

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

*Fakulta mechatroniky a mezioborových inženýrských
studií*



DISERTAČNÍ PRÁCE

*Elektromechanické řízení maloprůměrových
pletacích strojů*

2006

Petr Mrázek



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta mechatroniky a mezioborových
inženýrských studií

2006

Ing. Petr Mrázek

**ELEKTROMECHANICKÉ ŘÍZENÍ MALOPRŮMĚROVÝCH
PLETACÍCH STROJŮ**

Electromechanical control of small-diameter
knitting machines

Disertační práce

Studijní program: P 2612 Elektrotechnika a informatika
Studijní obor: 2612V045 Technická kybernetika
Pracoviště: Katedra řídicí techniky
Fakulta mechatroniky a mezioborových
inženýrských studií
Technická univerzita v Liberci
Hálkova 6, 461 17 LIBEREC 1

Školitel: Doc. Ing. Osvald Modrlák, CSc.

Rozsah disertační práce

počet stran: 119
počet tabulek: 8
počet obrázků: 93
počet stran příloh: 58
počet příloh: 6 + CD

Prohlášení

Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou disertační práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé disertační práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li disertační práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Disertační práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací se školitelem.

Datum

.

Petr Mrázek
Březová alej 1302
460 01 Liberec 1

Declaration

I have been notified of the fact that Copyright Act No. 121/2000 Coll. applies to my thesis in full, in particular Section 60, School Work

I am fully aware that the Technical University of Liberec is not interfering in my copyright by using my thesis for the internal purposes of TUL.

If I use my thesis or grant a licence for its use, I am aware of the fact that I must inform TUL of this fact; in this case TUL has the right to seek that I pay the expense invested in the creation of my thesis to the full amount.

I compiled the thesis on my own with the use of the acknowledges sources and on the basis of consultation with the supervisor.

Date:

Signature:

Poděkování

Své poděkování bych chtěl vyjádřit Doc. Ing. Osvaldovi Modrlákovi, CSc. za jeho obětavost, čas, připomínky, cenné rady a informace, katedře řídicí techniky a jejímu kolektivu za poskytnuté podmínky pro zpracování této práce.

Dále bych chtěl poděkovat přítelkyni Lence za podporu při psaní této práce a rodičům za trpělivost a pomoc během celého studia.

Anotace

V rámci této disertační práce je představen nový mechanismus pro plynulou a skokovou změnu hustoty pleteniny na maloprůměrových pletacích strojích vyráběných firmou UNIPLET Třebíč. Jedná se o elektromechanický převodník složený z pohonné jednotky (krokový motor) a vlastního mechanismu zajišťujícího pohyb zámku, který jako celek nahrazuje vačkový mechanismus změny hustoty pleteniny. Na základě celkové dynamické analýzy soustavy bylo vytvořeno několik matematických a následně simulačních modelů. Výsledky simulací dynamických dějů byly použity při sestavení optimální varianty mechanismu. S ohledem na dynamické zatížení hnací jednotky byl navrhnut vhodný krokový motor s odpovídajícími parametry a celý mechanismus byl úspěšně vyroben a následně experimentálně ověřen.

Ve druhé části bylo provedeno modelování silového zatížení a pohybu platiny v drážce jehelního válce a stanoven kritický koeficient tření. Bylo též provedeno experimentální ověření velikosti rázové síly mezi kolénkem platiny a zámkem dvouválcového pletacího stroje a sledovány odskoky platiny od zámku.

Klíčová slova: maloprůměrový pletací stroj, matematický model, simulace, experimentální určení veličin

Abstract

This thesis proposes a novel mechanism for continuous and step change of density of knitted fabric at small-diameter knitting machines in UNIPLET Třebíč. This mechanism is based of electromechanical system included power unit (stepping motor) and mechanism for motion of clavettes cam which substitute cam mechanism for change of density of knitted fabric. By the dynamic analysis was made mathematical and simulating models. Using simulating results was constructed optimal variant of mechanism. Essentially of dynamic load of power unit was suggested stepping motor. Whole mechanism was successfully made and experimentally verify.

In the second part of thesis was modeling force load of motion of sinker in needle groove of needle cylinder and determined critical friction coefficient. There was made experimental verification of step force between sinker and clavettes cam of two-diameter knitting machine. Bound of sinker from a clavettes cam was monitoring.

Key words: small-diameter knitting machine, mathematical model, simulation, experimental find of values

Obsah

Anotace	V
Abstract	VI
Obsah	VII
Seznam použitých zkratek a symbolů	XI
Úvod	16
Řídící ústrojí pletacích strojů	17
Mechanická řídící ústrojí	18
Elektronická řídící ústrojí	19
Cíle disertační práce	20
 1 Charakteristika pletenin	 22
 2 Základní vlastnosti pletenin	 26
2.1 Rozměrová stabilita	26
2.2 Plošná hmotnost	26
2.3 Hustota pleteniny	27
2.4 Pevnost pleteniny	27
2.5 Tažnost pleteniny	28
2.6 Pružnost pleteniny	28
2.7 Srážení pleteniny	28
2.8 Oděruvzdornost pleteniny	29
2.9 Žmolkovitost pleteniny.....	29
 3 Další technologické vlastnosti pletenin	 30
3.1 Tvarování pletenin	30
3.2 Paratelnost pletenin	30
3.3 Stáčivost pletenin	31
3.4 Zátrhovost pletenin	31
3.5 Chyby pletenin	31

4	Historie pletacích strojů	33
4.1	Popis Griswoldova ručního punčochového stroje	33
5	Základní rozdělení pletařských strojů	38
5.1	Okrouhlé pletací stroje	38
5.1.1	Jednoválcový pletací stroj s přístrojem	40
5.1.2	Dvoulůžkový pletací stroj	42
5.1.3	Obourubní okrouhlé pletací stroje	43
5.1.4	Současné pletařské stroje	44
5.2	Sortiment punčochových výrobků	45
5.3	Technologická konstrukce punčochových výrobků . . .	46
5.4	Pletařské jehly a jejich polohy při pletení	47
5.5	Pracovní ústrojí pletacích strojů	49
5.6	Okrouhlý malopřůměrový jednoválcový pletací stroj ANGE 12.2	51
5.7	Krokový motor	52
5.7.1	Princip funkce krokových motorů	53
5.7.2	Řízení krokových motorů	54
5.7.3	Rotační krokový motor	57
6	Řízení hustoty pleteniny	59
6.1	Mechanismus pro skokové řízení hustoty pleteniny . .	64
6.2	Optimální varianta mechanismu pro skokovou změnu hustoty pleteniny	69
6.3	Měření	82
7	Silový rozbor soustavy zámek-jehla	84
7.1	Upravená pohybová rovnice	88
7.2	Uvažované tlumení	89
7.3	Vstupní parametry	90

8	Řešení matematického modelu soustavy platina-zámek dvouválcového pletacího stroje	91
8.1	Model bez vůlí	91
8.1.1	Výsledky řešení matematického modelu zámek-platina	93
8.1.2	Výsledky simulace modelu bez vůlí	94
8.2	Model s vůlemi	96
8.2.1	Výsledky řešení matematického modelu zámek-platina	98
8.2.2	Zhodnocení výsledků simulace modelu s vůlemi	100
8.2.3	Mez vzpříčení	103
8.2.4	Vliv tuhosti	103
9	Měření na měřícím standu	109
9.1	Normálové síly platiny	112
10	Závěr	115
	Seznam použité literatury	117
	Seznam publikací	119

Přílohy

A	Průběh kinematických veličin pro model s vůlemi (soustava zámek-jehla)	120
B	Tabulka odečtených hodnot z grafů	151

C	Tabulky naměřených hodnot	153
D	Průběh normálových sil pro úhel stahovače 30°, 45° a 55°	155
E	Výkresová dokumentace	173
F	Sestava mechanismu (varianta3)	177

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ:

a	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	zrychlení
a	m	rozměr páky
a_z	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	zrychlení zámku
A	-	konstanta
b	m	šířka kličky
b	m	rozměr páky
B	-	konstanta
c	$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	tuhost
c	m	rozměr páky
c_0	$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	konstanta tuhosti (vratná pružina)
c_2	$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	konstanta tuhosti členu 2
c_4	$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	konstanta tuhosti členu 4
c_6	$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	konstanta tuhosti členu 6
d	m	průměr nitě
d	m	průměr hřídele
F	N	síla
F_j	N	síla od jehel
f	-	koeficient tření
$f_{\max}$	$\text{krok} \cdot \text{s}^{-1}$	maximální frekvence kroků motoru
f_z	Hz	kmitočet kroku
F_p	N	síla od jehly
F_p	N	síla od pružin
F_2	N	síla na členu 2
F_z	N	síla na zámek
g	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	gravitační zrychlení
h	m	výška kličky
h	m	zdvih zámku
H_c	-	celková hustota pleteniny

$H_{\tilde{r}}$	-	hustota řádků na 10 cm
H_s	-	hustota sloupků na 10 cm
I_{2P}	kg.m ²	hmotný moment setrvačnosti členu 2P
I_4	kg.m ²	hmotný moment setrvačnosti členu 4
I_{4P}	kg.m ²	hmotný moment setrvačnosti členu 4P
I_p	kg.m ²	hmotný moment setrvačnosti páky hustoty
I_r	kg.m ²	hmotný moment setrvačnosti rotoru motoru
I_{red}	kg.m ²	redukovaný moment setrvačnosti
I_{ξ}	kg.m ²	hmotný moment setrvačnosti šroubu hustoty
K	N.s.m ⁻¹	konstanta tlumení
k	-	konstanta
k	-	počet změn proudu na jednu periodu (mikrokroků)
k_2	N.s.m ⁻¹	koeficient tlumení na členu 2
k_4	N.s.m ⁻¹	koeficient tlumení na členu 4
k_6	N.s.m ⁻¹	koeficient tlumení na členu 6
k_d	-	součinitel plnosti
l	m	délka nitě
L	m	vzdálenost
l_1	m	původní rozměr pleteniny
l_2	m	změněná míra rozměru pleteniny
l_o	m	počáteční délka vzorku
l_P	m	konečná délka vzorku
m	g	hmotnost platiny
m	kg	hmotnost
m	-	počet fází krokového motoru
m_6	kg	hmotnost členu 6
m_{6P}	kg	hmotnost členu 6P
M_H	Nm	hnací moment mechanismu
m_M	kg	hmotnost matice
M_m	Nm	hnací moment motoru

M_{red}	Nm	redukovaný moment
m_z	kg	hmotnost zámku
n	min ⁻¹	otáčky jehelního válce
n	-	počet otáček krokového motoru
N_1	N	normálová síla od prvního zámku
N_2	N	normálová síla od druhého zámku
p	-	počet pól párů krokového motoru
r	m	rameno
R_0	m	vzdálenost
R_{0P}	m	vzdálenost
R_1, R_2, R_3	N	reakce od předpružení
r_{4P}	m	rameno
R_a	N	reakce od zámku
R_b	N	reakce ode dna drážky
s	%	procento srážení pleteniny
s	m	stoupání šroubu
t	°C	teplota
t	s	čas
T_1	N	třecí síla od prvního zámku
T_2	N	třecí síla od druhého zámku
t_I, t_{II}	s	čas prvního a druhého zdvihu platiny
$T_{r\ 1,2,3}$	N	třecí síla od předpružení
v_0	m·s ⁻¹	rychlost jehly
V_2	m	vůle na členu 2
v_j	m·s ⁻¹	rychlost jehly (svislá složka)
v_m	m·s ⁻¹	rychlost snímací hlavy
v_M	m·s ⁻¹	rychlost matice
v_z	m·s ⁻¹	rychlost zámku
x_2	m	poloha členu 2
x_{2P}	m	poloha členu 2P

$\dot{x}_2$	$m \cdot s^{-1}$	rychlost platiny a zámku
$\dot{x}_{2P}$	$m \cdot s^{-1}$	rychlost platiny a zámku
$\ddot{x}_{2P}$	$m \cdot s^{-2}$	zrychlení členu 2P
x_6	m	poloha členu 6
$\dot{x}_6$	$m \cdot s^{-1}$	rychlost platiny a zámku
x_{6P}	m	poloha členu 6P
$\dot{x}_{6P}$	$m \cdot s^{-1}$	rychlost platiny a zámku
$\ddot{x}_{6P}$	$m \cdot s^{-2}$	zrychlení členu 6P
Y	m	vůle
y	m	dráha platiny a zámku
$\dot{y}, \dot{y}_2$	$m \cdot s^{-1}$	rychlost platiny a zámku
$\ddot{y}, \ddot{y}_2$	$m \cdot s^{-2}$	zrychlení platiny a zámku
a	°	úhel kroku
a_1, a_2	°	sklon prvního a druhého zámku
b	°	sklon funkční plochy zámku
e	%	tažnost pleteniny
$e_{\dot{s}}$	$rad \cdot s^{-2}$	úhlové zrychlení šroubu
F	rad	natočení šroubu
F_2	rad	vůle na členu 2
F_4	rad	vůle na členu 4
j	%	relativní vlhkost
j	°	třecí úhel
j_2	rad	natočení členu 2
j_{2P}	rad	natočení členu 2P
j_4	rad	natočení členu 4
j_{4P}	rad	natočení členu 4P
$\dot{\varphi}_2$	$rad \cdot s^{-1}$	úhlová rychlost členu 2
$\dot{\varphi}_{2P}$	$rad \cdot s^{-1}$	úhlová rychlost členu 2P
$\ddot{\varphi}_{2P}$	$rad \cdot s^{-2}$	úhlové zrychlení členu 2P
$\dot{\varphi}_4$	$rad \cdot s^{-1}$	úhlová rychlost členu 4

$\dot{\varphi}_{4P}$	$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$	úhlová rychlost členu 4P
$\ddot{\varphi}_{4P}$	$\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}$	úhlové zrychlení členu 4P
m_{24}	-	prvá převodová funkce mezi členy 2 a 4
m_{46}	-	prvá převodová funkce mezi členy 4 a 6
n_{24}	-	druhá převodová funkce mezi členy 2 a 4
n_{46}	-	druhá převodová funkce mezi členy 4 a 6
p	-	konstanta
w_p	$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$	úhlová rychlost páky
$w_{\text{š}}$	$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$	úhlová rychlost šroubu
γ	$^{\circ}$	úhel stoupání

Úvod

Pletenina bývala nezastupitelnou plošnou textilií, která dříve uspokojovala potřeby člověka převážně v oblasti odívání a bytových textilií. V současnosti nalezla též široké uplatnění v oblasti technických textilií. Její charakteristickou vlastností je vysoká tažnost, elasticita a přizpůsobivost tvarům. Má dobré tepelně-izolační vlastnosti, je prodyšná a měkká. Na rozdíl od tkaniny může pletenina vzniknout i z jedné soustavy rovnoběžně položených nití s upevněnými otevřenými konci. Pokud si připomeneme jen některé výrobky z pletenin, jsou to: svrchní ošacení, dále výroba prádla, punčochových výrobků, rukavic, potahových textilií, koberců, záclonovin, lůžkovin, filtrů a řada obalových a technických textilií.

První známky pletených výrobků se objevují již v 6. století n.l. Mechanické pletení je pak spojováno s vynálezem pletacího stroje, patentovaného Williamem Lee roku 1589. Během jednoho století byla vyvinuta řada různých typů pletařských strojů na výrobu různých druhů pletenin. Některé z nich se rozvíjejí dále a jiné postupně z výroby ustupují.

Nezastupitelnou řadou v oblasti strojů textilního průmyslu je skupina okrouhlých pletacích strojů. Okrouhlé pletací stroje patří k nejsložitějším z textilních strojů. V poslední době navíc prochází zásadní proměnou, a to elektronizací všech ovládacích a řídicích prvků. Tato významná změna se projevuje problémy konstrukce elektromechanických převodníků a pohonů a s tím souvisejících konstrukčních úprav.

Předložená práce přispívá k řešení mechanismů řízení hustoty pleteniny a zabývá se též chováním jehly případně platiny v jehelním lůžku okrouhlého pletacího stroje.

Řídící ústrojí pletacích strojů

Tímto názvem je označováno ústrojí pletacího stroje, které programově řídí způsob pletení v jednotlivých částech úpletu. Změny postavení mechanismů u mnohosystémových strojů (VPS) na výrobu metráže lze provádět v jednom místě na obvodu jehelního válce, kde hadice úpletu bude podélně rozstřižena. Záměny u strojů punčochových nebo tělového průměru musí být prováděny tak, aby nenarušily po obvodu vzhled vazby a čisté odvázaní vzoru.

Řídící ústrojí ovládá nejčastěji tyto funkce:

- postavení a zařazování zámek
- činnost vzorovacích ústrojí
- převěšování a přenášení oček
- zařazování a záměnu vodičů
- podavače a zarážky nití
- ústrojí odtahu úpletu
- otáčky stroje (vratná pata, pohyb saní)
- mazací ústrojí a další

Forma složitosti řídicích ústrojí je odvislá od typu stroje a hlavně od jeho funkce, zda vyrábí regulérní výrobky (punčochové a některé ploché stroje) nebo poloregulérní výrobky (ploché pletací stroje, stroje tělového průměru) či jenom metráž.

Řídící ústrojí jako celek lze rozdělit do dvou částí:

- a) Paměť řídicího ústrojí a systém jejího čtení včetně přenosu informací k pracovnímu místu požadované změny
- b) Vlastní mechanismus či zařízení ovládající polohu pracovního členu

Mechanická řídicí ústrojí

Všeobecně lze říci, že mechanická řídicí ústrojí pletacích strojů jsou dosti složitá a náročná na seřízení. Mechanismus přenosu impulsu k výkonnému členu značně komplikoval konstrukci stroje a mnohdy komplikoval přístup k seřízení a k zámkové soustavě stroje.

Pro paměť byly využívány:

- perforované karty nebo pás
- článkový řetěz s možností sestavování s jednou či více řadami výstupků
- bubínek se vsazenými kolíky
- řídicí buben se soustavou segmentových klínů

Proběhnutí paměti jednou dokola zahrnovalo všechny technologické operace pro zhotovení daného výrobku. Pro krokování paměti sloužil většinou počítací řetěz, který se posouval v závislosti na počtu řádků a výstupky na něm upevněné dávaly impuls ke kroku paměti.

Některé krokovací mechanismy pro ploché pletací stroje umožňovaly natáčet s pamětí i zpět a jeden či dva kroky dopředu nebo dozadu.

Jako příklad mechanického řídicího ústrojí je uveden princip řízení starších typů punčochových automatů. Podstatu zařízení tvořily většinou dva řídicí bubny (přední a zadní) spojené ozubeným převodem 1 : 1 a na bubnech byly upevněny až v 50 ti řadách klínové segmenty, od kterých většinou přímo přes soustavu zdvihadel byly ovládány jednotlivé mechanismy určené pro zajištění technologické funkce stroje. Výjimečně byl používán bowden na ovládání mechanismů, které nevyžadují přesnou polohu nastavení. Natáčení řídicích bubnů určoval počítací řetěz složený z Ewartových článků, které lze při pootočení o 90° jednoduše skládat a rozpojovat. Jedna strana článku řetězu byla

opatřena klínky (výstupky), které ovládaly západkový mechanismus. Klínek na řetězu znamenal natočení řídicích bubnů, tj. vykonání hlavního postrku. Posuv článku Ewartova řetězu se děje za osm otáček stroje. Na punčochovém stroji je však třeba provádět záměny v následujících otáčkách (pětiřádkový začátek převěšeného lemu jemných dámských punčoch) ale i během jedné otáčky (přisunutí zámku v nízkých kolénkách a dosunutí k jehelnímu válci ve vysokých kolénkách).

