatelská funkce *CAM_V1* podle *obr. 9* realizuje požadovanou *zdvihovou závislost*. Funkce *CAM_V1* je programována podle obecné struktury šablony *MFCE1*. S ohledem na produktivitu výzkumných prací je funkce koncipována pro oba typy řízení (*Position* a *Phase Control*). Hlavním komunikačním rozhraním je adresa (*[A]work50W*), jejímž prostřednictvím se definují příslušné parametry a určují se jejich kombinace. Cílem takto programované funkce *CAM_V1* je zkoumat vlastnosti obou typů řízení s ohledem na *polohovou přesnost pohybové funkce PERR*. Na základě zjištěných vlastností se funkce *CAM_V1* modifikuje pro konkrétní typ řízení s nezbytnými vstupy. Tímto způsobem probíhá vývoj funkcí kategorie *CAM_Vxy* optimalizovaných pro konkrétní pracovní pohyb aplikace.

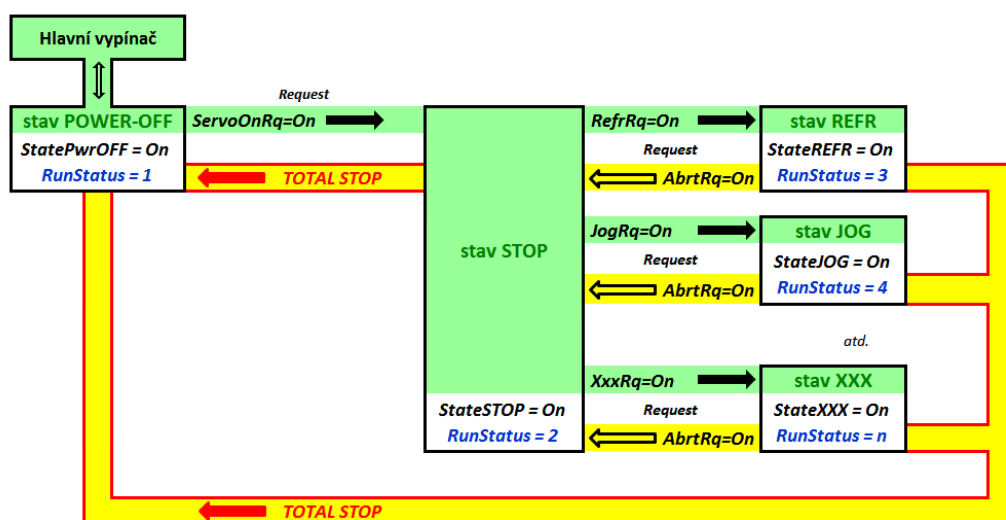


Obr. 9 Uživatelská funkce *CAM_V1* a odkaz na šablonu *MFCE*

S takto stavěnými funkčními bloky (uživatelskými funkcemi) je v podstatě vytvořen řídicí systém v koncepci *stavového stroje* podle *obr. 10*.

Obr. 10

Schéma
stavového
řídicího
systému
stroje

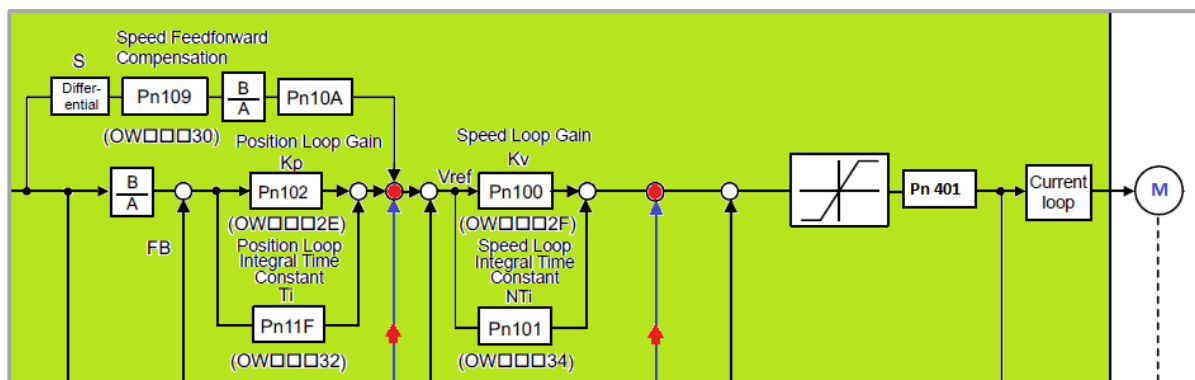


3.3 Regulace servopohonu

Regulaci servopohonů provádíme prostřednictvím parametrů, které jsou dány k dispozici výrobcem. Používáme systém elektronické vačky *Yaskawa* (servopohony *SigmaV*, kontrolery řady *MP2000/3000*). Cílem je nastavení takových hodnot parametrů, kdy elektromagnetická vazba *stator/rotor* je co nejužší (z pohledu technické mechaniky). Na *obr. 11* je výřez kaskádní regulace servoměniče s používanými parametry:

- Pn100 ... Speed Loop Gain [Hz]
- Pn101 ... Speed Loop Integral Time Constant [ms]
- Pn102 ... Position Loop Gain [s⁻¹]
- Pn401 ... Torque Reference Filter Time Constant [ms]

Výrobce rovněž doporučuje hodnoty těchto parametrů v deseti regulačních stupních, kde základní nastavení výrobcem je *stupeň 4*, který má parametry Pn100/Pn101/Pn102/Pn401 v hodnotách 40[Hz]/20[ms]/40[s⁻¹]/1[ms].



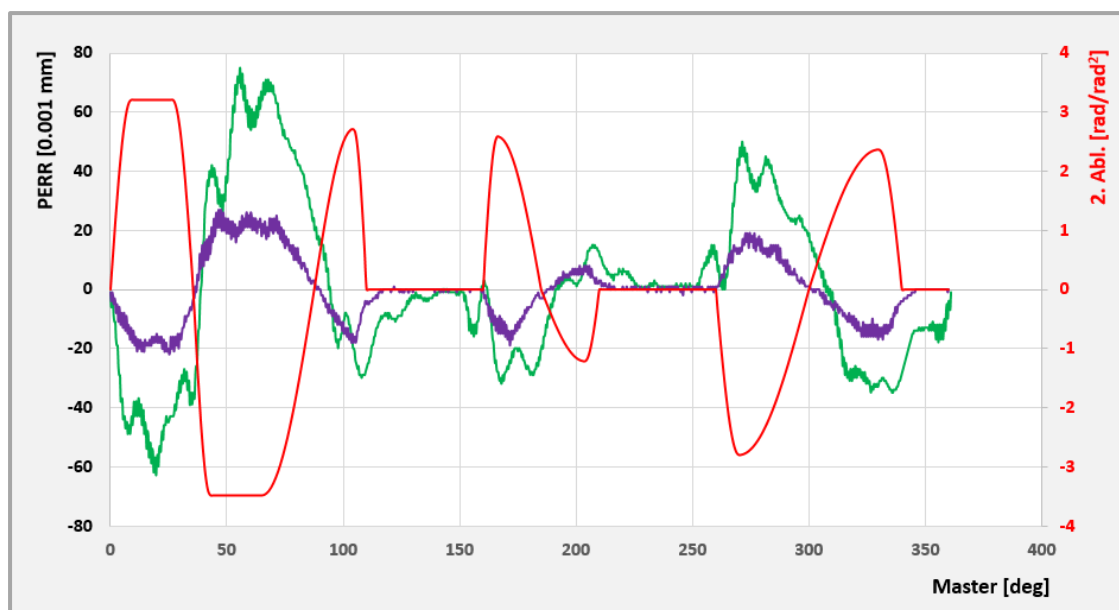
Obr. 11 Kaskádní regulační struktura servoměníčů Yaskawa (SigmaV)

Na hlubší rozbor metodiky *identifikace* pohonu v různých konstrukčních aplikacích elektronických vaček zde není prostor. Pouze podotýkáme, že správná identifikace regulačních parametrů je *zásadní* s ohledem na realizovanou technologii s požadavky na vysokou polohovou přesnost pracovního členu mechanismu. Odhadnout hodnoty regulačních parametrů, resp. polohovou přesnost pracovního členu ve fázi návrhu stroje je bez předchozích zkušeností s podobným zařízením *velmi problematické*.