Pro splnění této podmínky je řídicí systém vybaven mechanismem pomocného postrku. Tento mechanismus tvoří západka, která je vačkou upevněnou na hlavním hřídeli stroje stále vykyvována v první půlotáčce dvakrát kupředu a v následné zpět. Západka je v činnosti s rohatkou upevněnou na zadním řídicím bubnu. Rohatka však nemá pravidelné ozubení. Zuby jsou jen v místech, kde se požaduje pomocný postrk, tj. natočení řídicích bubnů. Do záběru rohatky pomocného postrku se zuby této rohatky natáčí mechanismus hlavního postrku. Pro přesné seřízení záměn vůči poloze jehelního válce byla na osu hlavního hřídele připevněna stupnice 360° a v návodu určen úhlový interval, ve kterém musí záměna nastat. Záměny stroje byly prováděny vždy při snížených otáčkách stroje. Při poruše a zastavení stroje během pracovního cyklu pletení výrobku bylo nutné stroj restartovat. Ručně přetočit řídicí buben a počítací řetěz do startovací polohy, odstranit závadu, zkontrolovat navedení nití a poté stroj spustit na nový pracovní cyklus.

Elektronická řídicí ústrojí

Současné pletací stroje využívají většinou pro řízení pracovního cyklu elektronickou paměť. Pro realizaci určitého výrobku se na počítači připraví program, který se pomocí paměťové karty přenesení do paměti pletacího stroje. Stroj se v první fázi spustí na učební režim pro aktivaci hlídacímho zařízení stroje. Po upletení bezchybného výrobku je stroj připraven pro normální provoz. Pro změnu výrobku lze využít

databázi firmy nebo vlastní programy uchované na disketách. Kromě externího programu přeneseného do paměti stroje je řídicí ústrojí možností interního řízení některých mechanismů. Např. v určitém rozmezí realizovat změnu délky některých úseků pleteniny, změnu hustoty, při stojícím stroji ověřit funkce činnosti některých mechanismů (záměna vodičů, zámků, funkčnost zarážek apod.)

Podstatným přínosem elektronicky řízených pletacích strojů je přenos elektrického impulsu k pracovnímu místu elektrickým vodičem, kde požadovanou záměnu provádí elektromagnet, elektromagnetický ventil nebo krokový motor. Pletací stroj se stal přehlednější, jednodušší pro seřizování protože odpadly mechanismy přenosu impulsu od řídicího bubnu k pracovnímu místu.

Cíle disertační práce

V současné době dochází k mohutné elektronizaci všech pletacích strojů. Všechny mechanické funkce jsou nahrazovány elektromechanickými systémy. To však přináší celou řadu dalších problémů, zejména v oblasti elektromechanických převodníků. Je snadné naprogramovat různé funkce, ale problematická je jejich realizace, tedy převedení elektrických impulsů do silových elementů. Právě tento problém je stěžejní otázkou práce.

Práce se zabývá řešením základních problémů:

- 1) návrhem mechanismu pro řízení hustoty pleteniny
- 2) matematickým popisem základního elementu pletacího stroje, kterým je soustava zámek-jehla resp. platina
- 3) experimentálním ověřením získaných výsledků

Řešení podle bodu 1) si klade za cíl nasimulovat mechanismus, který bude schopen plnit funkci skokové i plynulé změny hustoty pleteniny (skoková změna je charakterizována posuvem zámků o 0,4 mm za dobu 6 ms). Provést jeho dynamickou optimalizaci

a optimální strukturu navrhnout jako funkční model, který je možno využít k dalším experimentálním zkouškám.

V bodě 2) se veškerá snaha soustřeďuje na dvě základní oblasti. Je to především zjištění a definování působících sil na jehlu případně platinu. Tato část je velice obtížná, neboť zde hraje roli řada činitelů jako např. čistota jehelní dráhy, kvalita materiálu, zaběhnutí stroje, okamžité uložení jehly v drážce atd. Jedná se tedy o určení polohy nositelek sil a jejich velikostí, případně jejich zanedbání (stroj se považuje za zaběhnutý po jednoměsíčním třísměnném provozu).

Druhá, neméně důležitá, je oblast vyšetření působení jednotlivých sil na jehlu či platinu a zejména potom vyšetření chování jehly v drážce jehelního válce. Z praktických zkušeností vyplývá, že jehla se pohybuje v drážce nejčastěji trhavým pohybem a to zejména při svém rozběhu.

Tyto všechny možnosti si disertační práce klade za cíl prozkoumat a objasnit.

Ve třetí části je stěžejním problémem ověřit optimální struktury navržených mechanismů řízení hustoty. Jedná se především o docílení maximální shody teoretického a experimentálního řešení.

V oblasti vytvoření matematického modelu soustavy zámek-jehla případně platina je hlavním cílem vytvoření modelu soustavy, který by bylo možno využít pro další optimalizaci tohoto uzlu pletacích strojů. V úvahu přichází například unifikace dílů pro různé průměry jehelních válců, optimalizace namáhání jehel a zejména kolének a háčků, zvýšení otáček pletacích strojů a na druhé straně zvýšení životnosti zámků a jehel.

1 Charakteristika pletenin

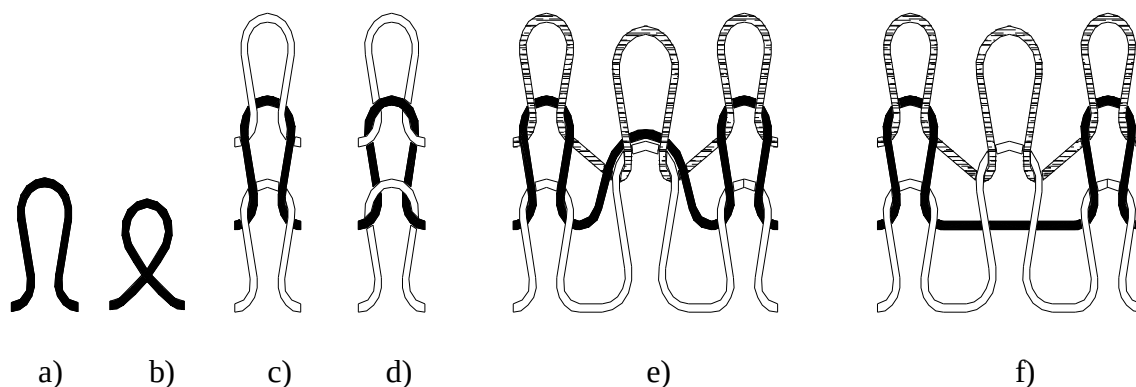
Nezastupitelnou plošnou textilií, která dříve uspokojovala převážně přímé potřeby člověka v oblasti odívání a bytových textilií je pletenina. V současnosti však nalezla též široké uplatnění v oblasti technických textilií. Její charakteristickou vlastností je velká tažnost a elasticita, přizpůsobivost tvarům, které obepíná, má dobré tepelně-izolační vlastnosti, je prodyšná a měkká. Pletařská technologie, kterou pletenina vzniká je vysoce produktivní. Výroba plošných textilií pletařskou technologií dosahuje dnes úrovně výroby tkanin. Pleteniny se používají při výrobě např. svrchního ošacení, prádla, punčochových výrobků, rukavic, potahových textilií, koberců, záclonovin, lůžkovin, filtrů, obalových textilií a řady technických textilií.

Pletenina je vytvářena z jedné či více soustav nití pletařskou technikou, která nitě vzájemně spojuje pomocí zátažných a osnovních vazeb.

Pleteniny se dělí na dvě základní skupiny:

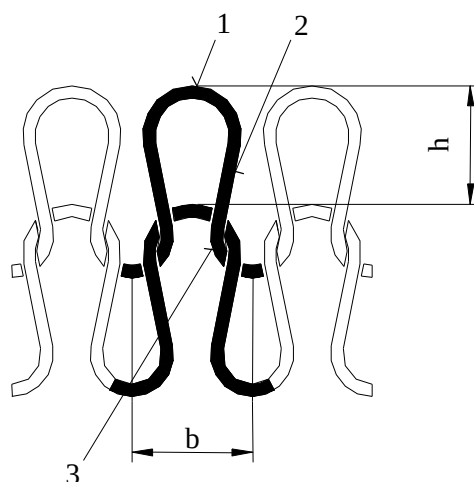
- pleteniny osnovní
- pleteniny zátažné

Základním stavebním prvkem pletenin a tedy pletařských vazeb jsou klička (a) , smyčka (b), chytová klička (e) a podložená klička (f) zobrazené na Obr. 1.1.



Obr. 1.1

Nejzákladnějším stavebním prvkem pleteniny je klička nebo smyčka, která se převážně vyskytuje u osnovních pletenin při uzavřeném kladení. Kličky a smyčky tvoří základ (kostru) všech pletenin. Kličce či smyčce zavěšené v pletenině říkáme očko, které představuje základní vazební prvek pleteniny. Tvoří ho prostorový útvar vzniklý provléknutím kličky dříve vytvořenou kličkou či očkem Obr. 1.2, kde h je výška kličky a b je šířka kličky.

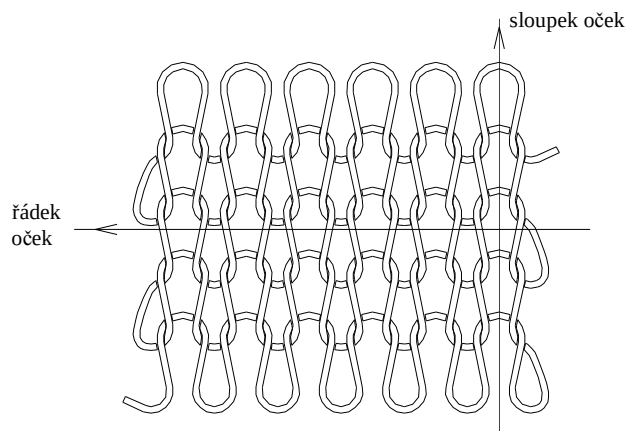


Obr.1.2

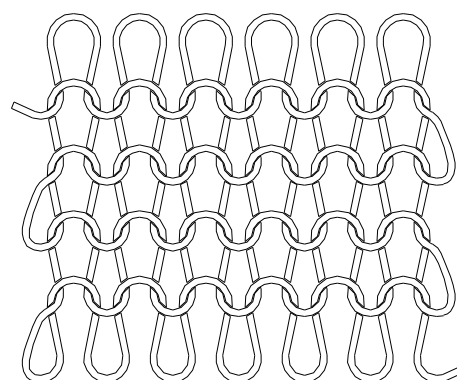
Očko se skládá z jehelního oblouku 1, dvou stěn oček 2 a dvou platinových půloblouků 3. Přetvarováním nitě v očko a jeho spojení s pleteninou vytváří v niti velmi složité silové a momentové namáhání, které je ovlivněno řadou proměnných faktorů, např. parametry a vlastnostmi nitě, technologií pletacího procesu, geometrií a mechanikou pletacího stroje apod.

Jak je patrné z Obr. 1.1, rozeznáváme lícní očko (c) a rubní očko (d). Jedná se o tentýž stavební prvek pleteniny z pohledu lícní či rubní strany. Dalším stavebním prvkem je chytová klička (e). Jak je vidět z obrázku, vzniká přidáním nové kličky k předcházející a následným společným zapletením obou kliček kličkou další. V místě chytové kličky dochází ke stažení pleteniny, které se využívá ke vzorování. Podložená klička (f) prochází volně na rubní straně pleteniny

pod předchozí kličkou (očkem). I tento prvek se využívá pro vzorování nebo též ke snížení příčné tažnosti pleteniny.

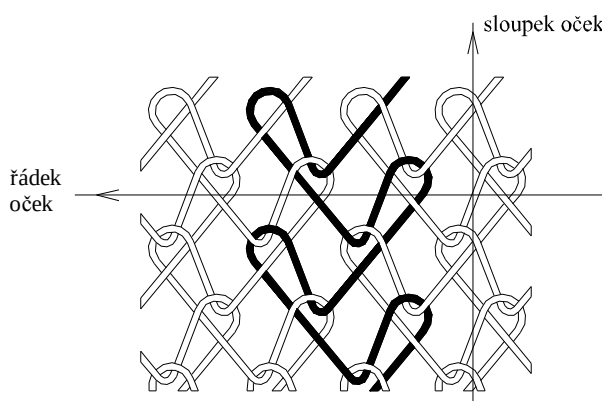


Obr.1.3



Obr.1.4

Vzájemné seskupení a provázání oček u jednolící zátěžné hladké pleteniny je patrné z Obr. 1.3 a Obr. 1.4, kde je pletenina nakreslena z lící a rubní strany. Uspořádání oček nad sebou se nazývá sloupek oček, vedle sebe řádek oček. Zátěžná pletenina vzniká postupným vytvářením oček v řádku pleteniny, tj. oka řádku jsou při tvorbě plochého tvaru pleteniny pletena postupně. Nit do dalšího řádku přechází vratnou kličkou a probíhá po řádcích zleva doprava a zprava doleva. Při tvorbě hadicové pleteniny stoupá v řádcích ve spirále.



Obr. 1.5

Vzájemné uspořádání a spojení oček u jednoduché osnovní pleteniny ve vazbě trikotu je patrné na Obr. 1.5. I zde jsou oka uspořádána do

řádků a sloupků. Řádek oček je tvořen soustavou osnovních nití spojených příslušnou osnovní vazbou, přičemž řádek oček se nevytváří postupně, ale všechna očka řádku najednou ze soustavy osnovních nití. Vzájemné spojení oček v řádcích nad sebou se děje tzv. spojovací kličkou, která je na rubní straně pleteniny, jak je patrné z Obr. 1.5.

2 Základní vlastnosti pletenin

2.1 Rozměrová stabilita

Pletenina ve své podstatě představuje textilií rozměrově dosti nestabilní. S ohledem na značné silové a momentové namáhání nitě v pletenině, dané jejím přetvarováním do oček a též ke značné pružnosti a tažnosti pleteniny, dochází u ní k samovolnému srážení, které je ovlivněno podmínkami a prostředím, ve kterém se pletenina nachází. Tato nestabilita nám v mnoha případech při používání pleteniny nevádí. V ostatních případech buď vhodnou vazbou pleteniny nebo zušlechťovacím procesem zvyšujeme rozměrovou stabilitu pleteniny. Rozměrová nestabilita některých pletenin a samovolné srážení způsobuje potíže při odebírání vzorků pro provádění zkoušek. Odležení pleteniny v klimatizovaném prostředí, stanovené normou pro odebrání vzorků na zkoušky (např. pevnosti, tažnosti, sráživosti apod.), nezaručuje stabilně vyvážený stav pleteniny pro určení jejich parametrů. Vyváženého rozměrového stavu pleteniny lze dosáhnout vícenásobným praním, avšak to nelze v mnoha případech použít. Vyváženého stavu pletenin lze též dosáhnout vysrážením – „praním za sucha“ v bubnu pračky v prostředí s relativní vlhkostí $\varphi > 60 \%$ a teplotě $t = 40 - 60^\circ \text{C}$, kdy dochází ke značné relaxaci úpletu a dosažení maximálně relaxovaného stavu. Při vícenásobném praktickém užívání pleteniny dochází často k jejímu zkracování v podélném směru (ve směru sloupků) a rozšíření ve směru příčném. Tuto nepříjemnou vlastnost ovlivňuje hlavně použitá vazba pleteniny.

2.2 Plošná hmotnost

Zjišťuje se určením hmotnosti výřezu nebo výseku pleteniny. U jednodušších vazeb ji lze určit výpočtem. Určuje nejen spotřebu materiálu a tím i materiálové náklady, ale zařazuje pleteninu do příslušné oblasti využití a tím vlastně částečně určuje její vlastnosti.

2.3 Hustota pleteniny

Jak vyplývá z předchozího, je nejdůležitějším stavebním prvkem pleteniny očko. Hustotu pleteniny lze definovat jako zaplnění plochy přízí (očky). Podle normy je hustota pleteniny definována hustotou řádků H_r na 10 cm a hustotou sloupků H_s na 10 cm.

Celková hustota $H_c = H_r \cdot H_s$ udává počet oček na 100 cm². Pro vlastnosti pletenin má význam tzv. hustotní činitel h a součinitel plnosti K_d .

$$h = \frac{H_r}{H_s} \quad K_d = \frac{l}{d} \quad (2.1)$$

kde l je délka nitě připadající na jedno očko
 d je průměr nitě

Velmi důležitým parametrem je délka nitě v očku a její rovnoměrnost v pletenině, neboť je jedním z určujících faktorů při konstrukci pletařských strojů a jejich seřizování. Délku nitě lze určit s různou přesností matematicky podle různých modelů, lze ji však přesně určit vypáráním nitě.

2.4 Pevnost pleteniny

Pevnost pleteniny je stanovena normou, která udává pevnost pleteniny ve směru sloupků a řádků určeného tvaru vzorku, nebo plošnou pevnost udávající protržení pleteniny kulovým vrchlíkem. S ohledem na vysokou tažnost většiny pletenin, zvláště pak určených pro oděvní účely, nemá pevnost zásadní význam.

2.5 Tažnost pleteniny

Určuje se současně při stanovení pevnosti pleteniny. Tažnost e je stanovena v % v příslušném směru namáhání a je stanovena vztahem

$$e = \frac{l_p - l_o}{l_o} \cdot 100 \quad [\%]$$

l_o je počáteční délka vzorku
 l_p je konečná délka vzorku při přetrhu

Značná tažnost pletenin nám umožňuje snadnou tvarovatelnost a přizpůsobivost lidskému tělu a ve stejném smyslu je též využita u některých technických textilií. V některých případech je vyžadována snížená tažnost v podélném či příčném směru pleteniny. Potlačení tažnosti se provádí využitím různých pletařských vazeb a technik.

2.6 Pružnost pleteniny

Tato schopnost vracet se po odlehčení do původního stavu je dána u pletenin nejen vlastnostmi použitého materiálu (nitě), ale též použitou pletařskou vazbou. Je to právě pružnost pleteniny, která určuje její využití pro řadu textilních výrobků, kde pletenina je nenahraditelná.

2.7 Srážení pleteniny

Je schopnost pleteniny měnit své rozměry buď samovolně s časem nebo vlivem zvoleného prostředí a technologického procesu. Udává se v procentech ve směru sloupků a řádků podle vztahu

$$s = \frac{l_1 - l_2}{l_1} \cdot 100 \quad [\%]$$

s - je procento srážení v příslušném

směru

l_1 - původní rozměr

l_2 - změněná míra rozměru

Procento srážení pleteniny se podle normy provádí vícenásobným praním. Velikost srážení pleteniny ovlivňuje vazba pleteniny, použitý materiál a způsob technologie úpravy pleteniny.

2.8 Oděruvzdornost pleteniny

Těž stupeň oděruvzdornosti pletenin, tj. narušení jejich povrchu a tím i vzhledu je velmi důležitý parametr např. u potahových textilií určených k čalounění nábytku či sedadel dopravních prostředků.