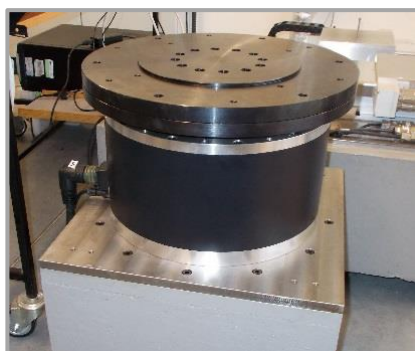
Přístupů k identifikaci parametrů je několik. Systém Yaskawa nabízí několik režimů *autotunigu*, který se nám ovšem neosvědčil. Automatické nastavení parametrů nedosahovalo potřebných hodnot. Na standu s přímým rotačním pohonem a zátěží podle obr. 13 jsme odladili ruční nastavení parametrů dle následujícího postupu (kroky 1 až 3 doporučeny výrobcem), kdy výchozí hodnoty parametrů je *stupeň 4* (Pn100 / Pn101 / Pn102 / Pn401 = 40[Hz] / 20[ms] / 40[s⁻¹] / 1[ms]):

1. Snížení o 10-20% Pn401, kontrola $Pn401 \leq 1000/(2\pi \cdot Pn100 \cdot 4)$
2. Zvýšení o 10-20% Pn100 a snížení o 10-20% Pn101, kontrola $Pn101 \geq 4000/(2\pi \cdot Pn100)$
3. Zvýšení Pn102 pod hranici *Stable Gain*, tj. $Pn102 \leq 2\pi \cdot Pn100/4$

Kroky 1 až 3 je možné opakovat do úrovně vibrací. V našem případě však sledujeme polohovou chybu a identifikaci ukončíme tehdy, kdy se polohová chyba přestane významně snižovat nebo dosáhne požadované velikosti. Na obr. 12 je záznam polohové chyby *PERR* při realizaci zdvihové závislosti podle VDI 2143 [5], jejíž 2. *derivace* je červeně vykreslena. Zelená funkce je *PERR* při regulačním *stupni 4*, fialová funkce *PERR* je při ručním nastavení regulačních parametrů podle obr. 13 pohonu Yaskawa SGMCS-1EN (zátěž 0,805 kgm², otáčky virtuálního hřídele 56 s⁻¹). Otáčky jsou stanoveny tak, aby max. dynamický setrvačný moment (zátěže a rotoru) dosahoval nominální hodnoty dle katalogového listu servomotoru (*Rated Torque* = 150 Nm). Řídicí systém zpracovává data *polohy* a data 1. a 2. *derivace* zdvihové závislosti do dopředných vazeb rychlosti (Pn109 = 0% podle obr. 11) a momentu (*Feed Forward*, viz červené šipky na obr. 11). Velikost *PERR* je důsledkem pouze *principiální* poddajnosti elektromagnetické vazby *stator/rotor*.



Obr. 12 PERR a 2. derivace realizované zdvihové závislosti podle VDI 2143



2	Speed Loop Gain	Pn100	[Hz]	99.5			
		OW802F					
2	Speed Loop Integral Time Constant	Pn101	[ms]	6.55	>=	6.40	(>) 1.60
		OW8034					
3	Position Loop Gain	Pn102	[s ⁻¹]	150	<=	156.29	(<) 625.18
		OW802E					
1	Torque Reference Filter Time Constant	Pn401	[ms]	0.33	<=	0.40	(<) 1.60

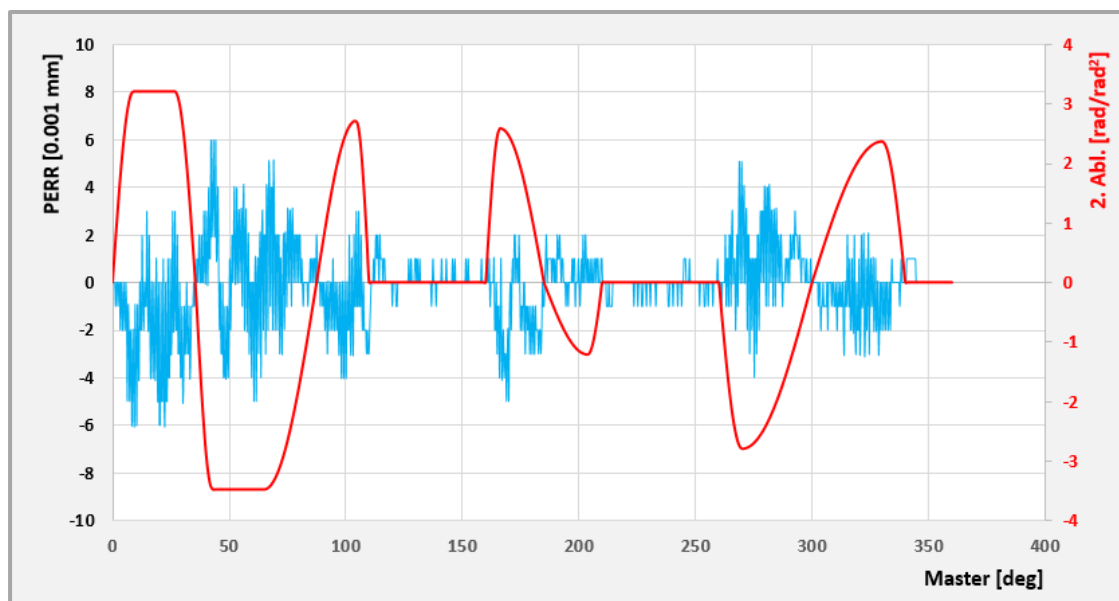
Obr. 13 Stand a regulační parametry pro fialovou funkci PERR na obr. 12

3.4 Polohová chyba PERR

Jak bylo řečeno, *polohová chyba PERR pohybové funkce* je závislá na regulačních parametrech a dynamice setrvačných a vnějších zátěžných sil. V případě testu na standu podle obr. 13 jde pouze o dynamické setrvačné síly zátěže a rotoru servomotoru. Data *zdvihové závislosti* a *hmotové parametry* (zátěž, rotor) jsou v každém průchodu PLC (scan 1ms) zpracovány do polohy hřídele servomotoru a dopředných vazeb. Podle obr. 12 (fialová data) je zřejmé, že charakter *PERR* je zrcadlový vzhledem ke 2. derivaci *zdvihové závislosti*. Další minimalizace *PERR* lze docílit využitím dat 2. derivace, která jsou k dispozici v paměti kontroleru a po potřebné transformaci je sloučit s polohovými daty [6]. Efektivní možností je pak využití vzájemného fázového posunutí dat 1. i 2. derivace *zdvihové závislosti*, včetně zesílení (scale) jejich hodnot. Na obr. 14 je *PERR* při fázovém posunutí 1. derivace o 0.17 [deg] při stejné úloze odstavce 3.3 (*PERR* se snížila cca 4-krát).

Důvodem, proč klademe důraz na velikost *PERR* a jeho minimalizaci při aplikacích elektronických vaček, jsou požadavky přesných výrobních technologií (např. jednoúčelové obráběcí stroje) a správná funkce *mechatronického diferenciálu* v aplikacích neperiodických

(krokových) zdvihových závislostí, kde požadovaný klid je superposicí pohybů klasického a elektronického mechanismu.



Obr. 14 Minimalizovaná PERR a 2. derivace zdvihové závislosti podle VDI 2143

4. Mechatronický diferenciál

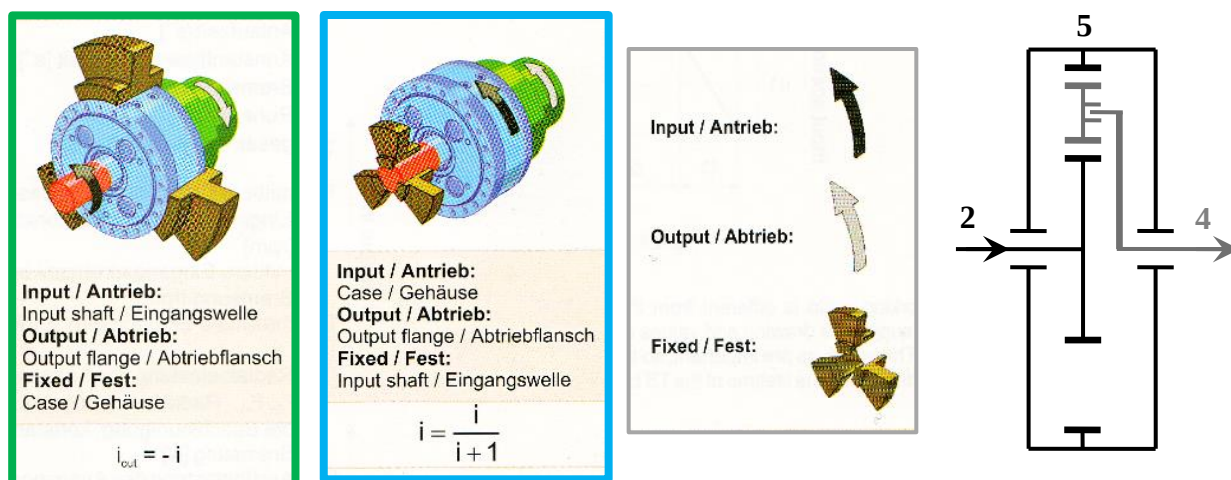
4.1 Mechatronická řešení pohonů pracovních členů mechanismů

Zabýváme se *paralelní* konfigurací rovinných kinematických řetězců mechanismů s konstantním a nekonstantním převodem. Kritériem je dosažení co nejvyšší dynamiky výstupního pohybu, resp. co nejvyššího počtu pracovních cyklů v daném čase. Základním mechanismem je *konstantní převod*. Je uvažována převodovka s *centrickým vstupem a výstupem*, kterou je možné použít ve smyslu *diferenciálu* (paralelní člen kinematického řetězce se dvěma vstupy a jedním výstupem). Jsou to např. převodovky typu *ALFA* nebo typu *SPINEA*, které mají rozdílný smysl rotace vstup/výstup.

Při přímém sériovém použití klasických rotačních servomotorů s převodovkami nebo reduktory do pomalu dochází k vysokým nárokům na dynamiku pohybu rotoru servomotoru. Servomotor je značně zatěžován svým vlastním momentem setrvačnosti rotoru, což významně snižuje oblast použitelnosti elektronických vaček.

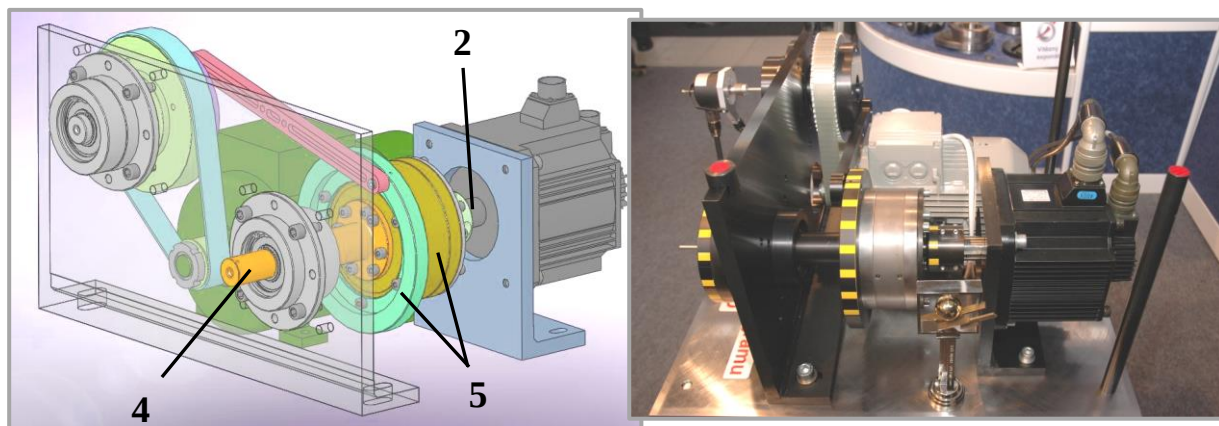
Uvedený nedostatek ve velké míře odstraňuje *způsob* pohonu pracovních členů mechanismů pomocí *mechatronického diferenciálního pohonného systému* [9]. Systém se skládá ze dvou vstupních definovaných funkcí pohybu, které svojí superpozicí dávají výsledný požadovaný pracovní pohyb výstupního členu mechanismu. Příkladným provedením je aplikace *způsobu* na převodovce použité jako diferenciál s centrickým vstupem a výstupem. Podstata způsobu vytvoření definovaného výstupního periodického nebo neperiodického pohybu spočívá v tom, že jeden vstupní pohyb je odvozen od zdvihové závislosti elektronické vačky a je na tom vstupu diferenciálu, který je na *obr. 15* označen červeně a na ostatních obrázcích je pod číslem 2 členu mechanismu s konstantním převodem. Na *jednom* ze vstupů diferenciálu je tedy přímo zdvihová závislost elektronické vačky nebo její transformace konstantním převodem. *Druhý* vstupní pohyb je pak odvozen od kloubového (*obr. 16*), vačkového (*obr. 17*) nebo jiného rotačního pohybu a je na členu, který je na *obr. 15*

označen modře a na ostatních obrázcích mechanismů s konstantním převodem je pod číslem 5.