2.9 Žmolkovitost pleteniny

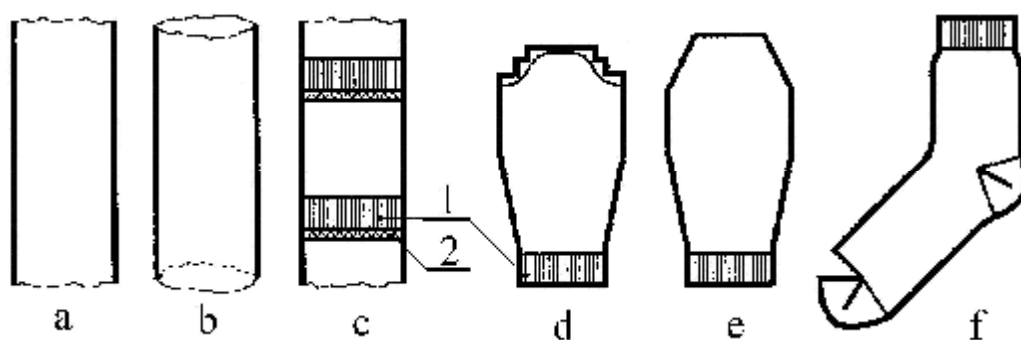
Tvoření žmolků na pletenině při jejím praktickém užívání především ovlivňuje „volný a otevřený“ povrch pleteniny a charakter použitých nití. U pletenin určených pro oděvní a čalounické účely by měla být tvorba žmolků snížena na minimum.

Pro hodnocení pletenin existují další zkoušky a to např. prodyšnost, propustnost tepla, propustnost vodních par, zápalnost, hořlavost, fyziologické vlastnosti pleteného výrobku apod.

3 Další technologické vlastnosti pletenin

3.1 Tvarování pletenin

Úplet jako celek může být vyráběn v následujících formách Obr.3.1. Nejjednodušší formou je metráž tvořená kontinuálně v plochém (a) nebo hadicovém tvaru (b). Dále je to forma kusové výroby, která je charakteristická pro pletené výrobky. Kusové výrobky mohou být vyráběny jednotlivě (d, e, f) nebo spojené rozparovací řadou (c) a opatřené pevným začátkem. Vyrábějí se buď netvarované (c) nebo tvarované částečně (d,e)(poloregulérní) či tvarované plně (f)(regulérní). Tvarování kusového úpletu může být plošné, ale i prostorové (pata a špička punčochových výrobků).



1 – lem, 2 – rozparovací řada

Obr. 3.1.

3.2 Paratelnost pletenin

U pleteniny rozlišujeme dvojí paratelnost. První paratelnost představuje schopnost snadného rozpárání pleteniny a opětné navinutí nitě na cívku, což lze snadno provést u jednolící hladké zátažné pleteniny. Tento proces pletení, fixace a páření je využíván na tvarování syntetického hedvábí. Nevýhodnou vlastností je druhá paratelnost, kdy při protržení pleteniny (přetržení nitě) a jejím namáhání dochází k páření pleteniny (pouštění oček), které je tím větší, čím má pletenina menší hustotu a jednodušší vazbu.

3.3 Stáčivost pletenin

Tato vlastnost je způsobena elastickou deformací zapletených nití. Nejvíce se stáčí zátažné a osnovní jednolící pleteniny. Vazby oboulící se stejně tvořenou lící a rubní stranou jsou nestáčivé. Snaha nití o napřímení se projeví zejména na okrajích pleteniny stáčením krajů a to v podélném směru na rubní a v příčném na lící stranu pleteniny. Tato vlastnost komplikuje navíjení pleteniny, úpravárenské a zušlechťovací procesy včetně následného šití výrobků.

3.4 Zátrhovost pletenin

Zátrhovost pleteniny, tj. náhodné zachycení zapletené nitě, její vytažení či přetržení souvisí se strukturou povrchu pleteniny. Čím je struktura povrchu pleteniny volnější a otevřenější, s delšími volnými úseky nitě, tím snáze může dojít k náhodnému zachycení zapletené nitě o okolní předměty. Tato nevýhodná vlastnost se především projevuje u jemných dámských punčoch či punčochových kalhot a u svrchního pleteného ošacení.

3.5 Chyby pletenin

Častou chybou, vyskytující se na pleteninách, je podélná a příčná pruhovitost nebo celková nerovnoměrnost oček. Podélná pruhovitost je většinou způsobena špatnou činností pletací jehly, u osnovních pletenin též nedokonalým snováním nití osnovních váľů (cívek) pod různým napnutím. Příčnou pruhovitost u zátažných pletenin můžeme sledovat v režném, ale též upraveném stavu, zvláště po barvení. Může být způsobena rozdílnou vlastností použitých nití, špatným seřazením zámků (stahovačů) nebo rozdílným napnutím podávaných nití. U osnovních strojů nerovnoměrným přiváděním osnovních nití či zastavením stroje.

Celkovou plošnou nerovnoměrnost oček v pletenině může způsobit nerovnoměrný povrch nitě, ale též nedokonalý pohyb jehly v konečné fázi zatahování či extrémní rychlost pletení (tvorby oček).

U zátažných pletenin může též dojít k sešikmení oček řádků. Tuto závadu způsobuje nesprávné nastavení jehel do mezirozteče platin či jehel druhého lůžka nebo též použití nescaných, družných nití.

4 Historie pletacích strojů

4.1 Popis Griswoldova ručního punčochového stroje

Významným vynálezem pro pletařský průmysl byl stroj s jednotlivě pohyblivými jazýčkovými jehlami uloženými ve svislých drážkách jehelního válce, který sestrojil D. Bickford (1867). Později byl překonán vynálezem Griswoldovým z roku 1878, jehož stroj měl kromě válce vodorovné talířové lůžko, tzv. přístroj. Tím bylo umožněno plést jak jednolící, tak oboulící zboží. Při pletení vlastní punčochy se přístroje nepoužívalo. Tohoto stroje, resp. stroje založeného na tomto principu, se k pletení punčochového zboží užívalo velmi dlouho, pro některé druhy výrobků slouží dokonce až dodnes. Původně jednosystémový stroj byl zdokonalen ve stroj dvousystémový. Na stroji bylo možno vyrábět také kryté zboží a vzory chytové. Z tohoto typu maloprůměrového stroje, sloužícího k výrobě punčochového zboží, byly později vyvinuty stroje velkopřůměrové pro výrobu prádla a svrchního ošacení.

Stroj měl tyto základní části:

1. válec s jehlami
2. plášť s jehelními zámky
3. unášec zámkového pláště s vodičem
4. hnací mechanismus
5. stojan stroje se zařízením na vedení nitě

adl. Válec s jehlami: (Obr. 4.1)

Válec je dutý. Po celém obvodu má vyfrézované drážky pro vedení jehel. V horní polovině válce je vytvořena příčná drážka, do které se vkládá spirálová pružina 3, tlačící jehly do drážek. Válec je pevný - neotáčí se.

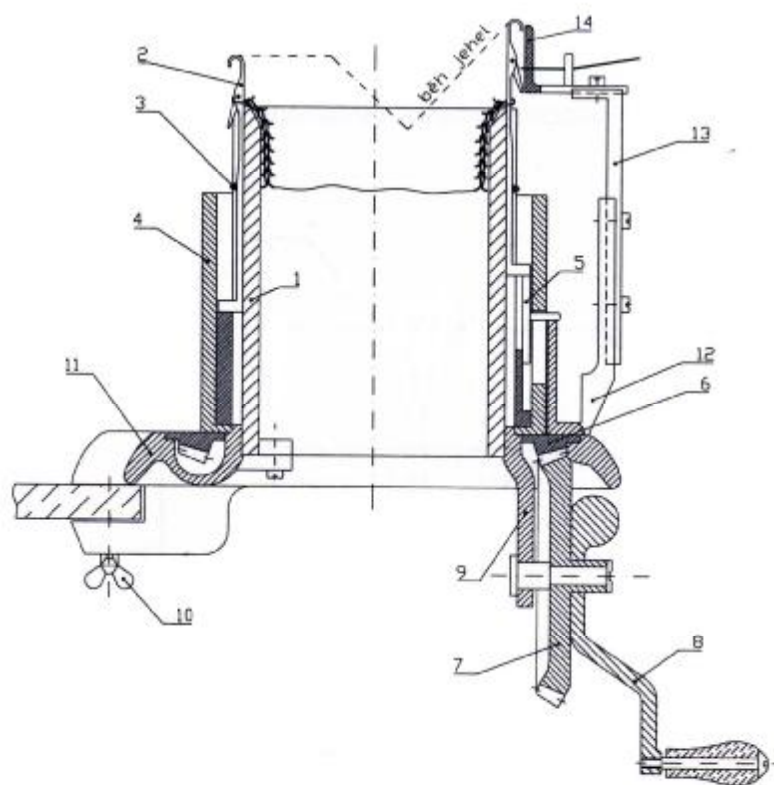
ad2. Plášť se zámky: (Obr. 4.2)

Plášť je dutý válec, volně položený kolem jehelního válce. Při spodní hraně má dva výčnělky. Do jednoho z výčnělků se při pletení opírá unášec u pevně spojený s hnaným kolem 6 (Obr. 4.1). Unášec tvoří současně nosič vodiče 12. Unášec tlačí plášť se zámky před sebou - otáčí ho.

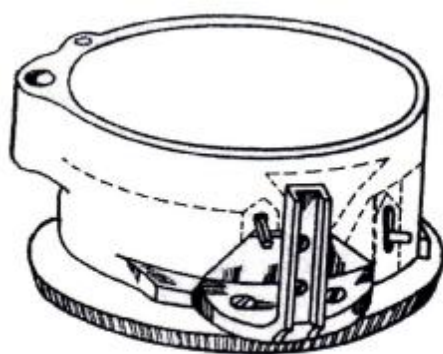
Při pletení paty, tj. při půlotáčkách zabírá unášec střídavě do obou výčnělků a otáčí válec jedním i druhým směrem.

Zámková soustava: (Obr. 4.3)

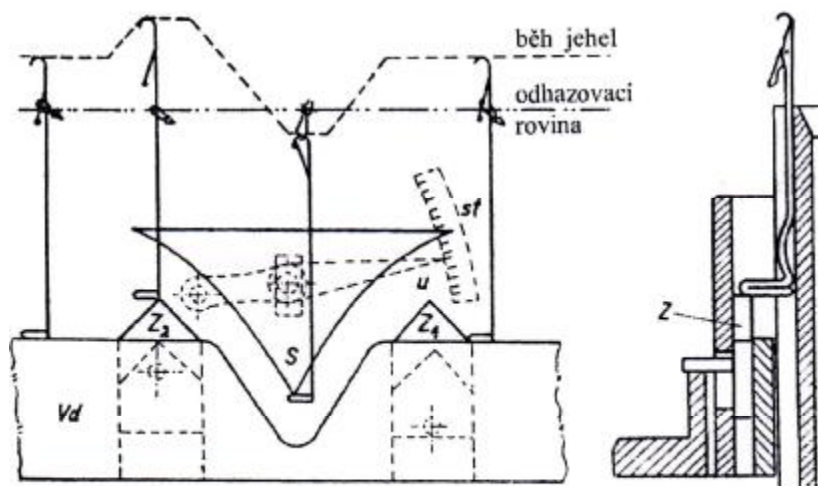
Na rozdíl od plochého stroje má jeden stahovač a dva zvedače. Větší část obvodu zámků tvoří rovná vodící dráha v_a , po které běží jehla v chytové poloze, tj. s otevřeným jazýčkem, na kterém je staré očko. Vlastní zvedač z zvedající jehlu do uzavírací polohy je trojúhelníkový klín vedený v drážce vodící dráhy. Je pohyblivý ve svislém směru. Při pletení je v pracovní poloze, tj. nahoře je jen ten zvedač, který stojí ve směru pohybu zámků před stahovačem. Druhý zvedač je dole, skrytý za stěnou vodící dráhy. Při pletení paty se oba zvedače v práci střídají podle směru pohybu stroje. Když se začne otáčet klikou, začne se otáčet vodorovné hnané ozubené kolo 6 (Obr. 4.1) a s ním spojený unášec. Tento unášec se opře o příslušný výčnělek na plášti a současně zdvihne do pracovní polohy příslušný zvedač. Stahovač se dá nastavit na potřebnou hustotu, je vedený v drážce pláště a v žádané poloze se zajistí navlečený na kolíku stahovače a druhým koncem je upevněný na zámkovém plášti. Tato zámková soustava s jedním stahovačem zaručuje stejnou velikost oček při zhotovování paty, tj. při pohybu oběma směry.



Obr. 4.1. Válec s jehlami



Obr. 4.2. Plášť se zámkem



Obr. 4.3. Rozvinuté zámky

ad.3. Unášec zámkového pláště s vodičem:

Unášec otáčí zámkový plášť a jeho vnitřní šikmá stěna drží zvedač v pracovní poloze. Vpředu nese unášec stojan vodiče 12 (Obr. 4.1). Ve stojanu jsou podélné otvory pro šrouby, takže výšková poloha vodiče se dá nastavovat. Stojan nese vlastní vodič 14, otvor pro šroub je také podélný, aby se vodič dal nastavovat i ve vodorovném směru, tj. blíž nebo dál od jehel.

Vodič nitě je obloukovitý, zakřivený podle průměru stroje. Otvorem v jeho středu se klade na otevřené jazýčky nit. Musí být postavený tak daleko od jehel, aby nenarážel na jejich háčky. Přitom však musí zabránit jazýčkům, aby nemohly zavřít háčky jehel dřív, než se na ně položí nit.

ad.4. Hnací mechanismus:

Stroj se poháněl ruční klikou 8 (Obr. 4.1), jejíž váha byla vyvážena protiklikou, takže bylo možné stroj zastavit v kterékoliv poloze bez obav, že se otočí váhou kliky.

Klika byla připevněna k svislému hnacímu ozubenému kolu 7, které zabíralo do vodorovného hnacího ozubeného kola 6. Toto kolo

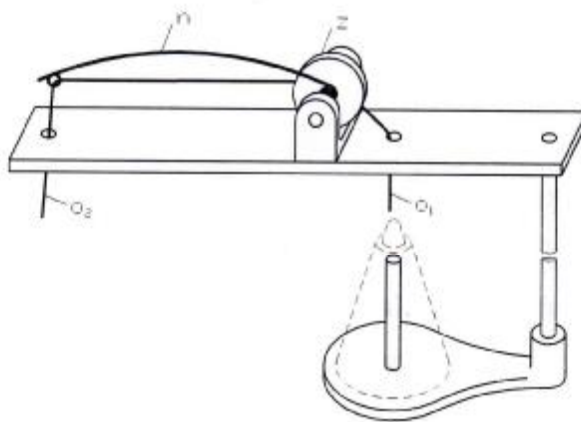
bylo uložené na kruhovém ložisku stojanu stroje. Na hnaném kole byl připevněn unášec.

Při montáži stroje se mohla dát obě ozubená kola do záběru v libovolném místě, protože všechna přeřaďování mechanismů při práci stroje se dělala ručně a nebyla vázána na určitou polohu hnacích mechanismů, jako je tomu u motorových strojů.

ad.5. Stojan stroje se zařízením pro vedení nitě a napínání niti:

Stojan stroje tvořila široká kruhová litinová deska 11 (Obr. 4.1) vybíhající vzadu do prodloužení oválného tvaru. Na pravé straně vybíhá stojan do tvaru úzké svislé desky tvořící nosník kliky 8.

Vzadu na oválném prodloužení stojanu je kruhová podložka s kolíkem, na kterou se postaví cívka s nití a zařízení na vedení z cívky vodícím okem o_1 do brzdících talířků z (Obr. 4.4), odtud přes napínač n a druhé vodící očko o_2 k vodiči. Druhé vodící očko musí být nad středem jehelního válce.



Obr.4.4. Stojan stroje se zařízením pro vedení nitě a napínání niti

5 Základní rozdělení pletařských strojů

Pletařské stroje lze rozdělit podle několika hledisek:

I. Podle způsobu pracovního pohybu jehel:

- pletací stroje, kde se jehly pohybují jednotlivě
- stávky a rašly se současným pohybem jehel

II. Podle způsobu pletení a použití pletařských vazeb:

- zátažné, které slouží k výrobě zátažných pletenin
- osnovní, které slouží k výrobě osnovních pletenin

III. Podle tvaru jehelního lůžka:

- ploché, s plochými lůžky
- okrouhlé, s okrouhlými lůžky

IV. Podle počtu lůžek a jejich uspořádání:

- jednolůžkové, které mají jednu soustavu jehel pro výrobu jednolícni pleteniny
- dvoulůžkové, které mají dvě soustavy jehel pro výrobu oboulícni nebo obourubní pleteniny

V. Další hlediska:

- podle počtu systémů
- podle vzorovacího zařízení
- podle druhu pletené vazby a skupiny vyráběných výrobků.

5.1 Okrouhlé pletací stroje

Předmětem této disertační práce jsou okrouhlé pletací stroje. Tvoří nejvýznamnější skupinu strojů v pletařském průmyslu a jejich použití, stejně jako výkony a možnosti vzorování neustále rostou.

Okrouhlé pletací stroje se dělí podle velikosti průměru jehelního válce na:

- stroje velkopřůměrové - výroba převážně hadicové metráže do průměru 40" (obrázek 5.1.)

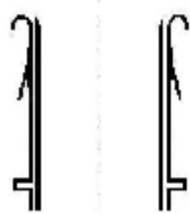
-
- stroje **tělového průměru** - výroba svetrů apod. do průměru 24"
 - stroje **maloprůměrové** - které jsou určeny pro výrobu punčochového zboží do průměru 6,5".