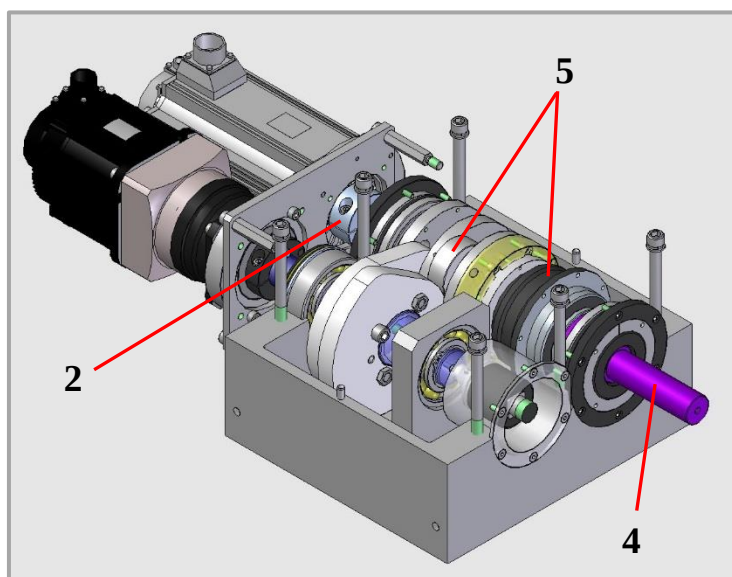


Obr. 15 Variabilita převodovky SPINEA a schéma planetové převodovky

Paralelní konfigurace kinematického řetězce s použitím centrické převodovky jako diferenciálu se dvěma vstupy je na obr. 16 a obr. 17. Vezmeme-li číslování členů podle obr. 15 a popisujeme-li princip podle obr. 16, tak na rotační pohyb členu 4 je redukována pracovní hmota s definovanou zdvihovou závislostí a vnější momentovou zátěží. Silový pohyb členu 5 je odvozen od vahadla čtyřkloubového mechanismu (RRRR) a tento pohyb je určen svými charakteristickými geometrickými rozměry. Konstantní rotace kliky mechanismu RRRR je zajištěna klasickým asynchronním motorem a jeho otáčky jsou snímány neznázorněným externím encoderem (na CAD modelu), který je Masterem (nezávisle proměnnou vstupující do PLC řídicího systému) pro pohyb 2 elektronické vačky (hřídel servomotoru). Pracovní zdvihová závislost členu 4 je tedy výstupem diferenciálu, jehož jeden vstup je silový periodický pohyb členu 5 a druhý vstup je rotace hřídele servomotoru 2 elektronické vačky. Protože nezávisle proměnná pohybové funkce elektronické vačky je snímána rotace (Master) kliky mechanismu RRRR, nemůže dojít k rozfázování vstupních pohybů při změně otáček, např. regulací frekvenčním měničem. Tato varianta byla dotažena do funkčního modelu na obr. 16.



Obr. 16 Diferenciální pohonný systém (silový pohon odvozen od čtyřkloubového mechanismu)



Obr. 17 Diferenciální pohonný systém (silový pohon odvozen od **radiální dvojvačky**)

4.2 Kinematické řešení (obr. 15 až obr. 17)

Protože se neřeší relativní pohyb mezi členy planetového diferenciálu, ale vazba k rámu, budeme dále používat zjednodušeného indexování, např. $\omega_{21} = \omega_2$. Dále odvozené vztahy nejsou závislé na vnitřní konstrukci převodovky, důležitý je pouze smysl rotace vstupu a výstupu, který se bude odlišovat znaménkem (*plus ... stejný smysl rotace, minus ... rozdílný smysl*).

Základní kinematická vazba mezi hlavními členy (2, 4 a 5) diferenciálu podle obr. 15 je za předpokladu, že pozorovatel sleduje soustavu ze členu 5 a za předpokladu, že hodnota převodového poměru $i = \text{vstup} / \text{výstup}$ je při použití diferenciálu jako převodovky s jedním stupněm volnosti s rámem 5 (obr. 15 zeleně orámováno).

Z pohledu pozorovatele je poměr vstupu k výstupu v *zavedených kladných smyslech rotace*

$$\frac{\omega_2 - \omega_5}{\omega_4 - \omega_5} = i. \quad (12)$$

Rozepsáním výrazu (12) pro kombinace dvou nezávislých vstupů a jeden závislý výstup dostáváme vztahy (stejně vztahy platí pro natočení, resp. polohu a úhlové zrychlení)

$$\omega_2 = \omega_4 i - \omega_5 (i - 1), \quad (13)$$

$$\omega_4 = \omega_2 (1/i) + \omega_5 (i - 1/i), \quad (14)$$

$$\omega_5 = \omega_4 (i/i - 1) - \omega_2 (1/i - 1). \quad (15)$$

Korelace mezi vztahy i uvedenými na obr. 15 a vztahy (13) až (15) je příkladně uvedena pro modře orámovanou variantu podle obr. 15. *Výstup* je člen 4, *vstup* je člen 5 a *rám* je člen 2. Převodovka SPINEA má opačný smysl rotace vstupu a výstupu. Použijeme-li vztah (14) za předpokladu $\omega_2 = 0$ a $i = -1$, platí

$$\omega_4 = \omega_5 (-i - 1/-i)$$

a po úpravě do tvaru *vstup/výstup* dostáváme

$$\omega_5/\omega_4 = i/i + 1, \quad (16)$$

což je výraz převodu $i_{out} = i/i + 1$ podle obr. 15 modře orámované varianty.

Při návrhu zdvihové závislosti pracovního členu a výpočtu zdvihové závislosti hřídele servomotoru elektronické vačky dodržujeme následujícím konvenci (kinematické vazby vycházejí ze vztahu (12) v zavedených kladných rotacích podle obr. 15 v čelním pohledu):

- Vstupní pohyby členů 4 a 5 diferenciálu se navrhuji v zavedeném smyslu podle obr. 15 (z čelního pohledu, viz také obr. 18)
- Podle smyslu rotace *vstup/výstup* v konfiguraci převodovky s jedním stupněm volnosti se zadá převodový poměr $\pm i$ (hodnota převodu i je při variantě, kdy je diferenciál použit jako převodovka s rámem 5, obr. 15 v zeleně orámovaném poli)
- Výsledná zdvihová závislost členu 2 (hřídel servomotoru elektronické vačky) vyjde v zavedeném smyslu podle obr. 15 úhlové rychlosti ω_2 podle vztahu (13). Smysl rotace se musí nakonec sesouhlasit s HW systémem konkrétního pohonu

4.3 Dynamické řešení (obr. 18)

Dynamické řešení diferenciálu nepředpokládá znalost vnitřní konstrukce diferenciálu, proto pohybové rovnice řešíme pouze s hlavními členy 2, 4 a 5. Toto zjednodušení umožňuje informace výrobce o redukovaném momentu setrvačnosti I_r na vstupu do převodovky, resp. o přídavném ztrátovém momentu na hřídeli servomotoru elektronické vačky. Tento redukovaný moment setrvačnosti I_r musí být přičten k momentu setrvačnosti rotoru servomotoru I_2 . I_4 a I_5 jsou pak momenty setrvačnosti pracovního členu 4 (vše pracovní redukováno na člen 4) a silového členu 5 (např. vahadlo mechanismu *RRRR* plus vlastní diferenciál podle obr. 16). Obr. 18 sice představuje planetový diferenciál, ale pro rovnováhu hlavních členů 2, 4 a 5 není vnitřní uspořádání, resp. konstrukce převodovky důležitá. Vnitřní konstrukce má vliv pouze na znaménko $\pm i$. Člen 4 diferenciálu může být zatížen vnější pracovní momentovou zátěží M_4 (např. technologická zátěž). Řešením pohybové rovnice jsou zrychlující momenty M_2 a M_5 členů 2 a 5.

Z virtuálních výkonů pracovních a setrvačných sil vyplývá

$$M_2\omega_2 + M_5\omega_5 - M_4\omega_4 - I_2\alpha_2\omega_2 - I_5\alpha_5\omega_5 - I_4\alpha_4\omega_4 = 0. \quad (17)$$

Nezávislé proměnné jsou ω_4 a ω_5 (protože zdvihová závislost elektronické vačky je řešením), proto se použije vztahu (13) a po dosazení a úpravě do (17) dostáváme

$$\omega_4[iM_2 - M_4 - iI_2\alpha_2 - I_4\alpha_4] + \omega_5[M_5 - (i - 1)M_2 + (i - 1)I_2\alpha_2 - I_5\alpha_5] = 0. \quad (18)$$

Úhlové rychlosti ω_4 a ω_5 jsou *nezávislé*, protože prostřednictvím svých zdvihových závislostí vstupují do řešení a výsledkem kinematického řešení je pohyb členu ω_2 (kinematická syntéza). Aby platila rovnice (18), musí být výrazy v hranatých závorkách rovny nule.