Obr. 5.1. Velkopřůměrový pletací stroj, JENIT2 od firmy AMTEK spol

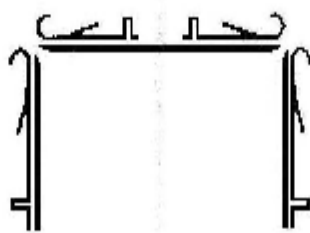
Uspořádání lůžek okrouhlého pletacího stroje:

- | | |
|----------------------------|---|
| <u>Jednolůžkové stroje</u> | - mají jedno lůžko a to nejčastěji válcové. |
| <u>Dvoulůžkové stroje</u> | - mají lůžko válcové, ke kterému je přiřazeno lůžko talířové nazývané u maloprůměrových strojů lůžko přístrojové (obrázek 5.3.) |
| <u>Obourubní stroje</u> | - mají dvě válcová lůžka nad sebou s osazením oboustranných jehel. |



a

Obr. 5.2.-a Lůžko válcové



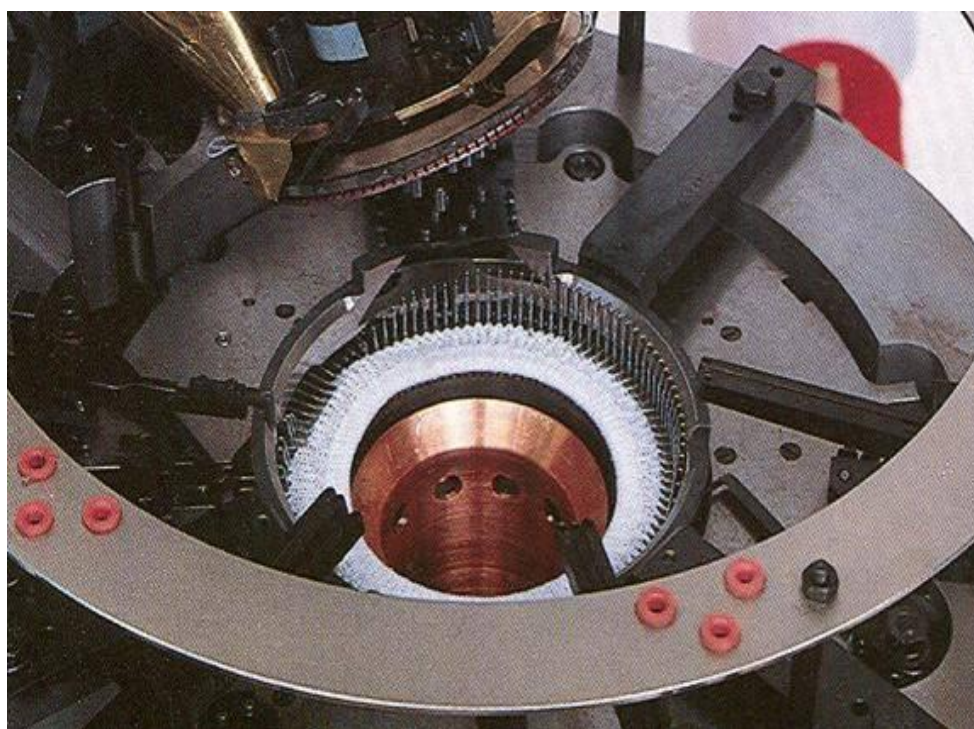
b

Obr. 5.2.-b Lůžko válcové a lůžko talířové (přístrojové)



c

Obr. 5.2.-c Dvě válcová lůžka uspořádaná nad sebou

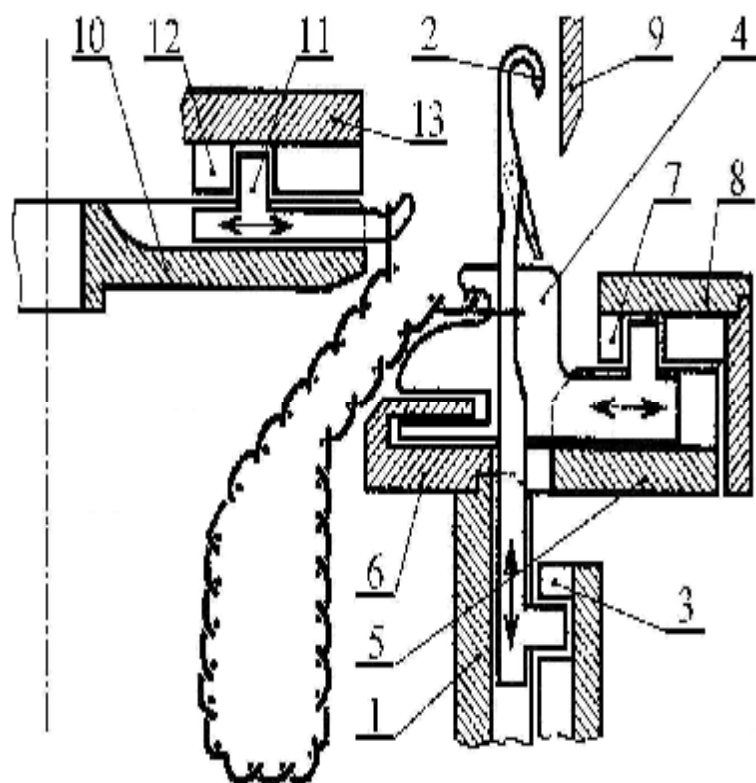


Obr. 5.3. Maloprůměrový pletací stroj

5.1.1 Jednoválcový pletací stroj s přístrojem

Princip uspořádání pracovního ústrojí punčochového jednoválcového stroje s přístrojem je znázorněn na obrázku 5.4.

Drážkový jehelní válec je osazen jazýčkovými jehlami, kolénka jehel ovládají zámky. Na jehelním válci je spolu s korunkou nasazen platinový kruh v jehož drážkách jsou vsazeny uzavírací platiny. Korunka zasahuje do vybrání uzavíracích platin a zajišťuje jejich polohu v drážkách platinového kruhu. Pohyb uzavíracích platin je odvozen od zámků upevněných na platinovém víku. Vodičový kruh obepíná věnec jehel a zabraňuje zavření jazýčku na jehlách v uzavírací či vyšší poloze. V místě otevření vodičového kruhu se zařazují do činnosti vodiče nití. Přístroj tvoří talířové lůžko, v jehož drážkách jsou uložena přístrojová pera, která při svém vysunutí stojí přesně nad hlavami sudých jehel. Pohyb přístrojových per zajišťují zámky upevněné na přístrojové desce. Talířové lůžko spolu s jehelním lůžkem se otáčí převodem přes ozubená kola.



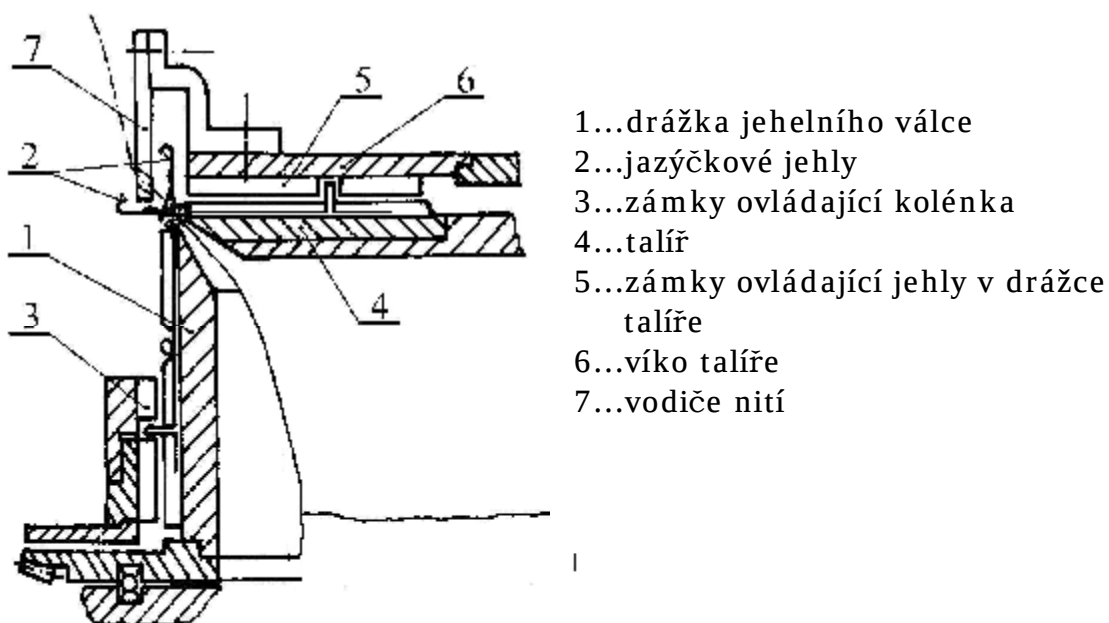
Obr. 5.4. Princip uspořádání pracovního ústrojí punčochového jednoválcového stroje

- 1..... drážkovaný jehelní válec
- 2..... jazýčková jehla
- 3..... zámky upevněné na frémě stroje
- 4..... uzavírací platina
- 5..... platinový kruh
- 6..... korunka
- 7..... zámek ovládající uzavírací platinu
- 8..... platinové víko
- 9..... vodičový kruh obepínající věnec jehel
- 10.... talířové lůžko
- 11.... přístrojová pera
- 12.... zámky zajišťující pohyb přístr. per
- 13.... přístrojová deska spojená s frémou

5.1.2 Dvoulůžkový pletací stroj

Řez dvoulůžkového okrouhlého pletacího stroje, kde druhé lůžko tvoří talíř je znázorněn na obrázku 5.5.

Stejně jako u předchozího pletacího stroje jsou jazýčkové jehly uloženy v drážkách jehelného válce a jejich kolénka ovládají zámky upevněné na frémě stroje. Druhé lůžko tvoří talíř s jazýčkovými jehlami, které ovládají zámky připevněné na víku talíře, na kterém jsou upevněny vodiče nití.

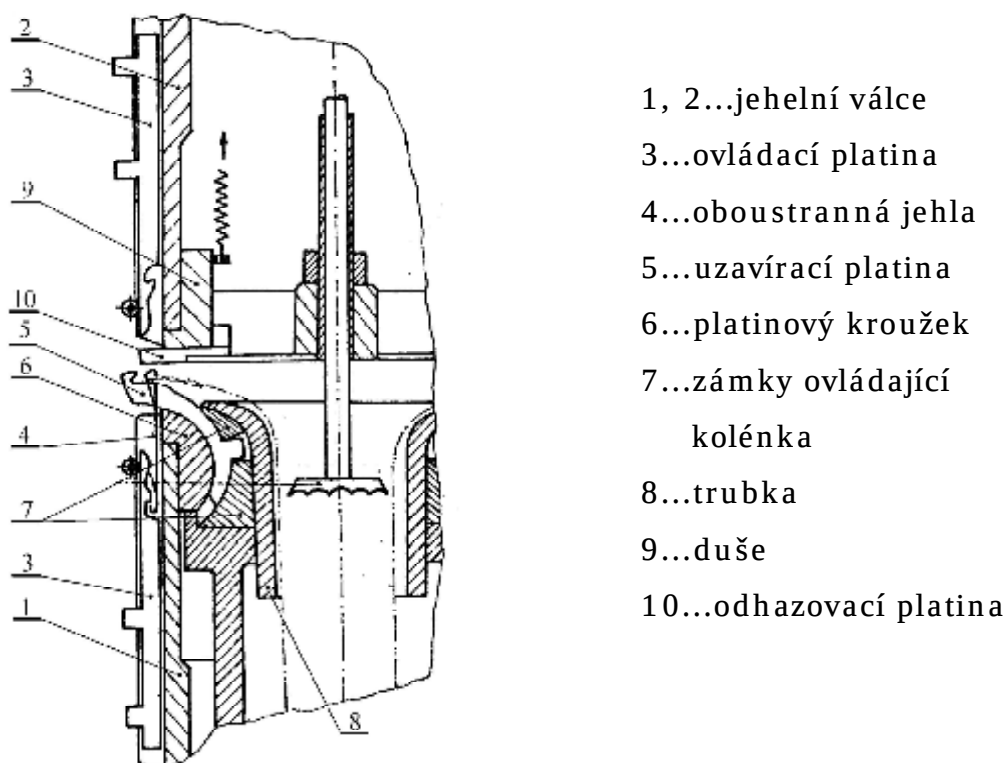


Obr. 5.5. Uložení jehly na dvouválcovém maloprůměrovém stroji

5.1.3 Obourubní okrouhlé pletací stroje

Především se uplatňují jako maloprůměrové stroje pro výrobu punčochového zboží. Zde se využívá jejich velkých vzorovacích možností a také možnosti plést oboulícní i jednolícní pleteninu. Průřez válci takového stroje je patrný z obrázku 5.6.

V jehelních válcích postavených drážkami proti sobě jsou vsazeny ovládací platiny, které ovládají oboustranné jehly. Spodní válec je osazen uzavíracími platinami, které umožňují - jsou-li jehly ve spodním válci - pletení bez odtahu. Platiny se pohybují v drážkách platinového kroužku a jejich kolénka ovládají zámky upevněné na trubce. V horním válci je vložena duše s odhazovacími platinami, která je svisle posuvná - tím lze měnit polohu odhazovacích platin. Při pletení jehel v horním válci je duše ve spodní poloze, platiny zajišťují odhoz rubních oček a jehly přes ně zatahují kličky. Při pletení paty je duše v horní poloze. Tím se uvolní platinové oblouky rubních oček a ta pak nejsou v průběhu výroby paty namáhána.



Obrázek 5.6. Uložení jehly na obourubním pletacím stroji

5.1.4 Současné pletařské stroje

Okrouhlé maloprůměrové pletací stroje jsou určeny pro výrobu punčochového a ponožkového zboží. Počet jehel na jeden anglický palec určuje dělení pletacího stroje. Například pro výrobu jemných dámských punčoch je určen jednoválcový pletací stroj, u něhož jehelní válec o průměru 4" (4 palce ~ 101,6 mm) obsahuje 400 jehel. Tomu odpovídá dělení 32 E. Pro výrobu ponožkového zboží se používají stroje jednoválcové a dvouválcové o průměru jehelního válce 2 a 3/4" až 5". V současné době jsou maloprůměrové pletací stroje v podstatě plně zautomatizovány.

Většina funkcí je řízena elektrickou cestou, případně pneumaticky. Zvýšil se počet systémů tvořících očko. Počet systémů se ustálil na čtyřech. Existují i stroje s vyšším počtem systémů (šest či osm), ale dá se říct, že v současných možnostech je maximum 8 systémů pro použití stroje v běžných provozních podmínkách. Výkonnost okrouhlého pletacího stroje je závislá na počtu systémů, frekvenci otáčení a účinnosti. Zvyšování počtu systémů je nevýhodné zejména z provozního hlediska, protože rovnoměrnost pleteniny závisí na přesném seřízení zatahovacích zámků, a rovněž z konstrukčního hlediska je zvyšování počtu systémů obtížné. Protože se cesta zvyšování počtu systémů maloprůměrových strojů jeví již jako nevýhodná, je možno zvyšovat produkci okrouhlých punčochových strojů zvyšováním frekvence otáčení a účinnosti, tzn. procento využití stroje.

U stávajících způsobů pohybu jehel, odvozeném od zámkových drah, je při zvýšených rychlostech nutné také zvýšit rychlost přestavování jednotlivých zámků. Rychlost maloprůměrových pletacích strojů však nelze zvyšovat neomezeně. Pochopitelně existuje určitá hranice. Ta je určena jednak momentálními technickými možnostmi a jednak také kvalitou výrobků. Nelze zapomínat, že při vyšších rychlostech je vyšší nebezpečí toho, že může častěji docházet k poruchám, nepřesnostem, nerovnoměrnostem a chybám v pletenině.

V současných pletacích systémech se využívá skupinové volby jehel. Jehly jsou rozřazovány do jednotlivých poloh pomocí zámků. Pro široké množství požadovaných tvarů a vzorů pletenin je nejideálnější žakárová volba jehel. Ta se také stala dnešním trendem. Dnes již ve světě existuje několik strojů, které skupinovou volbu jehel uplatňují. Zatím se však tuto technologii ještě nepodařilo zcela zvládnout, proto výroba těchto strojů je značně náročná a drahá.

5.2 Sortiment punčochových výrobků

Do skupiny punčochových výrobků patří:

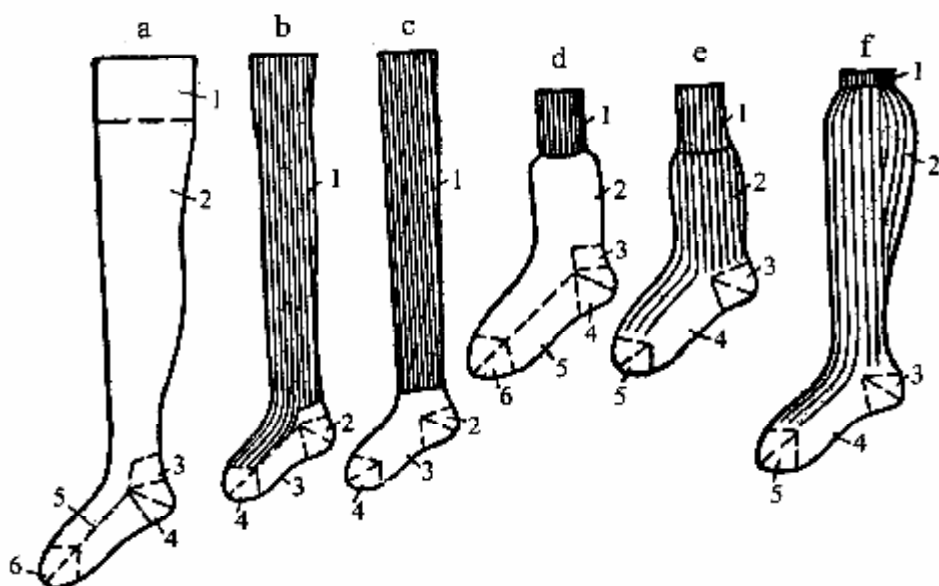
1. ženské (dámské) punčochy
2. dětské punčochy
3. pánské, dámské a dětské ponožky
4. sportovní punčochy - podkolenky

Jednotlivé druhy výrobků se od sebe liší: druhem nebo číslem příze, složením a tvarem jednotlivých částí výrobku, charakterem zařízení, na kterém se výrobek vyrábí.

Na výrobu punčoch a ponožek se využívá různých materiálů: bavlněná a vlněná příze, umělé a syntetické hedvábí, směsová příze.

Na Obr. 5.7 je znázorněný vzhled jednotlivých částí základních punčochových výrobků:

- a) dámská punčocha z okrouhlého punčochového stroje
- b) dětská punčocha z kompletního (dvouválcového) stroje
- c) dětská punčocha z jednoválcového a lemového stroje
- d) ponožka z jednoválcového a lemového stroje
- e) ponožka z kompletního (dvouválcového) stroje
- f) sportovní punčocha (podkolenka)



Obr. 5.7. Sortiment punčochového zboží, jednotlivé části

5.3 Technologická konstrukce punčochových výrobků

Technologickou konstrukcí výrobku se rozumí vytvoření předpokladů, které zaručují požadované velikosti a požadovanou roztažnost výrobku.

Jemné punčochové výrobky se vyrábějí na jednoválcových pletacích strojích konstantním průměrem jehelního válce a neměnným počtem jehel. Značné šířkové rozdíly jednotlivých tělesných rozměrů (objem stehna, objem lýtky, objem kotníku, objem nártu, viz Obr. 5.8.) nelze zcela vyrovnat elasticitou pleteniny.



Objem stehna - míra, která se měří uprostřed stehna

Objem lýtky - míra, která se měří v nejtlustším místě lýtky

Objem v kotníku - míra, která se měří nad kotníkem

Objem nártu - míra, která se měří uprostřed chodidla, pod chodidlem a přes nárt

Obr. 5.8. Tělesné rozměry

Potřebnou šířku sedové části punčochových kalhot a požadavek, aby výrobek těsně přiléhal přes kotník, je možno splnit jedině tehdy, jestliže se reguluje odpovídajícím způsobem velikost oček, tj. hustota pleteniny.

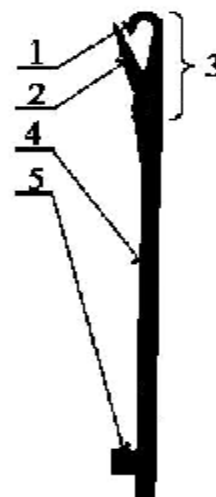
5.4 Pletařské jehly a jejich polohy při pletení

Společnou součástí všech pletařských strojů jsou různé druhy pletařských jehel a platin. Jsou tři základní typy jehel: *jehla jazýčková* (Obr. 5.9) , *háčková*, *dvoudílná*. Vyskytují se v mnoha modifikacích podle typu stroje, avšak jejich společnou vlastností je schopnost tvorby oček.

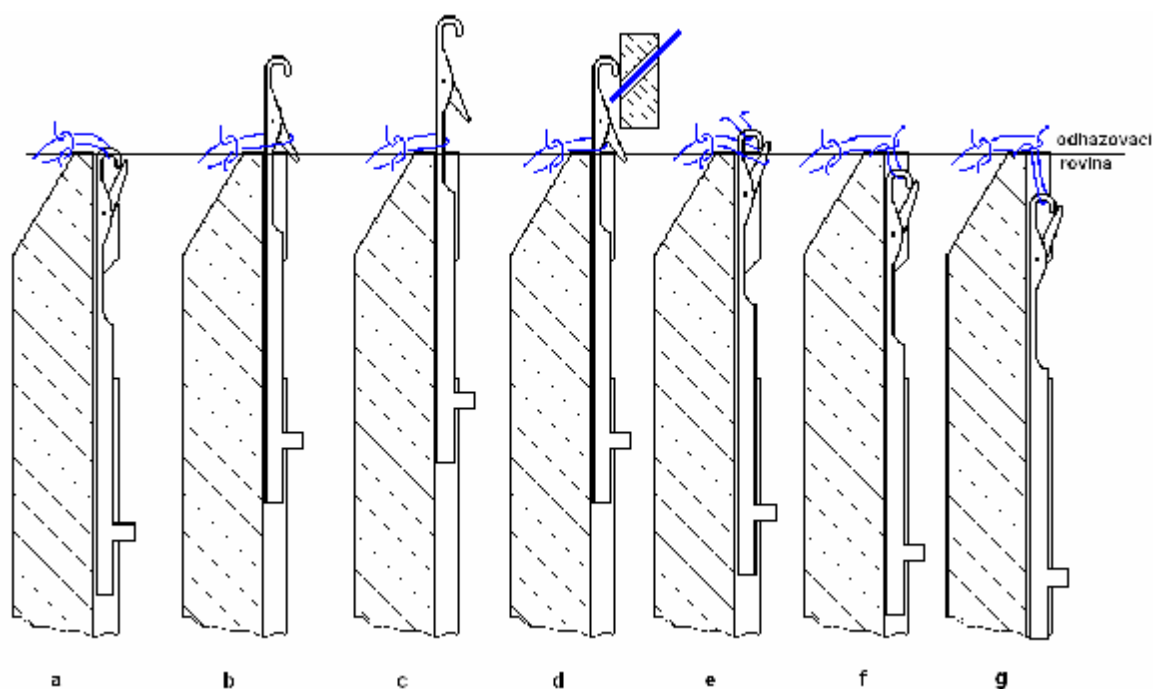
Na (Obr. 5.9) jsou ilustračně vysvětleny části jehly: 1 – háček, 2 – jazýček, 3 – hlava jehly, 4 – stvol, 5 – kolénko

Rozkreslení tvorby oka je patrné z Obr. 5.10, který určuje postavení hlavy jehly vůči odhazovací rovině. Jehla v *základní poloze* (a) stojí svou hlavou mírně pod odhazovací rovinou a uvolňuje na ní visící oko. Jehla se začne zvedat do *chyťové polohy* (b). Staré oko odklopí otočně uložený jazýček a přesune se na něj. Dále se jehla zvedá do *uzavírací polohy* (c), přičemž oko přepadne přes otevřený jazýček na stvol jehly.

Poté se jehla vrací do *druhé chyťové polohy* (d), kde dochází ke kladení nitě na jehlu a její zachycení v háčku jehly. Dalším pohybem jehly staré oko zavře jazýček a přesune se na něj - *poloha nanášecí* (e). Dalším klesáním jehly pod odhazovou rovinu následuje odhoz (f) starého oka. Přitom dojde k protažení kličky starým okem a vznik nového oka, jehož délka je určena stažením jehly do *nejnižší zatahovací polohy* (g).

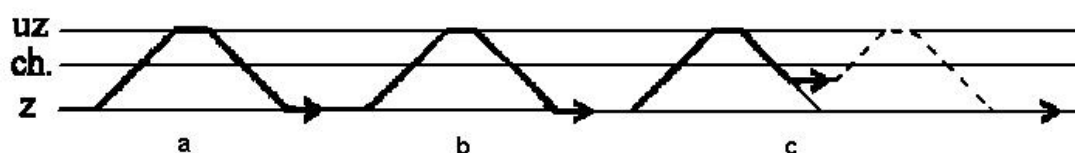


Obr.5.9.
Jazýčková jehla



Obr.5.10. Tvorba očka

Při pletení zátažných pletenin probíhá popsaná činnost na paralelně uložených jehlách ve formě jakési vlny, tudíž v určitém časovém úseku se na tvorbě řádku podílí větší počet jehel. Zjednodušená dráha pohybu jehel je patrná z Obr. 5.11. Dráha značí hlavy jehly a tedy i pohyb kolénka jehly, za které je pomocí klínů (vaček) jehla ovládána a přesunována do příslušných poloh. Na Obr. 5.11.a je nakreslena dráha pro tvorbu očka, jehla se pohybuje ze zatahovací polohy do uzavírací polohy a zpět. *Tvorbu chytové kličky* lze na jehle provést dvojím způsobem, který je znázorněn na Obr. 5.11.b,c.



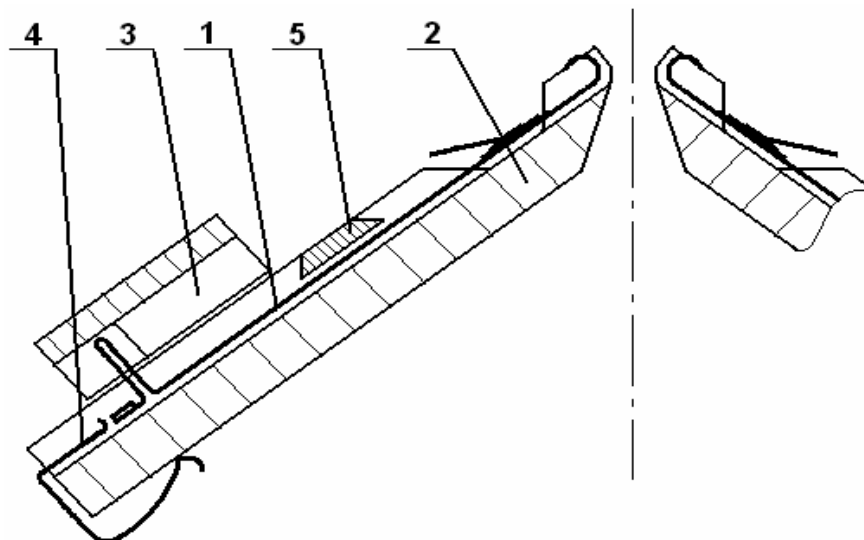
Obr.5.11. Zjednodušená dráha pohybu jehel

Obvyklým způsobem tvorby chytové kličky probíhá podle dráhy jehly (b). Jehla je zvednuta jen do chytové polohy, kdy staré očko

zůstane na otevřeném jazýčku jehly (nepřepadne přes stvol jehly). Při dalším pohybu jehla zachytí nit z vodiče a při jejím snížení do zatahovací polohy vytvoří z nitě chytovou kličku. Druhým způsob (c) znázorňuje dráhu pohybu jehly při *tvorbě chytu stahovači*. jehla zvednuta do uzavírací polohy a následně stažena do polohy chytové, zachytí nit a dále je stahována jen o tolik, aby staré očko nepřepadlo přes hlavu jehly (nebylo odhozeno), tím zachycená nit vytvoří chytovou kličku. Následným zvednutím jehly do uzavírací polohy sklouzne staré očko a chytová klička zůstane na stvolu jehly a obě jsou následným očkem zapleteny. Rozdíl je v tom, že tomuto způsobu tvorby chytové kličky nebyla jehla stažena do zatahovací polohy a tím je vytvořená chytová klička kratší.

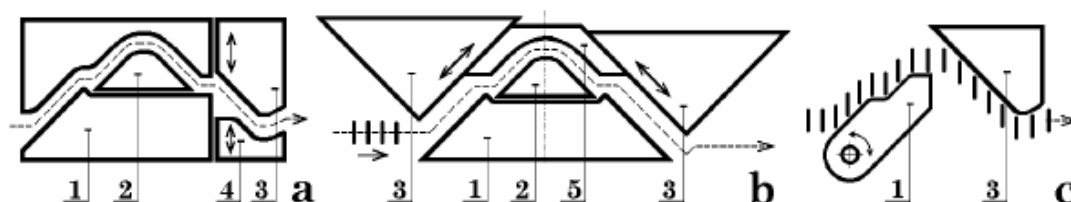
5.5 Pracovní ústrojí pletacích strojů

Hlavní části pracovního ústrojí jsou pletací jehly, lůžka a zámky. *Lůžka* slouží k uložení pletacích jehel ve svých drážkách a zároveň realizují odhazovací rovinu. Ilustračně je naznačena funkce lůžka na Obr.5.12 kde je nakreslen řez pracovním ústrojím plochého pletacího stroje. Přední hrany žebra lůžka 2, které tvoří zmíněnou odhazovou rovinu, zajišťují správnou polohu úpletu jak při zvedání jehel 1, tak při nanášení, odhozu a zatahování. V pracovní poloze jsou jehly podpírány pery 4. Jehla by se jinak mohla samovolně sesunout do mimopracovní polohy nebo do polohy, v které by kolénko bylo na úrovni hrany zámku a to zejména v případě, kdy v háčku jehly není očko. V mimopracovní poloze je kolénko jehly pod úrovní zámků 3 a jehla se tudíž nemůže pohybovat v drážce lůžka. Proti samovolnému vypadnutí jehly z drážky slouží rybinovitě uložený závěr jehel 5.



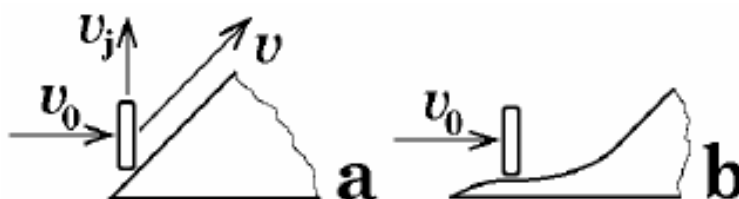
Obr.5.12. Řez pracovního ústrojí plochého pletacího stroje

Zámky (vačky) jsou seskupeny tak, že vytvářejí zámkovou dráhu. U okrouhlých strojů stačí jednosměrná dráha (Obr. 5.13.a, c), ploché stroje pracují obousměrně (b). Pohyb jehel vzhůru zajišťují zvedače. Chytový zámek 1 zvedá jehly do polohy chytové a uzavírací 2 Obr. 5.13.a, b. Pohyb dolů provádějí stahovače 3. Jejich poloha je seřiditelná, což umožňuje měnit hloubku zatahování a tím i hustotu pleteniny. Protizámek 4 uzavírá dráhu pod stahovačem, což zlepšuje stejnoměrnost pleteniny, neboť se nemůže negativně uplatnit setrvačnost jehly. Příklad otevřené dráhy se zvedačem vcelku je na Obr. 5.13.c. Seskupení zámků, schopné vytvořit jeden řádek pleteniny, se nazývá zámkový systém. Na strojích bývá takových systémů více (na MPS většinou do 4, na VPS do 120).



Obr.5.13. Příklad zámků pletacích strojů

Tzv. lineární zámky mají rovinné funkční plochy a zámková dráha je v tomto případě složena z úseček, viz Obr. 5.14.a. Při nabíhání kolénka na zámek přitom dochází k rázu, tj. ke skoku v rychlosti, který je doprovázen extrémní hodnotou zrychlení a působením



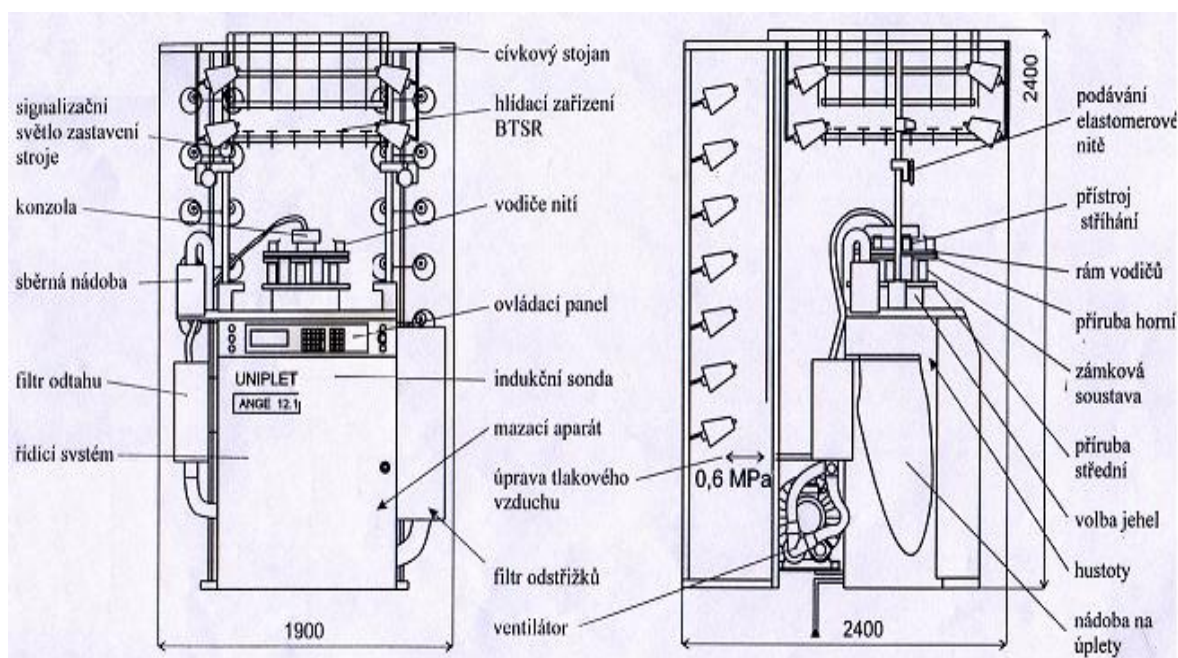
Obr.5.14. Lineární a nelineární zámky

veliké dynamické síly. Řešením jsou nelineární zámky s matematicky modelovanou křivkovou drahou (např. polynomem), Obr.5.14.b.

5.6 Okrouhlý maloprůměrový jednoválcový pletací stroj ANGE 12.2

ANGE 12.2 je bezbubnový maloprůměrový jednoválcový plně elektronický čtyřsystémový pletací stroj s jedním dalším pomocným systémem pro výrobu ponožkového zboží. Tento stroj je vybaven elektropneumatickým ovládáním zámkové soustavy, víka platinového věnce, vodičů nití a přístrojových zámků, pohonem stroje bezkartáčovým střídavým synchronním servomotorem, podáváním gumy s krokovými motory, elektromagnetickou páčkou volby jehel, elektronickým řídicím systémem.

Dělení stroje:	Průměr jehelního válce	3 3/4" (95 mm)
	základní typ	14 E
	Počet jehel základního typu	168



Obr.5.15. Umístění jednotlivých funkčních celků na stroji ANGE 12.2

5.7 Krokový motor

Elektrický pohon lze definovat jako soustavu vytvořenou vhodnou kombinací elektrotechnických zařízení pro elektromechanickou přeměnu energie a pro tvorbu, přenos a zpracování signálů řídících tuto elektromechanickou přeměnu. Vstupní signály jsou určeny obsluhou nebo nadřazeným řídicím, regulačním nebo automatizačním členem. Výstupní veličiny jsou parametry mechanického pohybu. Krokové motory (KM) jsou zpravidla používány jako výkonové prvky ve strukturách elektrických pohonů pro nastavování polohy a rychlosti bez zpětné vazby. Jejich oblast použití sahá od jednoduchých pohybů od bodu k bodu přes rychlé časově krátké posuvy (v textilním oboru, počítačích a kancelářských zařízeních) až k přesným dvou a tří osovým polohovacím robotům. Dalším okruhem aplikací je řízení otáček s realizací přímého pohonu vřetene strojů, pohonů různých dávkovačů, čerpadel, navíječek apod.

Vyznačují se rychlým uváděním do provozu bez náročného nastavování parametrů regulátorů s relativní nezávislostí na zatížení a připojených momentech setrvačnosti. Pracují s minimální údržbou po celou dobu své životnosti. Charakteristickou vlastností motoru je otáčení hřídele po krocích. Jedna otáčka je složena z pevně definovaného počtu kroků, který odpovídá konstrukci a způsobu řízení. Nemluvíme zde tedy o rychlostech otáčení (otáčkách), ale o frekvenci krokování. Motory využívají svůj maximální moment již od nejnižší rychlosti, což je jednou z jejich specifických vlastností.

Velkou předností krokových motorů je, že pracují bez nákladných snímačů otáček nebo polohy, jsou jednodušší a tím i provozně spolehlivější a levnější. Řízení se typicky provádí v přímé větvi bez zpětné vazby. Jedinou podmínkou spolehlivé funkce je jejich správné dimenzování ve všech provozních režimech. Mají vysokou životnost a jsou bezúdržbové.

V jednoduchých aplikacích jsou většinou používány dvoufázové krokové motory. V pohonech s mikrokrokovým pohybem mají uplatnění pětifázové motory. Rostoucí požadavky na moderní krokové motory, zejména snížení hlučnosti a zvýšení výkonu, vedou k používání třífázových krokových motorů, které v sobě slučují všechny nejlepší vlastností používaných 2f a 5f motorů. Jsou schopny odevzdat o 30-50 % vyšší výkon. Díky své vyšší účinnosti jsou tak rozměrově menší při stejném kroutícím momentu.

5.7.1 Princip funkce krokových motorů

Základním principem KM je pohyb rotoru o jeden krok. Krok je definován jako mechanická odezva rotoru KM na jeden řídicí impuls řídicí jednotky, při níž vykoná rotor pohyb z výchozí magnetické klidové polohy do nejbližší magnetické klidové polohy. Změna polohy se dosahuje změnou napájení vinutí jednotlivých fází statoru. Po sepnutí určité fáze se rotor snaží natočit tak, aby výsledný magnetický odpor byl minimální. U nezatíženého motoru se tedy sesouhlasí poloha zubů

statoru a rotoru. V této poloze má motor nulový statický vazební moment a při vychýlení vnější zátěží moment stroje narůstá a maximální hodnota statického vazebního momentu odpovídá natočení o čtvrtinu kroku. Jedno mechanické otočení hřídele krokového motoru o 360° představuje určitý počet kroků, jejichž počet je dán konstrukcí motoru a způsobem řízení. Řídicí kmitočet je definován jako kmitočet řídicího signálu v Hz nebo v kHz.