Z toho vyplývá vztah pro hnací zrychlující moment na vstupním členu 2 diferenciálu, kterým vstupuje do pohonného systému servomotor elektronické vačky

$$\mathbf{M}_2 = I_2\alpha_2 + (1/i)(M_4 + I_4\alpha_4). \quad (19)$$

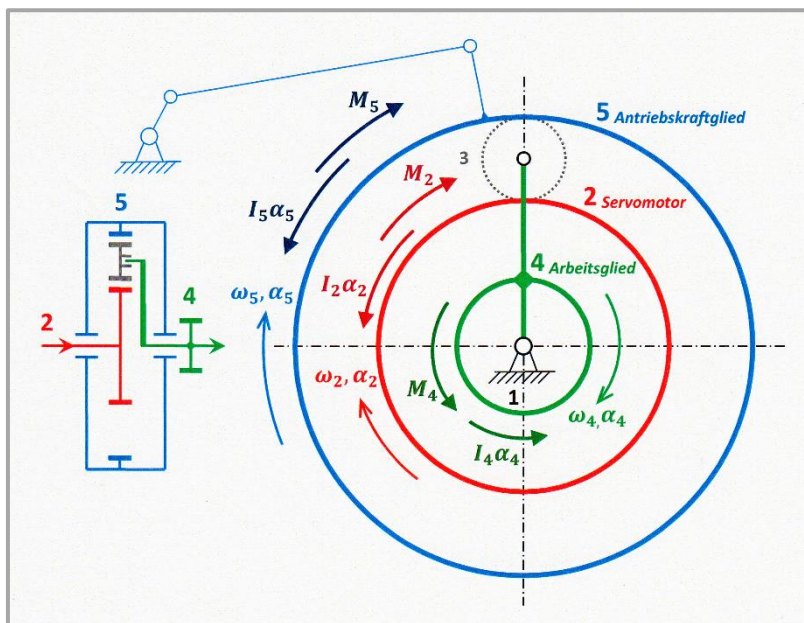
Pro hnací zrychlující moment na vstupním *silovém* členu 5 diferenciálu, kterým vstupuje do pohonného systému pohyb odvozený od klasického mechanismu (*RRRR*, *dvojvačka*, nebo jiný rotační pohyb), platí vztah

$$M_5 = I_5\alpha_5 + (i - 1)(M_2 - I_2\alpha_2) \quad (20)$$

a po dosazení (19) je

$$M_5 = I_5 \alpha_5 + \left(i - \frac{1}{i}\right)(M_4 + I_4 \alpha_4). \quad (21)$$

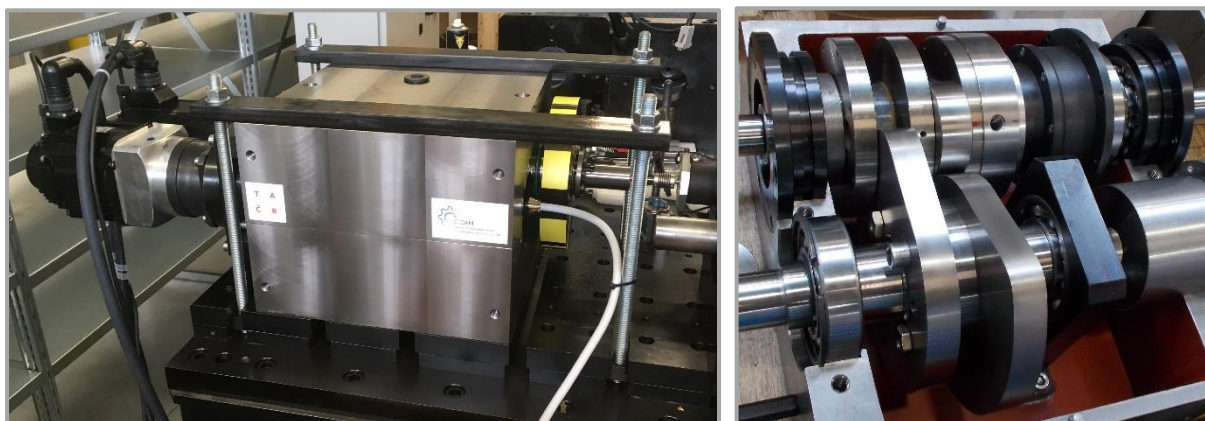
Vztahy (19) a (21) jsou aplikovány ve výpočetním systému, ve kterém je nutno zadat převodový poměr $\pm i$ podle již definovaného principu smyslu rotace vstupu a výstupu.



Obr. 18 Dynamika obecného (planetového) diferenciálu

4.4 Experimentální prototyp (kinetostatický výpočet a monitorovaná skutečnost)

Funkční model mechatronického pohonu podle konfigurace a fotografie na obr. 16 byl v roce 2008 oceněn zlatou medailí na Mezinárodním strojírenském veletrhu v Brně. Za podpory Technologické agentury ČR (TAČR) v projektu CIDAM (TE02000103 - Center for Intelligent Drives and Advanced Machine Control) vznikl v roce 2016 experimentální prototyp zobrazený na obr. 19 podle konfigurace dle obr. 17.



Obr. 19 Experimentální prototyp mechatronického diferenciálu

HW elementy a pohony Yaskawa prototypu jsou podle obr. 20 následující:

Pohon A1, regulace, planetová převodovka: SGMGV-20D, 1.8 [kW], encoder 20bit
regulační parametry Pn100/Pn101/Pn102/Pn401 = 83[Hz]/8[ms]/130[s⁻¹]/0.41[ms],
Neugart PLN-115 (i = 10),

Pohon B1, regulace: SGMSV-50D, 5 [kW], encoder 20bit
regulační parametry Pn100/Pn101/Pn102/Pn401 = 100[Hz]/6[ms]/150[s⁻¹]/0.33[ms]

Planetová převodovka použitá jako diferenciál 5: Neugart PSFN-110 (i = 50)