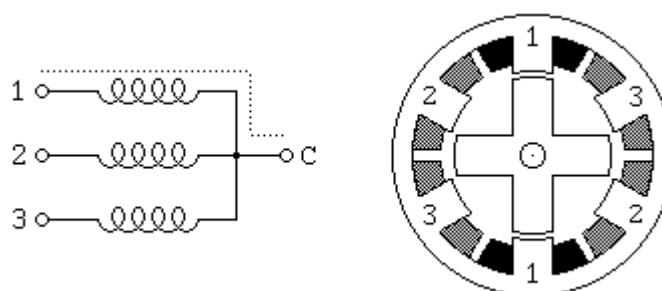
Počet otáček je definován:

$$n = \frac{60 \cdot f_z \cdot \alpha}{360} \quad (5.1)$$

kde je f_z kmitočet kroku [Hz]

α úhel kroku [$^\circ$]

Princip je přehledně zobrazen na následujícím obrázku:



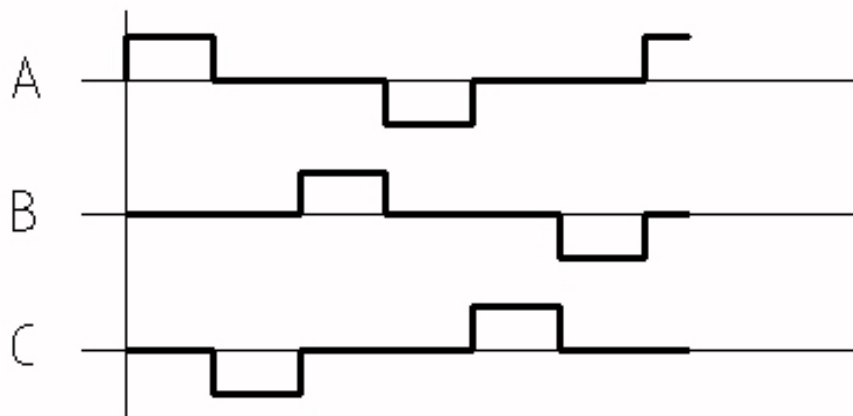
Obr. 5.16. Princip krokování

5.7.2 Řízení krokových motorů

Nejjednodušším způsobem řízení krokových motorů je spínání buzení pro celé kroky. V tomto režimu je vždy napájeno jen vinutí jedné fáze statoru (A, B nebo C) a to jmenovitým proudem kladné nebo záporné polaritě (viz Obr. 5.17) Při tomto režimu je počet kroků na otáčku dán vztahem:

$$z = k \cdot p \cdot m \quad (5.2)$$

kde k je konstanta pro řízení po celých krocích, p je počet pól párů
a m je počet fází motoru



Obr. 5.17. Spínání fází krokového motoru pro celý krok

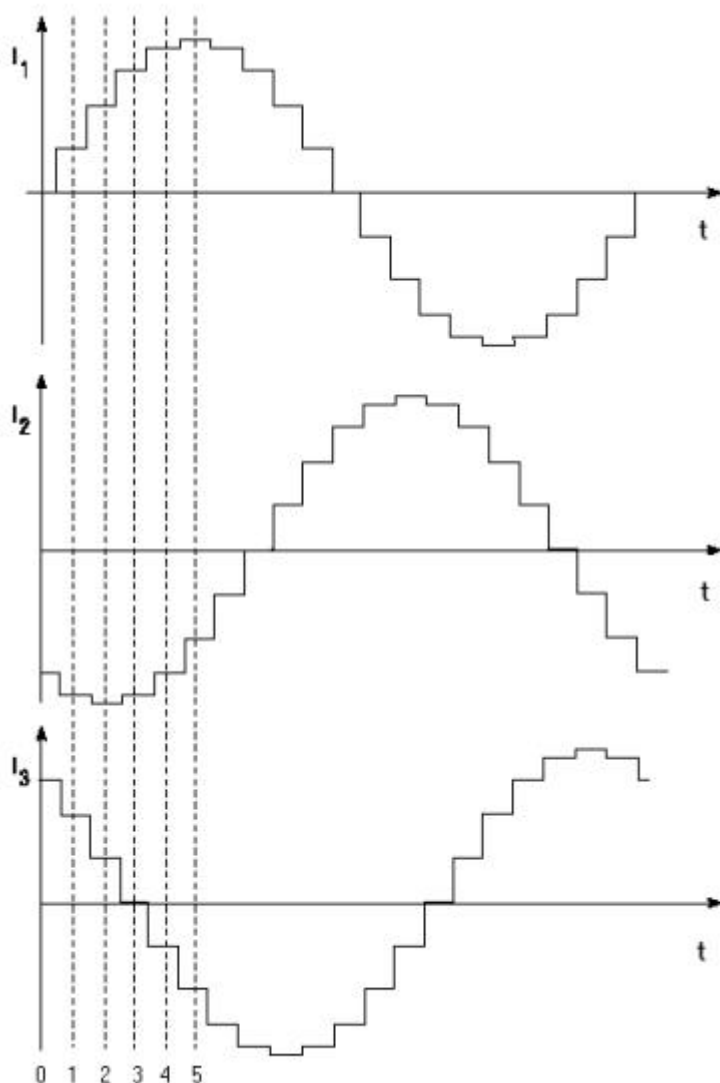
Tento způsob krokování je zastaralý pro svoje výrazné přechodové děje, pulzující moment a nestabilitu krokových motorů při různých budících frekvencích.

Se zvýšenými nároky na přesnost pohybu se dnes používá systém řízení mikrokrokování (MK), který odstraňuje nežádoucí jevy řízení po celých krocích. Nejpoužívanějším typem MK v řídicích jednotkách je postupné zvyšování respektive snižování budícího proudu pro generování rotujícího magnetického pole pomocí trojfázové sinusové funkce metodou PWM (pulsně šířkové modulace). Napájení sinusovým proudem vede ke snížení obsahu vyšších harmonických, snížení ztrát, snížení hlučnosti a rovnoměrnějšímu momentu. Čím je více změn na periodu (sinusovky), tím může být frekvence krokování větší.

Počet změn na periodu v praxi bývá $k = 4, 8, 10, 20$ a u přesnějších aplikací i vyšší. Počet kroků na otáčku při tomto způsobu řízení je:

$$z = k \cdot p \quad (5.3)$$

kde k je počet změn proudu (mikrokroků) na jednu periodu proudu
a p je počet pólpárů krokového motoru.

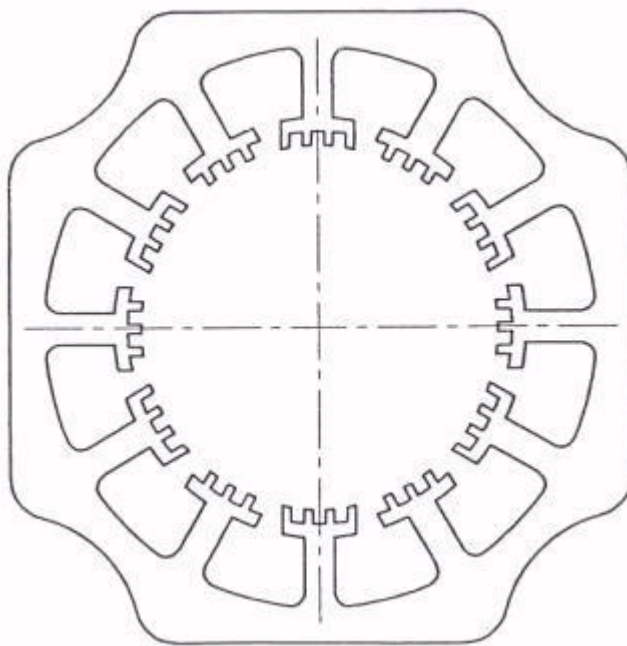


Obr 5.18. Spínání fází krokového motoru v režimu mikrokrokování
sinusovou funkcí

Například pokud má rotační trojfázový krokový motor 50 pólpárů ($p = 50$) a jeden základní krok je rozdělen na 20 mikrokroků ($k = 20$), tak podle uvedeného vztahu (5.3) má motor 1000 kroků na otáčku, což odpovídá velikosti kroku $\alpha = 0,36^\circ$.

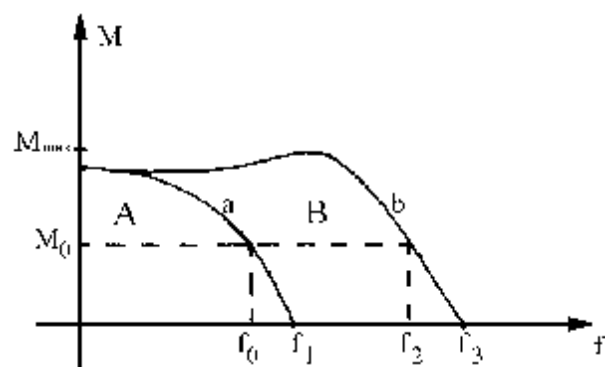
5.7.3 Rotační krokový motor

Při navrhování pohonu s krokovým motorem pro danou aplikaci vybíráme motor podle rozběhových a provozních charakteristik, jež nám také udává výrobce pro daný typ motoru. Rozběhová charakteristika udává mezní frekvenci, jakou se motor může (při daném zátěžném momentu) rozběhnout nebo zastavit bez ztráty kroku, a to při skokové změně rychlosti - tedy bez rozběhové rampy. Na vyšší rychlost se motor s takovou zátěží rozběhne jen po rampě.



Obr 5.19. Tvar statoru trojfázového krokového motoru

Při rozběhu pohonu nesmí být překročena hodnota řídicí frekvence (tj. rychlosti otáčení) právě podle momentové charakteristiky Obr. 5.20. Tato charakteristika platí pro motor s připojeným konkrétním momentem setrvačnosti a zatížený příslušným momentem. Překročení těchto parametrů vede ke ztrátě kroku a tím díky absenci zpětné vazby ke ztrátě informace o poloze rotoru. Stejně zásady platí i pro zastavování motoru. Provozní charakteristika nám udává mezní moment, který jsme schopni s motorem na dané frekvenci vyvinout.



Obr. 5.20. Momentová charakteristika krokového motoru

Motor zatížený vyšším momentem se nerozeběhne ani po rozběhové rampě a opět ztrácí krok.

6 Řízení hustoty pleteniny

Hustota pleteniny patří mezi nejvýznamnější vlastnosti, které charakterizují pleteninu. S hustotou souvisí další významné vlastnosti jako pružnost, tažnost a v neposlední řadě i její estetické vlastnosti.

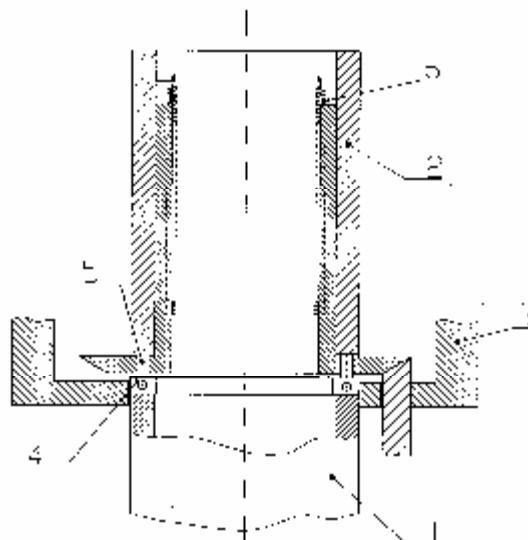
Tuto vlastnost pleteniny ovlivňuje především délka zatažení očka, což je parametr daný vzdáleností háčků jehel od roviny odhazovacích platin. Z toho tedy vyplývá, že základem změny hustoty pleteniny je změna délky příze v očku, kterou lze realizovat

- a) změnou velikosti zatažení očka
- b) změnou velikosti odtahu
- c) změnou napětí příze

Nejužívanějším principem změny hustoty pleteniny je změna velikosti zatažení očka realizovaná v podstatě dvěma způsoby

- 1) změnou polohy odhazovacích roviny
- 2) změnou polohy zatahovacích zámků

Řízení hustoty pleteniny změnou polohy odhazovací roviny je realizováno vertikální změnou polohy jehelního válce, čímž dojde ke změně vzdálenosti mezi háčkem jehly a rovinou odhazovacích platin. Princip řízení je patrný z Obr.6.1.

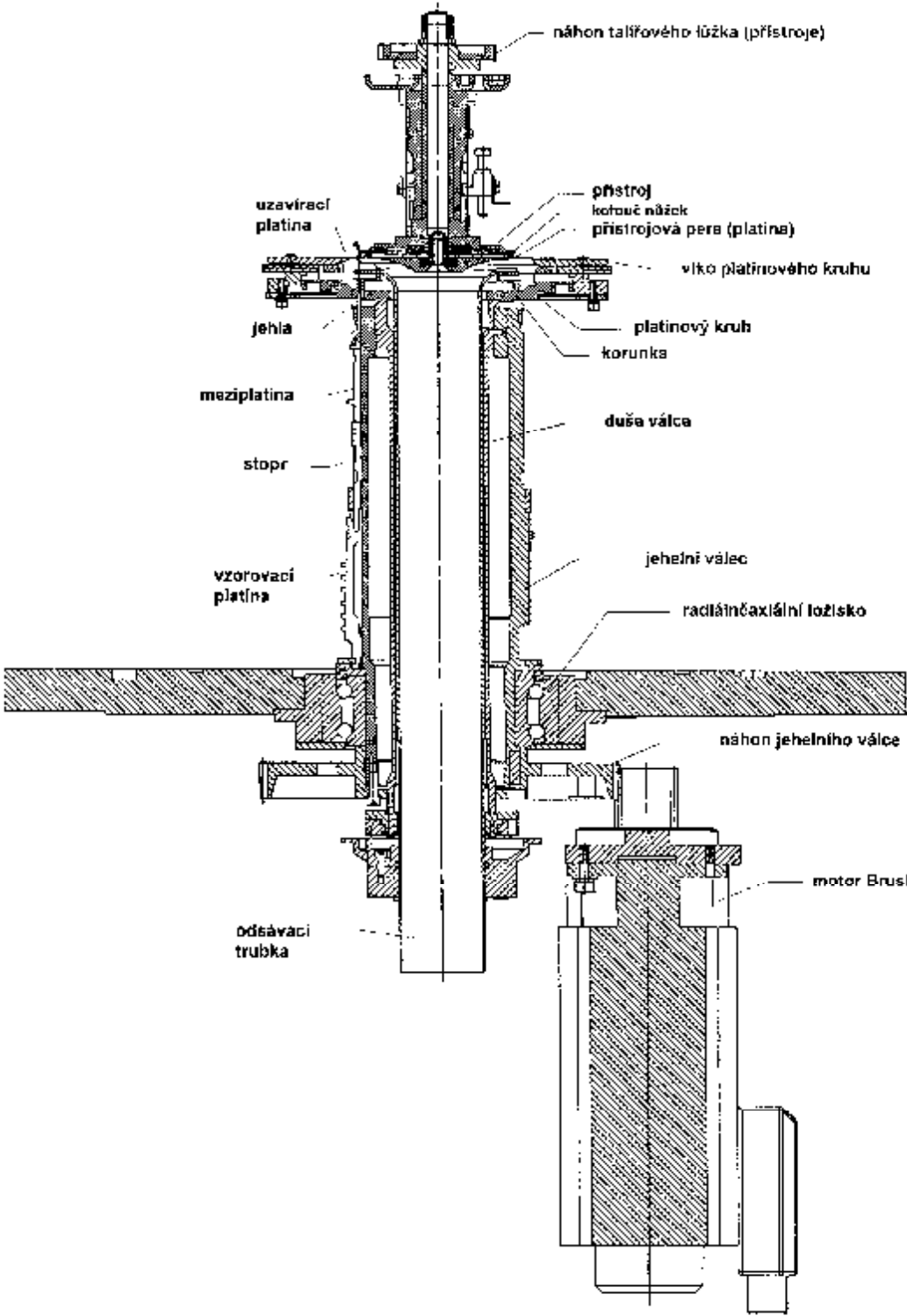


Obr. 6.1. Zařízení pro změnu hustoty příze změnou vertikální polohy jehelního válce

Jehelní válec 2, který se otáčí spolu s talířovým kruhem 3 je uložen přes axiální ložisko 4 na hustotovém válci 1. Prostřednictvím tohoto válce se pohybuje ve směru vertikálním, čímž dochází ke změně vzdálenosti roviny odhazovacích platin a háčků jehel, neboť současně s jehelním válcem se pohybují i odhazovací platiny uložené v platinovém kruhu.

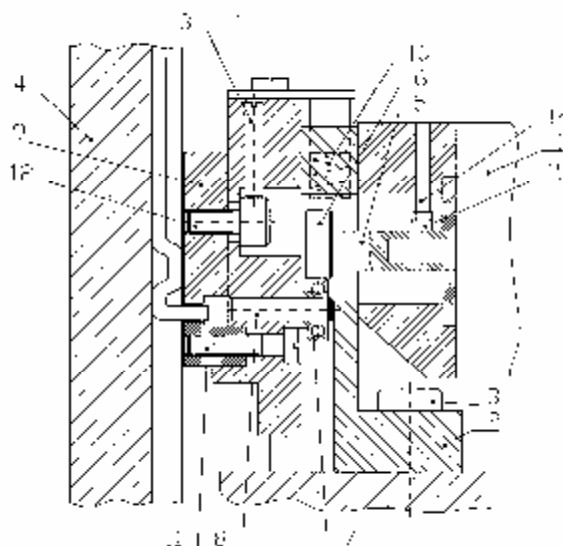
Tento systém řízení hustoty pleteniny má řadu nevýhod. Představuje problémy s uložením jehelního válce, u vícesystémových pletacích strojů neumožňuje řízení v jednotlivých systémech a zejména neumožňuje rychlé změny hustoty při vyšších výkonech. Z tohoto důvodu je tento princip neperspektivní.

Na Obr. 6.2. je skutečné provedení na maloprůměrovém jednoválcovém stroji. V jehelním válci je vložena duše, která se otáčí s jehelním válcem a je svisle posuvná. V horní části je na duši upevněna korunka s platinovým kruhem, ve které jsou osazeny uzavírací platiny. Ve spodní části je duše přes ložiska podpírána stacionárním kruhem, který lze výškově přestavovat a tím snižovat či zvyšovat zatahovací rovinu uzavíracích platin vůči jehlám a tím



Obr. 6.2. Řez jehelním válcem jednoválcového punčochového stroje

Druhým způsobem řízení hustoty pleteniny je vertikální posuv zatahovacích zámků vůči odhazovací rovině. Na Obr.6.3. je uvedeno zařízení pro posuv zámku 9 pomocí vačky 6 a krokového motoru 1. Vačka 6 s kladičkou 7 pohybuje zámkem ve směru dolů, zpět je vrácen zámek pomocí pružiny 10. Šrouby 11, 12, 13 slouží k přesnému nastavení zámků.

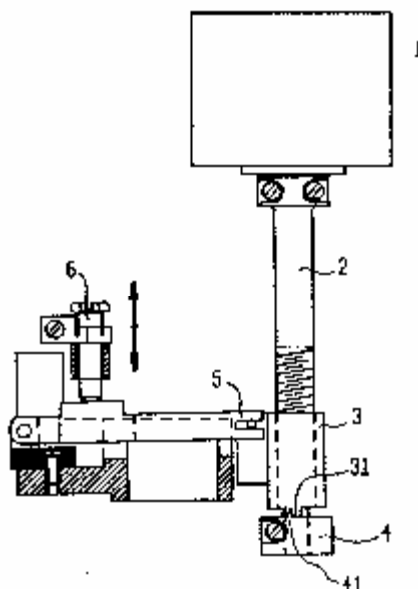


Obr.6.3. Posuv zatahovacích zámků pomocí vačkového mechanismu.

Vačkový mechanismus, který realizuje posuvový pohyb zámků, omezuje maximální pootočení hřídele krokového motoru na úhel menší než 360°. Tím je zároveň omezen i maximální počet kroků motoru, což se může projevit v nedostatečné přesnosti. Výchozí poloha je realizována dorazem na vačkovém hřídeli, což omezuje i výkon stroje neboť při vyšších rychlostech může docházet k odskoku na dorazu.

Nespornou výhodou tohoto zařízení je přemísťování podstatně menších hmotností, řešení je mechanicky jednoduché a lze řídit každý systém stroje samostatně.

Těchto výhod využívá další způsob posuvu zatahovacích zámků jehož princip je patrný z Obr.6.4.



Obr.6.4. Posuv zatahovacích zámků pomocí pohybového šroubu a
krokového motoru

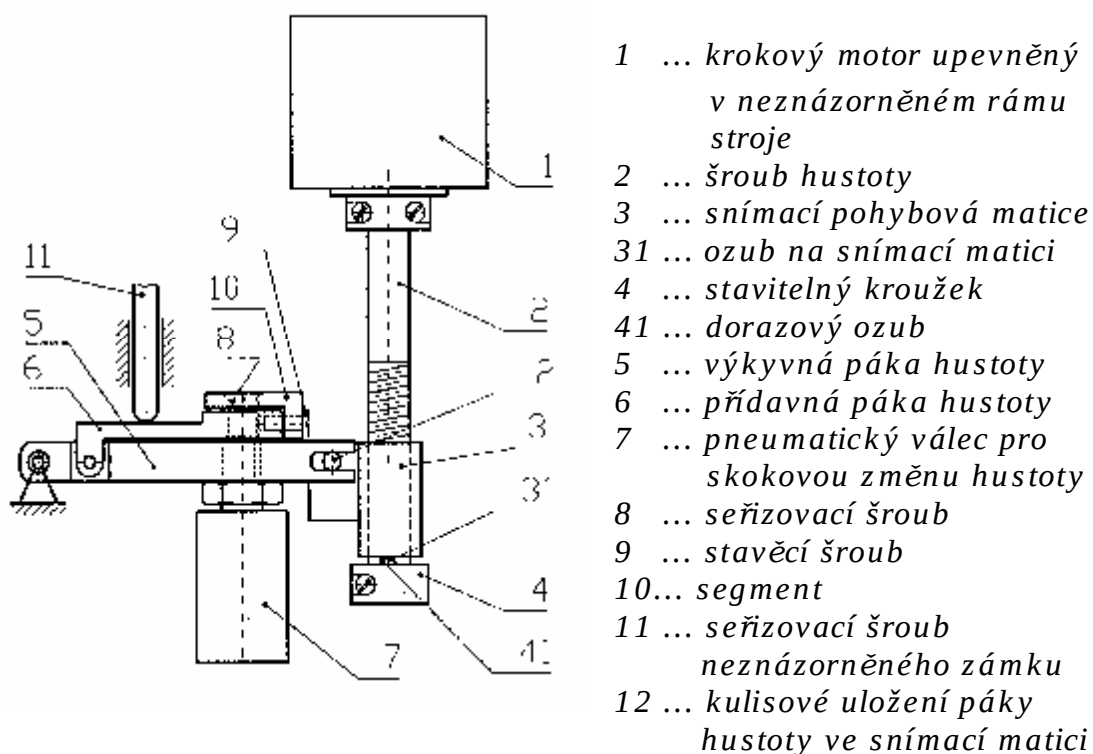
Vačkový mechanismus je zde nahrazen vahadlem 5, maticí 3 a šroubem 2, který je poháněn krokovým motorem 1. Zatahovací zámek je posouván vahadlem 5 přes seřizovací šroub 6 směrem vzhůru. Zpět se vrací pomocí pružiny. Výchozí poloha je dána dorazovými hranami 31 a 41 na matici šroubu.

Počet kroků motoru je ovládán povelý od řídicího systému pletacího stroje. Další výhodou tohoto řešení je vysoké rozlišení polohy zatahovacího zámku. Např. při kroku motoru $1,8^\circ$ a stoupání šroubu 2 mm odpovídá jednomu kroku motoru 0,01 mm zdvihu matice, který se ještě zmenší převodem na výkyvném rameni 5.

Technologie pletení zejména punčochového zboží vyžaduje řízení hustoty pleteniny plynule s přesností 0,05 mm ale též skokově. Při skokové změně je vyžadována poměrně rychlá změna polohy zámku o 0,4 mm v čase 6 ms.

Tento požadavek je na pletacím stroji řešen dalším přídatným ramenem 6, řízeným pneumatickým válcem 7 se seřizovacím šroubem 8 zajištěným dalším šroubem 9 a segmentem 10 (Obr.6.5).

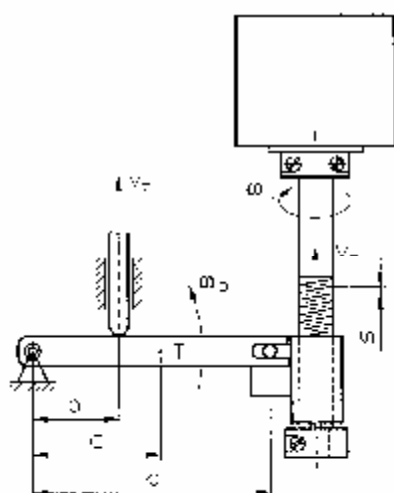
Cílem je navrhnout zařízení, které by obě uvedené funkce řízení hustoty pleteniny provádělo použitím jediného pohonu.



Obr.6.5. Plynulé a skokové řízení hustoty

6.1 Mechanismus pro skokové řízení hustoty pleteniny

Vhodným řešením pro pohon takového zařízení se jeví krokový motor, který může pracovat v otevřené smyčce a nepotřebuje zpětnou vazbu. Problematická však zůstává otázka dynamického přetížení, kdy motor ztrácí kroky a stává se tak nespolehlivým. Této otázce je nutné věnovat velkou pozornost. S ohledem na tyto skutečnosti je nutné provést důkladnou dynamickou analýzu mechanické části, volit vhodný převodový poměr tak, aby zatěžující dynamický moment a frekvence kroků motoru vyhovovaly charakteristikám použitých krokových motorů.



v_z ... rychlost zámku
 w_p ... úhlová rychlost páky
 v_m ... rychlost snímací hlavice
 $w_{\dot{s}}$... úhlová rychlost šroubu hustoty

Základní rozměry:

$a = 14,5 \text{ mm}$
 $b = 47,5 \text{ mm}$
 $c = 23,695 \text{ mm}$
 Stoupání šroubu $s = 1,25 \text{ mm}$

Použitý krokový motor firmy MAE:

MAE HY 200 1713

Obr.6.6. Mechanismus řízení hustoty pleteniny

Dynamická analýza vychází ze základní pohybové rovnice soustavy ve tvaru

$$I_{red} \varepsilon_{\dot{s}} = M_{red} \quad (6.1)$$

kde I_{red} je redukovaný moment setrvačnosti redukčního členu na nějž jsou redukovány všechny hmoty soustavy (pohybový šroub)

$\varepsilon_{\dot{s}}$ je zrychlení redukčního členu, kterým je pohybový šroub

M_{red} je silový moment daný redukcí všech silových účinků na soustavu.

Redukovaný moment setrvačnosti redukčního členu je dán rovností kinetických energií redukčního členu a celé soustavy podle vztahu

$$\frac{1}{2} I_{red} v_{\dot{s}}^2 = \frac{1}{2} m_z v_z^2 + \frac{1}{2} I_p v_p^2 + \frac{1}{2} m_M v_M^2 + \frac{1}{2} I_{\dot{s}} v_{\dot{s}}^2 \quad (6.2)$$

a tedy

$$I_{red} = m_z \left(\frac{a \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot b} \right)^2 + I_p \left(\frac{s}{2 \cdot \pi \cdot b} \right)^2 + m_M \left(\frac{s}{2 \cdot \pi} \right)^2 + I_{\xi} \quad (6.3)$$

kde

I_{red} je redukovaný hmotný moment setrvačnosti redukčního členu

v_{ξ} je úhlová rychlost redukčního členu

m_z je hmotnost kompletního zámku

v_z rychlost zámku

I_p hmotný moment setrvačnosti páky hustoty

v_p úhlová rychlost páky hustoty

m_M hmotnost matice

v_M rychlost matice

I_{ξ} hmotný moment setrvačnosti šroubu hustoty

Hmotové parametry jednotlivých členů soustavy byly určeny výpočtem a jejich hodnoty jsou sestaveny v Tabulce 6.1.

Tabulka 6.1. Hmotové a silové parametry soustavy

I_p [kg m ²]	I_{ξ} [kg m ²]	m_M [kg]	m_z [kg]	F_j [N]	F_p [N]	F_z [N]
$82,07 \cdot 10^{-7}$	$8,66 \cdot 10^{-7}$	$15 \cdot 10^{-3}$	$180 \cdot 10^{-3}$	30	65	36,8

Z rovnosti výkonu na redukčním členu a na všech členech soustavy lze určit redukovaný silový moment působící na redukční člen ve tvaru

$$M_{red} = -F_z \frac{a \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot b} - m_p g \frac{s \cdot c}{2 \cdot \pi \cdot b} - m_M g \frac{s}{2 \cdot \pi} + M_H \quad (6.4)$$

F_z je výsledná síla působící na zatahovací zámek a je dána vztahem

$$F_z = -F_j + F_p + m_z g \quad (6.5)$$

kde F_j je výsledná síla od jehel působících na zámek $F_j = 30 \text{ N}$

F_p je síla od pružin (2x2 seriově řazené pružiny) $F_p = 65 \text{ N}$

Užitím vztahu (6.3) a (6.4) v pohybové rovnici (6.1) můžeme vyjádřit hnací moment ve tvaru

$$M_H = \left[m_z \left(\frac{a \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot b} \right)^2 + I_p \left(\frac{s}{2 \cdot \pi \cdot b} \right)^2 + m_M \left(\frac{s}{2 \cdot \pi} \right)^2 + I_{\dot{s}} \right] \varepsilon_{\dot{s}} + \\ + F \frac{a \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot b} + m_p g \frac{s \cdot c}{2 \cdot \pi \cdot b} + m_M g \frac{s}{2 \cdot \pi} \quad (6.6)$$

Pro předepsané hodnoty zdvihu $h = 0,4 \text{ mm}$ v čase $t = 0,006 \text{ s}$ je nutné zajistit potřebnou hodnotu zrychlení, což zároveň klade poměrně vysoké nároky na hnací jednotku, kterou je krokový motor. Dle informací získaných od výrobce je použitý krokový motor schopen náběhu frekvence

z nuly na 1000 kroků/s za 1,6 ms

z nuly na 2000 kroků/s za 3,3 ms

Za předpokladu, že nedojde k překročení zatěžovacího momentu na motoru nad hodnoty dané momentovou charakteristikou motoru. Uvažujeme-li pouze úsek rozběhu zámku na dráze h s konstantním zrychlením pak hodnota tohoto zrychlení je dána vztahem

$$a_z = \frac{2h}{t^2} \quad (6.7)$$

Pro požadované hodnoty $h = 0,4 \text{ mm}$ a $t = 0,006 \text{ s}$ je hodnota zrychlení $a_z = 22,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.

S ohledem na výrobcem uváděné maximální hodnoty zrychlení krokového motoru lze docílit pomocí stávajícího provedení zrychlení zámku $a_z = 1,17 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ (stoupání na šroubu $s = 1,25 \text{ mm}$).

V tab.6.2. jsou uvedeny hodnoty zrychlení a_z a potřebného hnacího momentu M_H v závislosti na stoupání závitu pohybového šroubu.

Tabulka 6.2. Porovnání kinematických veličin v závislosti na stoupání šroubu

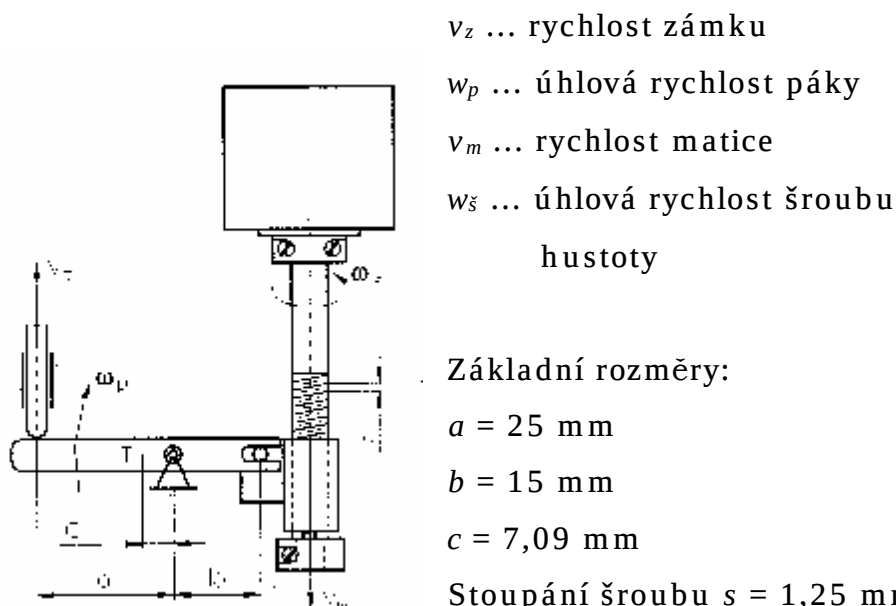
Stoupání šroubu $s \text{ [m]}$	Zrychlení šroubu $[\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}]$	Zrychlení zámku $a_z \text{ [m}\cdot\text{s}^{-2}]$	Potřebný moment $M_H \text{ [Nm]}$
$1,25\cdot 10^{-3}$	19337,45	1,17	0,019
$1,50\cdot 10^{-3}$	19337,45	1,41	0,020
$1,75\cdot 10^{-3}$	19337,45	1,64	0,020
$2,00\cdot 10^{-3}$	19337,45	1,88	0,020
$2,50\cdot 10^{-3}$	19337,45	2,35	0,021
$3,00\cdot 10^{-3}$	19337,45	2,82	0,022
$3,50\cdot 10^{-3}$	19337,45	3,29	0,023
$4,00\cdot 10^{-3}$	19337,45	3,76	0,024
$4,50\cdot 10^{-3}$	19337,45	4,23	0,025
$5,00\cdot 10^{-3}$	19337,45	4,70	0,026
$6,00\cdot 10^{-3}$	19337,45	5,64	0,028
$7,00\cdot 10^{-3}$	19337,45	6,58	0,030
$8,00\cdot 10^{-3}$	19337,45	7,52	0,032
$9,00\cdot 10^{-3}$	19337,45	8,46	0,034
$1,00\cdot 10^{-2}$	19337,45	9,40	0,037
$1,20\cdot 10^{-2}$	19337,45	11,28	0,041
$1,40\cdot 10^{-2}$	19337,45	13,16	0,045
$1,60\cdot 10^{-2}$	19337,45	15,04	0,050
$1,80\cdot 10^{-2}$	19337,45	16,92	0,055
$2,00\cdot 10^{-2}$	19337,45	18,80	0,059
$2,20\cdot 10^{-2}$	19337,45	20,67	0,064
$2,36\cdot 10^{-2}$	19337,45	22,22	0,068

Hodnoty ukazují, že k získání potřebného zrychlení $a_z = 22,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ je nutné realizovat poměrně značný převod mezi pohybovým šroubem a zámkem. Ten je zde dán stoupáním na šroubu $s = 23,6 \text{ mm}$. Tabulka zároveň ukazuje, že hodnoty zatěžujícího momentu M_H nejsou příliš vysoké. Je však nutné si uvědomit, že tyto hodnoty nepočítají s doběhovou fází zdvihu, která situaci ještě zhoršuje.

6.2 Optimální varianta mechanismu pro skokovou změnu hustoty pleteniny

Výše uvedené výsledky ukazují, že řešení mechanismu pro skokovou změnu hustoty pleteniny bude možné realizovat za následujících podmínek:

- 1) Zvýšení převodu mezi pohybovým šroubem a zámkem. Tento požadavek lze splnit úpravou struktury mechanismu dle Obr.6.7.



v_z ... rychlost zámků

w_p ... úhlová rychlost páky

v_m ... rychlost matice

w_s ... úhlová rychlost šroubu
hustoty

Základní rozměry:

$a = 25 \text{ mm}$

$b = 15 \text{ mm}$

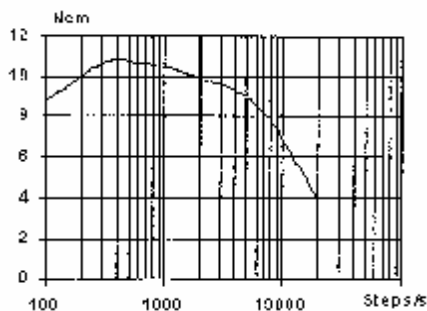
$c = 7,09 \text{ mm}$

Stoupání šroubu $s = 1,25 \text{ mm}$

Použitý krokový motor firmy MAE:

MAE HY 200 1713

Obr.6.7. Upravený mechanismus řízení hustoty pleteniny



Krokový motor MAE HY 200 1713

Úhel kroku $\alpha = 1,8^\circ$

Obr.6.8. Momentová charakteristika

- 2) Zatahovací zámek je možné rozdělit na část nepohyblivou-statickou a část pohyblivou. Pro správnou funkci zámku je nutné pohybovat pouze pohyblivou částí. Díky této úpravě se sníží velikost přestavované hmoty cca na polovinu. Úprava má dále následek snížení počtu jehel, které zámek stahuje. Tím se sníží síla od jehel na hodnotu

$$F_j = 10 \text{ N} \quad (6.8)$$

a odpovídající síla pružin bude

$$F_p = 21,7 \text{ N} \quad (6.9)$$

Celková síla působící na zámek bude tedy

$$F_z = -F_j + F_p + m_z g = 13,5 \text{ N} \quad (6.10)$$

- 3) S ohledem na technologické vlastnosti pleteniny lze považovat změny menší než 0,05 mm za nepodstatné, které se na vzhledu pleteniny neprojeví. Můžeme tedy úsek zdvihu do 0,05 mm časově předřadit před vlastní zdvih zámku. Totéž lze provést i ve fázi doběhové.

Touto úpravou se doba potřebná pro skokovou změnu hustoty výrazně prodlouží, neboť se jedná o parabolický průběh dráhy. Skokovou změnu lze snadno naprogramovat s předřazenými úseky a tím získat další potřebný čas pro zdvih zatahovacího zámku.

Pro dynamickou analýzu struktury mechanismu podle výše uvedených podmínek využijeme pohybové rovnice (6.1).