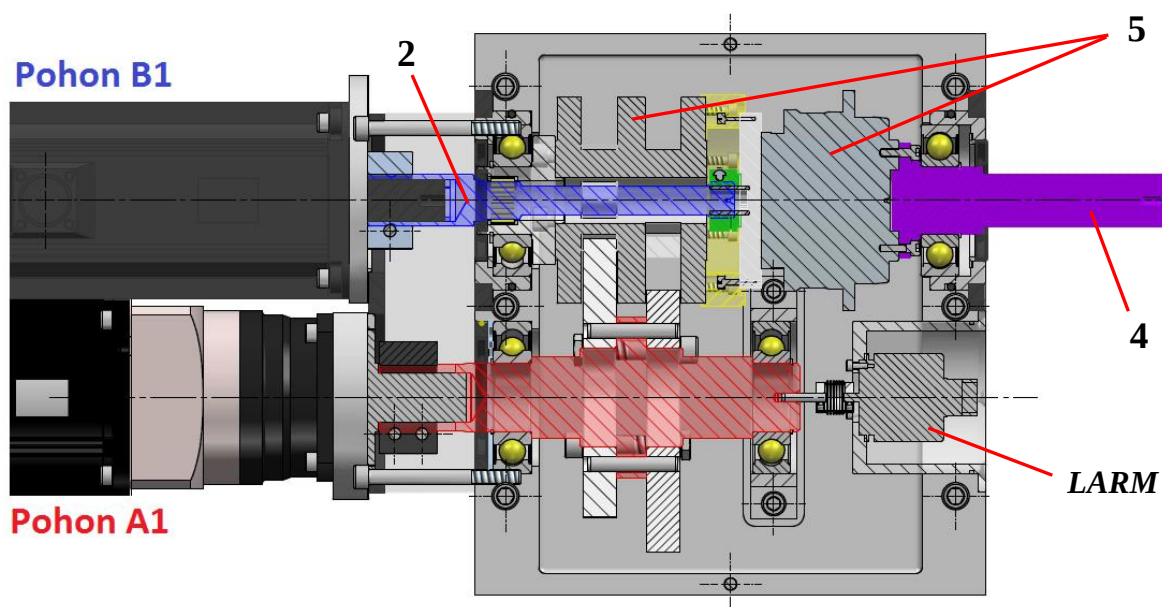
Snímač polohy vačkového a výstupního hřídele 4: LARM, 24000 [pulse/otáčku]

Řídicí kontroler: MP2300S, High Scan 1 [ms]

Setrvačná zátěž: 0.06 [kgm²]

Dvojvačka: přesnost kontur je -0.01 [mm], inverzní vůle je vymezena excentrem
na společné ose vahadla a výstupu diferenciálu, osová vzdálenost 130 [mm]

Pohon vačkového hřídele **Pohon A1** je realizován servomotorem (zdvih je lineární funkcí) z důvodu možnosti monitorování jeho kinetostatických veličin (moment, poloha, rychlost, *PERR*, pasivní odpory) a jejich porovnání s teoretickými výsledky.



Obr. 20 Komponenty a pohony experimentálního prototypu mechatronického diferenciálu

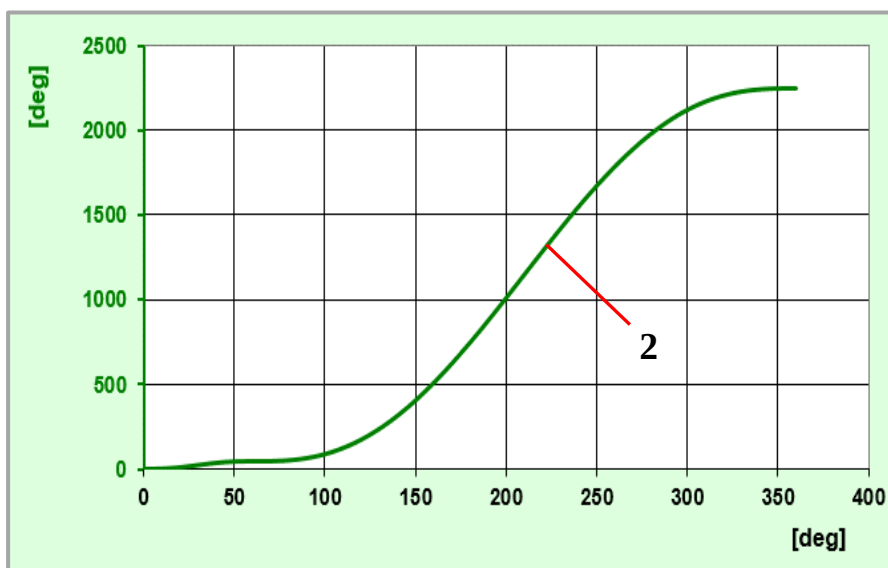
Podle obr. 17 a obr. 20 jsou zdvihové závislosti pracovního členu 4 a vahadla dvojvačky 5 polynomy 5. stupně, které jsou schematicky znázorněny na obr. 21. Pracovní pohyb je tedy *neperiodický*, resp. *krokový*. Na obr. 22 je *zdvihová závislost* hřídele servomotoru **Pohon B1**. Úhlový krok, resp. zdvih výstupu 4 je 45 [deg] na úhlu zdvihu 60 [deg] a je proveden vahadlem dvojvačky. Klidová část je na úhlu zdvihu 300 [deg] a vzniká *superposicí* vratného pohybu vahadla dvojvačky se *zdvihovou závislostí elektronické vačky Pohon B1* podle obr. 22 (1. a 2. derivace neznázorněny).

Kroková pohybová funkce pracovní hmoty, resp. maximální konstantní otáčky vačkového hřídele jsou omezeny dovoleným momentem na výstupu diferenciálu PSFN a hnacím zrychlujícím momentem na vačkovém hřídeli (rovněž dovoleným momentem na výstupu převodovky PLN). Momenty jsou snadno odvoditelné na základě *zdvihové závislosti* podle odstavce 2.1. Dovolené otáčky prototypu mechatronického diferenciálu jsou max. 250

[min^{-1}]. Při těchto otáčkách je *mechatronický diferenciál jedinou alternativou*, která umožňuje realizovat krokovou pohybovou funkci podle schéma na obr. 21, tedy úhel zdvihu/zdvih v hodnotách 60[deg]/45[deg]. Úhel zdvihu krokových převodovek (viz obr. 26) s radiálními vačkami je omezen geometrií mechanismu na min. 90 [deg]. Rovněž realizace elektronickou vačkou není možná díky vysoké dynamice rotoru servomotoru.

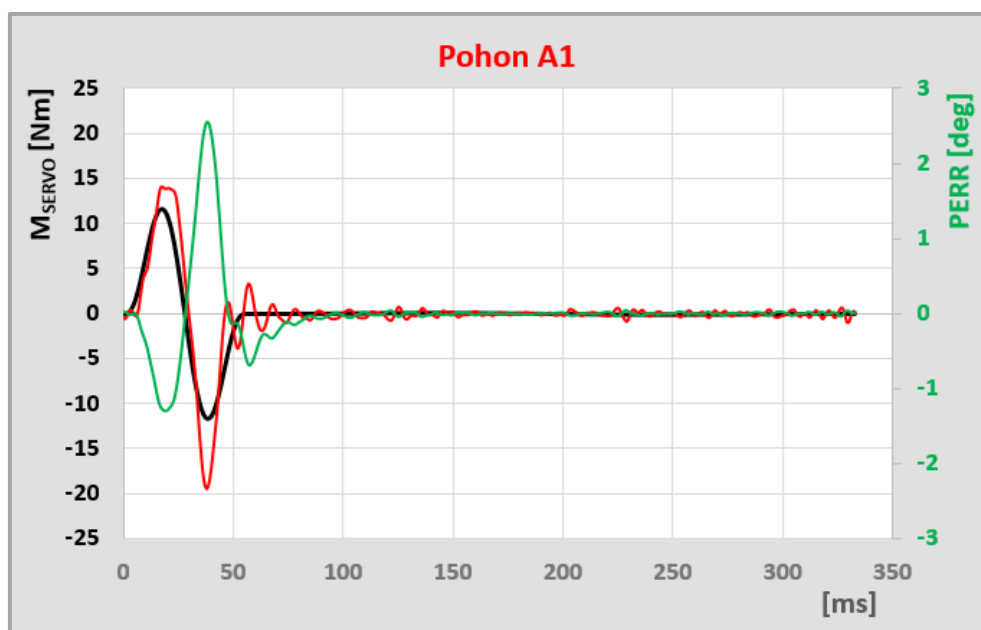


Obr. 21 Pohybové úseky zdvihové závislosti vahadla dvojvačky 5 a výstupního členu 4

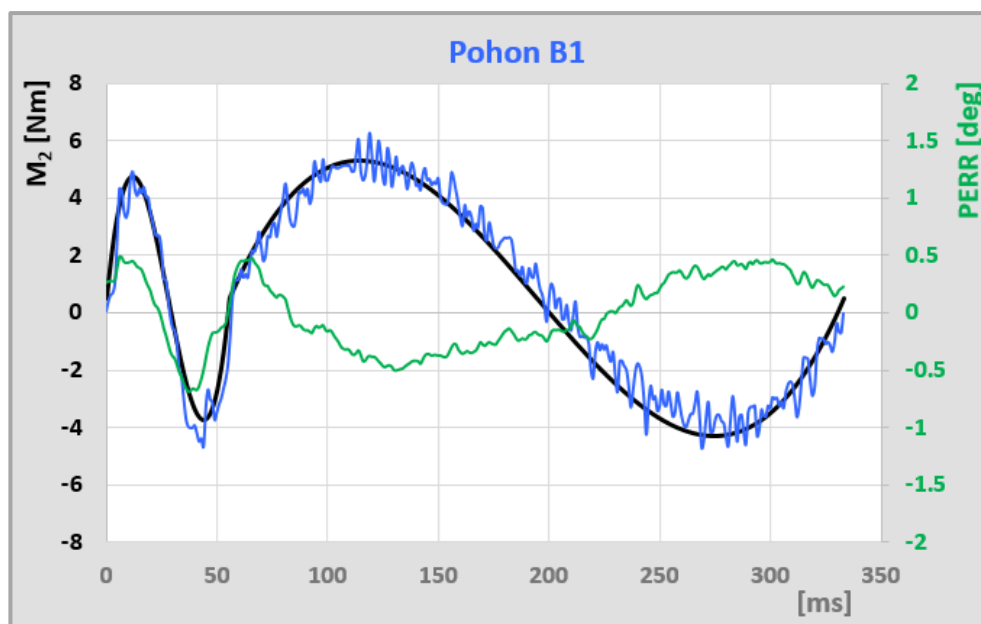


Obr. 22 Zdvih elektronické vačky **Pohon B1**

Dále uvedené srovnávací výsledky kinetostatického výpočtu s monitorovanou realitou jsou při otáčkách vačkové hřídele 180 [min^{-1}]. Na obr. 23 jsou výsledky pohonu **Pohon A1** a na obr. 24 jsou výsledky pohonu **Pohon B1**.



Obr. 23 Teoretický a skutečný moment M_{SERVO} , $PERR$ (Pohon A1)



Obr. 24 Teoretický a skutečný moment M_2 , $PERR$ (Pohon B1)

V obou obrázcích jsou černou funkcí zobrazeny teoretické výsledky. Krok 45 [deg] s úhlem zdvihu 60 [deg] je proveden v časovém intervalu 55,5 [ms].

Komentář k dosaženým výsledkům:

- **Pohony A1 a B1** jsou elektronické vačky se společnou virtuální hřídelí (*Master*). V případě, kdy je *Master* pro *Pohon B1* inkrementální snímač polohy vačkové hřídele (viz obr. 20)

v jednotkách [pulse/scan] dojde k časovému zpoždění této informace vstupující do PLC. Problém lze jednoduše řešit čtením dat zdvihové závislosti (0., 1. a 2. derivace) s předstihem.

- **Snímač polohy** na vačkovém hřídeli je nezbytný, je-li pohon bez polohové vazby s PLC realizovaný např. asynchronním motorem.

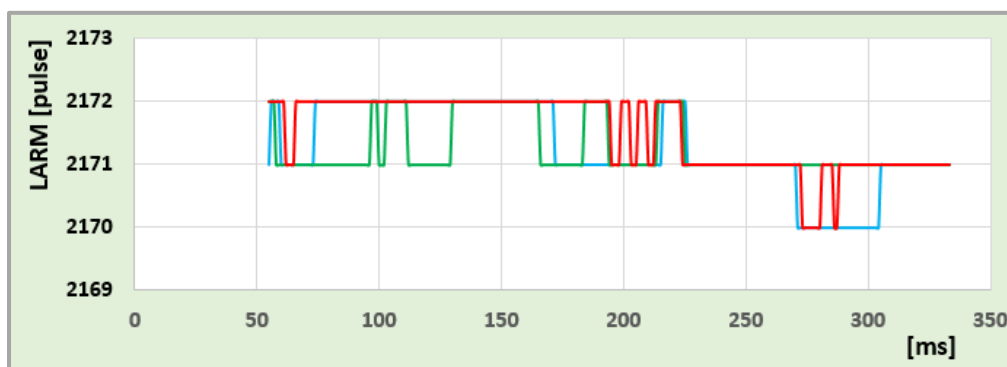
- **Pohon B1** je značně předimenzován (5 [kW]). *PERR* se promítne do odchylky polohy v klidovém intervalu hodnotou nižší než 0.01[deg], což je méně než deklarovaná vůle v ozubení převodovek. Proto *nebyla provedena* žádná minimalizace hodnot *PERR* z obr. 24 dle odstavce 3.4. Dostačující je servopohon stejné katalogové řady o výkonu cca 1 [kW]. Otázkou však zůstává velikost jeho polohové chyby *PERR*, kterou bude pravděpodobně nutno minimalizovat metodami odstavce 3.4. Průběh *PERR* bez manipulace se zdrojovými daty zdvihové závislosti (0., 1. a 2. derivace) nám dává představu o dynamice mechanismu za působení pasivních odporů vlivem reakcí.

- **Teoretický kinetostatický** výpočet pohonu *Pohon B1* podle obr. 24 odpovídá velmi dobře skutečnosti. Teoretická hodnota momentu je posunuta o 0.4 [Nm] změřeného ztrátového momentu převodovky *PSFN*.

- **Teoretický kinetostatický** výpočet pohonu *Pohon A1* (pohon klasického vačkového mechanismu) podle obr. 23 je v oblasti zdvihu 45 [deg] odlišný svými max/min hodnotami od teoretických díky nezapočítané neznámé velikosti ztrátového momentu v důsledku dynamických reakcí. Tento rozdíl však není podstatný pro požadovanou kvalitu klidového intervalu. *PERR* se promítne do odchylky polohy v klidovém intervalu zanedbatelnou hodnotou, protože v oblasti klidu je dvojvačkový mechanismus zatížen pouze svým vahadlem, nikoliv pracovní hmotou.

4.5 Kvalita klidového intervalu

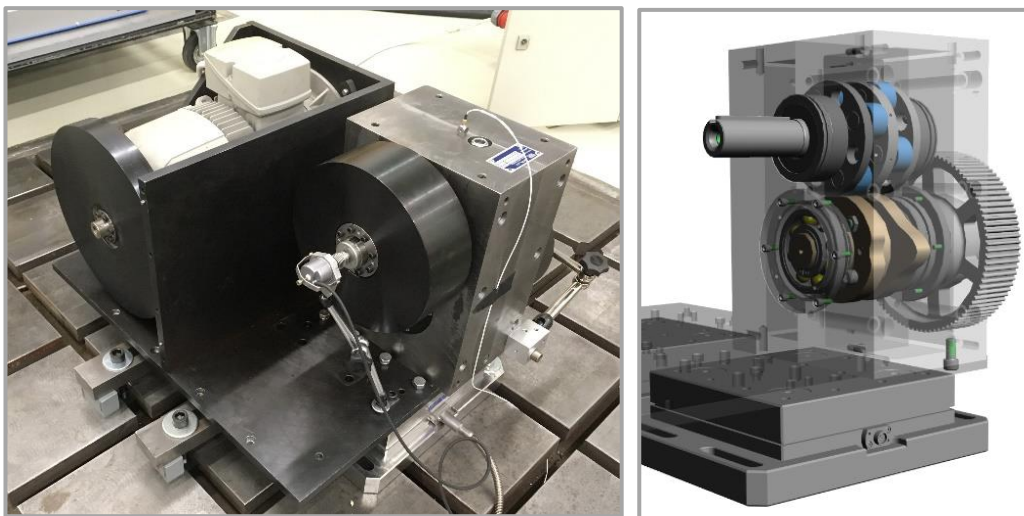
Klidový interval jsme vyhodnotili prostřednictvím snímače na výstupu 4 (*LARM-24000 [pulse/otáčku]*) při 180 [min⁻¹] vačkového hřídele. Jeden puls snímače představuje polohu 0,015 [deg]. Výsledek záznamu tří po sobě jdoucích klidových intervalů je na obr. 25.



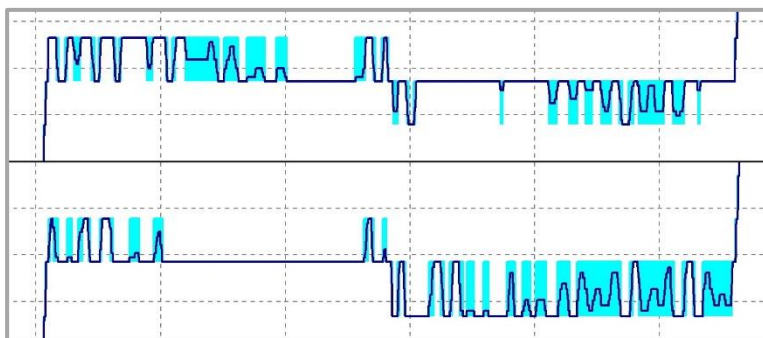
Obr. 25 Záznam tří klidových intervalů snímače polohy LARM na výstupu

Na obr. 26 je měření dynamických veličin krokové převodovky *KP-130* (výrobce *VÚTS, a.s.*) na standu. Na obr. 27 je uveden záznam polohy výstupního hřídele v oblasti klidu ve dvou polohách ze čtyřech (4 klidové polohy na jednu otáčku výstupu). Jde o průměrné hodnoty z deseti cyklů (tmavá modrá funkce). Jeden puls snímače představuje polohu 0,025 [deg]. Dynamický moment pracovní setrvačné hmoty je stejný (dosaženo prostřednictvím otáček) jako v případě mechatronického diferenciálu podle obr. 25.

Porovnáním obou záznamů *obr. 25* a *obr. 27* je zřejmé, že poloha klidového intervalu mechatronického diferenciálu je kvalitnější oproti čistě mechanickému řešení s převodovkou KP-130.



Obr. 26 Stand testování dynamických vlastností převodovek KP



Obr. 27 Záznam dvou klidových intervalů snímače polohy (10 cyklů)

5. Závěr

V přednášce jsem se snažil stručně popsat náš „strojařský“ pohled na obsáhlou oblast, která se skrývá pod názvem *mechatronika pohonů* pracovních členů výrobních a manipulačních mechanismů a naznačit přístup k metodice řešení.

Za dobu, po kterou se VÚTS, a.s. zabývá problematikou elektronických vaček, byla provedena řada aplikací. Jde především o realizace pracovních pohybů mechanismů jednoúčelových strojů s různými požadavky na polohovou chybu *PERR*. Vždy šlo o aplikace dle *kapitol 2* a *3* včetně kompletních řídicích systémů strojů. Jsou to např. speciální dřevoobráběcí stroje, kinetické plastiky, řídicí systém a pohony interpolačních NC os brusky radiálních vaček atd.

Mechatronický diferenciál podle *kapitoly 4* je *prvním experimentálním prototypem* svého druhu. V současnosti není konstrukčně dimenzován na žádnou konkrétní aplikaci. Slouží k verifikaci výpočetních modelů s realitou, k ověření různých způsobů řízení, tvorby funkcí vlastního řídicího systému a k ověření metod minimalizace *PERR*. Na základě získaných poznatků je možné optimalizovat všechny důležité parametry (výkon servomotorů,

převodové poměry, zdvihové závislosti a geometrii dvojvačkového mechanismu) s ohledem na konkrétní požadavky výrobních technologií.

Zaměřili jsme se na *krokové pohybové funkce*, které jsou v mnoha aplikacích limitujícím faktorem produktivity. Jde např. o otočné karuselové stoly a krokové manipulační mechanismy. Požadavkem je co nejkratší čas přetočení, protože v klidové části probíhá vlastní výrobní technologie. Klasické krokové vačkové mechanismy s radiálními vačkami jsou omezeny svojí geometrií a použitelnost elektronických vaček je omezena dynamikou rotoru servomotoru. Mechatronický diferenciál vykazuje výraznou *synergii* ve vzájemné součinnosti *klasického a elektronického* mechanismu v pohybových funkcích, kdy realizace jednotlivými mechanismy není možná. U krokových pohybů *principiálně* odděluje dynamiku rotoru servomotoru od kroku, resp. zdvihu pracovního pohybu, který je z výrobního hlediska časově ztrátový. Mechatronický diferenciál tak zvyšuje produktivitu výrobních procesů založených na krokových (neperiodických) pohybových funkcích.

Pozoruhodnou vlastností mechatronického diferenciálu je možnost kombinace velikosti a smyslu základního převodu diferenciálu ($\pm i$ podle *odstavce 4.2*) a zdvihu vahadla dvojvačky vůči požadovanému pracovnímu kroku, resp. zdvihu (na *obr. 21* pak nebudou zdvihy stejné). Důsledkem je další možnost snížení hnacího momentu pohonu *Pohon B1*, protože do dynamické rovnováhy členu **5** se silově „zapojí“ redukovaný moment setrvačnosti rotoru servomotoru (redukovaný druhou mocninou převodu i).

6. Literatura

- [1] Koloc Z., Václavík M.: Cam Mechanisms, Elsevier 1993
- [2] Václavík M., Jirásko P.: Research and Application of Displacement Laws of Electronic Cams, 12th IFToMM World Congress, Besançon (France), June 18-21, 2007
- [3] Jirásko P., Dostražil P., Václavík M.: Approximation of periodic displacement law with Fourier series in the applications of mechanisms with electronic cam. 2015 MeTrApp IGM, Aachen
- [4] Jirásko P., Dostražil P., Václavík M.: Approximation of non-periodic step displacement laws with a Fourier series in the applications of electronic cams. 14th World Congress in Mechanism and Machine Science, Taipei, Taiwan, 25-30 October, 2015
- [5] VDI 2143 Bewegungsgesetze für Kurvengetriebe (Praktische Anwendung), 1987
- [6] Jirásko P., Bušek M.: Position accuracy of motion functions of electronic cams, IFToMM Liberec 2008
- [7] Volmer J., und Autorenkollektiv: Getriebetechnik-Kurvengetriebe, VEB Verlag Technik Berlin 1989
- [8] Jirásko, P.: Metodika aplikací elektronických vaček v pohonech pracovních členů mechanismů výrobních strojů, Disertační práce, TU Liberec 2010, Fakulta mechatroniky, informatiky a mezioborových inženýrských studií
- [9] Jirásko, P.: Způsob a zařízení k pohonu členů strojních mechanismů, CZ301095, EP2078882.