Tabulka 6.3. Hmotové a silové parametry upraveného mechanismu

I_p [kg m ²]	I_{ξ} [kg m ²]	m_M [kg]	m_z [kg]	F_j [N]	F_p [N]	F_z [N]
23,41.10 ⁻⁷	8,66.10 ⁻⁷	15.10 ⁻³	90.10 ⁻³	10	21,7	13,5

Obdobně jako u stávajícího řešení vyjádříme z pohybové rovnice (6.1) redukčního členu soustavy hnací moment, který musí vyvodit krokový motor, ve tvaru

$$M_H = \left[m_z \left(\frac{a \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot b} \right)^2 + I_p \left(\frac{s}{2 \cdot \pi \cdot b} \right)^2 + m_M \left(\frac{s}{2 \cdot \pi} \right)^2 + I_{\xi} \right] \varepsilon_{\xi} + \\ + F_z \frac{a \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot b} + m_p g \frac{s \cdot c}{2 \cdot \pi \cdot b} - m_M g \frac{s}{2 \cdot \pi} \quad (6.11)$$

Tabulka 6.4. Parametry upraveného mechanismu a krokového motoru

Zatahovací zámek					Dvouramenná páka hustoty		
Síla od jehel F_j [N]	Zrychlení šroubu [rad.s ⁻²]	Zrychlení zámku a_z [m.s ⁻²]	Stoupání šroubu s [m]	Potřebný moment M_m [Nm]	a [mm]	b [mm]	c [mm]
10	19320,8	10,25	2,0	0,05914	25	15	7,09

Informace o motoru		
Moment setrvačnosti rotoru [kg.m ²]	Krokový úhel [°]	Přesnost kroku [%]
18.10 ⁻⁷	1,8	5

Optimální varianta řešení vychází z parametrů daných v tabulce 6.4 a struktury dle Obr.6.7. Výsledné hodnoty kinematických veličin udává tabulka 6.5.

Tabulka 6.5. Hodnoty kinematických veličin optimální varianty mechanismu řízení hustoty

Čas t [s]	Poloha x_z [m]	Frekvence f [krok / s]	Rychlost zámku v_z [ms ⁻¹]	Rychlost šroubu w_{ξ} [rad.s ⁻¹]	Natočení šroubu f [rad]
0	0	0	0	0	0
5,00.10 ⁻⁴	1,28.10 ⁻⁶	307,50	5,13.10 ⁻³	9,66	0,002
1,00.10 ⁻³	5,13.10 ⁻⁶	615,00	1,03.10 ⁻²	19,32	0,010
1,50.10 ⁻³	1,15.10 ⁻⁵	922,50	1,54.10 ⁻²	28,98	0,022
2,00.10 ⁻³	2,05.10 ⁻⁵	1230,00	2,05.10 ⁻²	38,64	0,039
2,50.10 ⁻³	3,20.10 ⁻⁵	1537,50	2,56.10 ⁻²	48,30	0,060
3,12.10 ⁻³	5,00.10 ⁻⁵	1920,03	3,20.10 ⁻²	60,32	0,094
3,50.10 ⁻³	6,28.10 ⁻⁵	2152,50	3,59.10 ⁻²	67,62	0,118
4,00.10 ⁻³	8,20.10 ⁻⁵	2460,00	4,10.10 ⁻²	77,28	0,155
4,50.10 ⁻³	1,04.10 ⁻⁴	2767,50	4,61.10 ⁻²	86,94	0,196
5,00.10 ⁻³	1,28.10 ⁻⁴	3075,00	5,13.10 ⁻²	96,60	0,242
5,50.10 ⁻³	1,55.10 ⁻⁴	3382,50	5,64.10 ⁻²	106,26	0,292
6,25.10 ⁻³	2,00.10 ⁻⁴	3843,75	6,41.10 ⁻²	120,75	0,377
6,50.10 ⁻³	2,16.10 ⁻⁴	3690,05	6,15.10 ⁻²	116,17	0,407
7,00.10 ⁻³	2,45.10 ⁻⁴	3382,55	5,64.10 ⁻²	106,51	0,462
7,50.10 ⁻³	2,72.10 ⁻⁴	3075,05	5,13.10 ⁻²	96,85	0,513
8,00.10 ⁻³	2,96.10 ⁻⁴	2767,55	4,62.10 ⁻²	87,19	0,559
8,50.10 ⁻³	3,18.10 ⁻⁴	2460,05	4,10.10 ⁻²	77,53	0,600
9,00.10 ⁻³	3,38.10 ⁻⁴	2152,55	3,59.10 ⁻²	67,87	0,637
9,12.10 ⁻³	3,42.10 ⁻⁴	2077,52	3,47.10 ⁻²	65,51	0,645
9,50.10 ⁻³	3,54.10 ⁻⁴	1845,05	3,08.10 ⁻²	58,21	0,668
1,00.10 ⁻²	3,68.10 ⁻⁴	1537,55	2,57.10 ⁻²	48,55	0,695
1,05.10 ⁻²	3,80.10 ⁻⁴	1230,05	2,05.10 ⁻²	38,89	0,717
1,10.10 ⁻²	3,89.10 ⁻⁴	922,55	1,54.10 ⁻²	29,23	0,734
1,15.10 ⁻²	3,95.10 ⁻⁴	615,05	1,03.10 ⁻²	19,57	0,746
1,20.10 ⁻²	3,99.10 ⁻⁴	307,55	5,16.10 ⁻³	9,91	0,753
1,25.10 ⁻²	4,00.10 ⁻⁴	0	0	0	0,756

Tato optimální varianta vystačí s výrazně nižším konstantním zrychlením $a_z = 10,25 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Vidíme, že předřazené úseky zdvihu zámku vlastně prodlužují dobu potřebnou ke skokové změně dvakrát, aniž by utrpěla kvalita pleteniny. Maximální frekvence kroků motoru dosahuje hodnoty $3843 \text{ kroků}\cdot\text{s}^{-1}$. Potřebný hnací moment motoru je dán vztahem

$$M_m = M_H + I_r \varepsilon_{\dot{\zeta}} \quad (6.12)$$

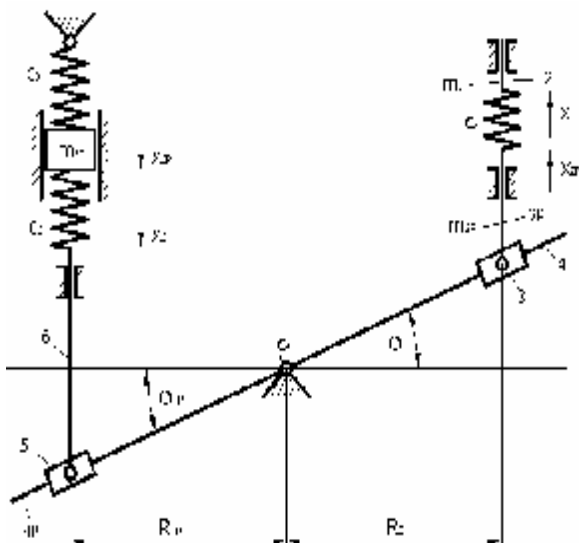
kde I_r je hmotný moment setrvačnosti rotoru motoru
 M_H je hnací moment pro mechanickou část systému

a činí $M_m = 0,059 \text{ N}\cdot\text{m}$.

Maximální rychlost zámku nepřevyšuje $a_z = 6,41\cdot 10^{-2} \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, úhlová rychlost pohybového šroubu $\omega_{\max} = 120 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$ a maximální pootočení rotoru krokového motoru s pohybovým šroubem činí $0,756 \text{ rad}$.

Získané výsledky kladou konkrétní požadavek na řízení krokového motoru, který by měl pracovat tak, že skoková změna se začne realizovat s časovým předstihem daným hodnotou zdvihu např. $0,05 \text{ mm}$ (viz. tabulka 6.5.). Po spuštění bylo nutné zajistit lineární nárůst krokové frekvence až na hodnotu $f_{\max} = 3843 \text{ kroků}\cdot\text{s}^{-1}$. V doběhové části se opět kroková frekvence lineárně snižuje až k nulové hodnotě.

Pro důkladnou analýzu navržených variant elektromechanických systémů řízení hustoty pleteniny byly sestaveny matematické modely. Princip činnosti je patrný z Obr. 6.9, Obr. 6.22 a Obr. 6.23.



Obr.6.9. Mechanismus s pohybovým šroubem

Pohyb z hnacích členů 2 je transformován přes členy 3,4 a 5 na hnaný člen 6, který je v tomto případě posouvajícím se zámkem.

V modelech je respektována elasticita celého mechanismu včetně vazeb mezi jednotlivými členy, která je nahrazena pružnými vazbami mezi členy 2-2P, 4-4P a 6-6P o tuhostech c_2 , c_4 a c_6 .

Hnací člen 2 je uvažován jako nehmotný, hmotnost zámku m_{6P} je vázána k rámu přes vratnou pružinu o tuhosti c_0 , která přispívá k návratu zámku do spodní polohy.

Hmotové parametry a tuhosti pružných vazeb byly určeny experimentálně nebo výpočtem. Koeficienty útlumu k_2 , k_4 a k_6 byly určeny pomocí logaritmických dekrementů sinusového kmitu na základě experimentálních průběhů kinematických veličin na skutečném mechanismu.

Pomocí Lagrangeovy rovnice druhého druhu byly sestaveny pohybové rovnice pro variantu 1 ve tvaru

$$\begin{aligned}
 \mathbb{M}_{2P} (m_{2P} + I_4 \mu_{24}^2) &= -I_4 \mu_{24} v_{24} \dot{\alpha}_{2P}^2 - c_2 (x_{2P} - x_2) + \mu_{24} c_4 (j_{4P} - j_4) - \\
 &\quad - k_2 (\dot{\alpha}_{2P} - \dot{\alpha}_2) + \mu_{24} k_4 (\dot{j}_{4P} - \dot{j}_4) \\
 \mathbb{M}_{4P} (I_{4P} + m_6 \mu_{46}^2) &= -m_6 \mu_{46} v_{46} \dot{\alpha}_{4P}^2 - c_4 (j_{4P} - j_4) + c_6 \mu_{46} (x_{6P} - x_6) - \\
 &\quad - k_4 (\dot{j}_{4P} - \dot{j}_4) + k_6 \mu_{46} (\dot{x}_{6P} - \dot{x}_6) \\
 m_{6P} \mathbb{M}_{6P} &= -c_6 (x_{6P} - x_6) + c_0 (x_0 - x_{6P}) - k_6 (\dot{x}_{6P} - \dot{x}_6)
 \end{aligned} \quad (6.13)$$

kde I_{2P} , I_4 , I_{4P} jsou hmotné momenty setrvačnosti

m_{2P} , m_6 , m_{6P} jsou hmoty členů 2p, 6 a 6P

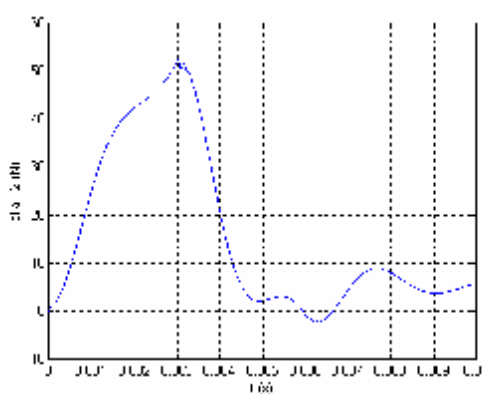
c_2 , c_4 , c_6 , c_o jsou tuhosti pružných vazeb

k_2 , k_4 , k_6 jsou koeficienty tlumení

x_2 , x_{2P} , j_2 , j_{2P} , j_4 , j_{4P} , x_6 , x_{6P} jsou polohy jednotlivých členů

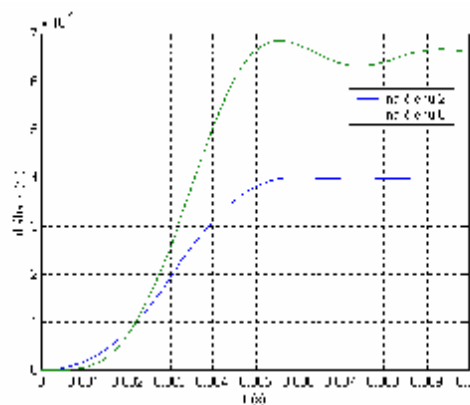
(v rovnicích se vyskytují též jejich časové derivace).

Řešení varianty 1 je na Obr. 6.10, Obr. 6.11, Obr. 6.12, Obr. 6.13, kde jsou znázorněny průběhy kinematických veličin a síly na členu 2 a 6.



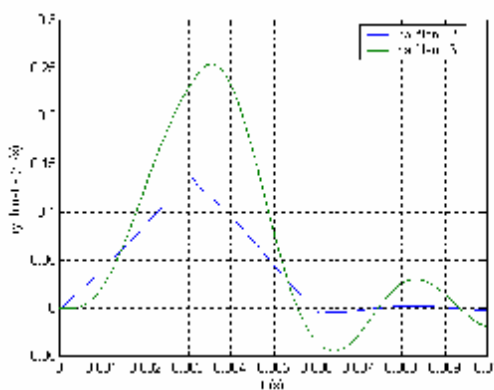
Obr. 6.10. Průběh síly F_2

$$c = 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$



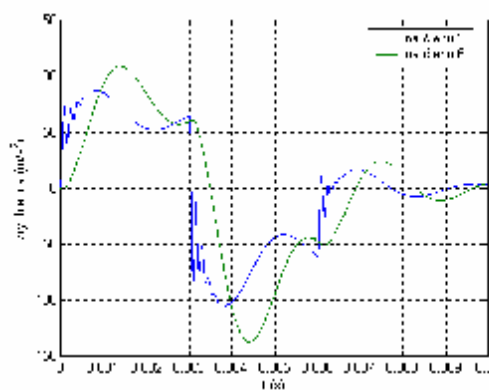
Obr. 6.11. Průběh dráhy x

$$c = 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$



Obr. 6.12. Průběh rychlosti v

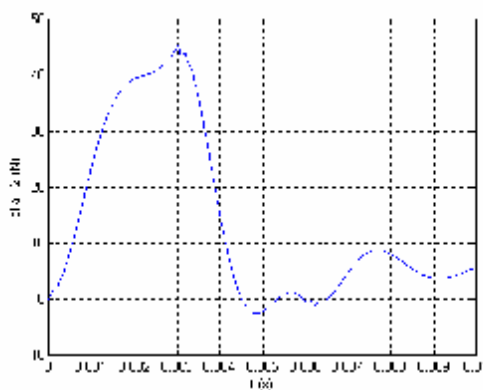
$$c = 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$



Obr. 6.13. Průběh zrychlení a

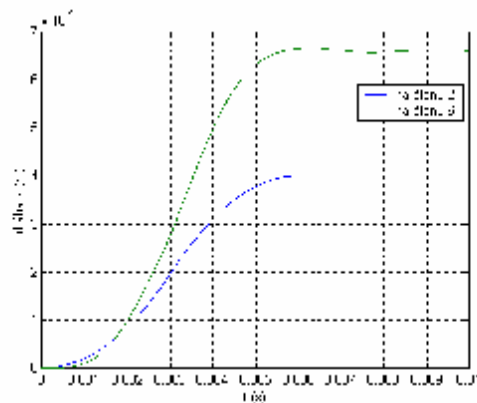
$$c = 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Na Obr. 6.14 – 6.21 jsou tytéž hodnoty pro konstanty tuhosti $c = 7 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ a $c = 5 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$.



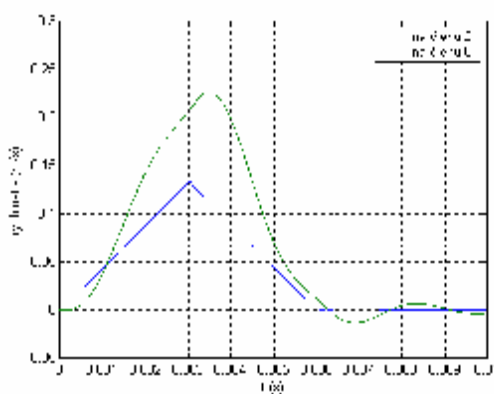
Obr. 6.14. Průběh síly F_2

$$c = 7 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$



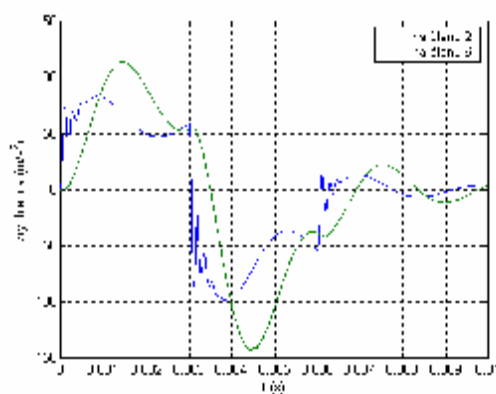
Obr. 6.15. Průběh dráhy x

$$c = 7 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$



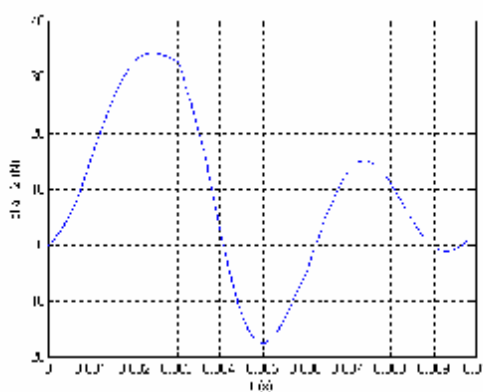
Obr. 6.16. Průběh rychlosti v

$$c = 7 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$



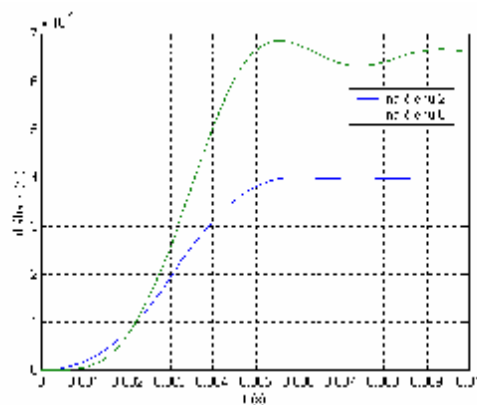
Obr. 6.17. Průběh zrychlení a

$$c = 7 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$



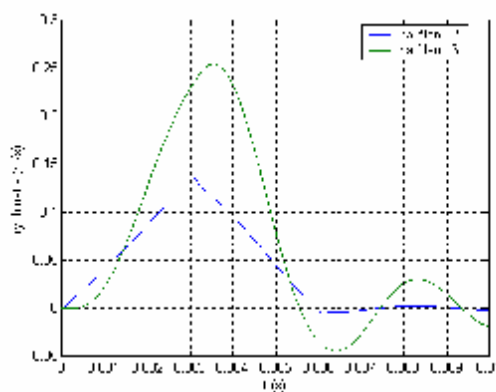
Obr. 6.18. Průběh síly F_2

$$c = 5 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$



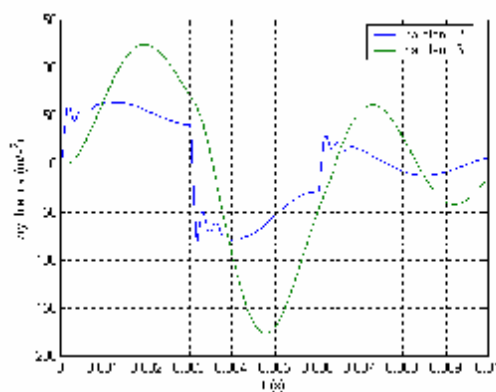
Obr. 6.19. Průběh dráhy x

$$c = 5 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$



Obr. 6.20. Průběh rychlosti v

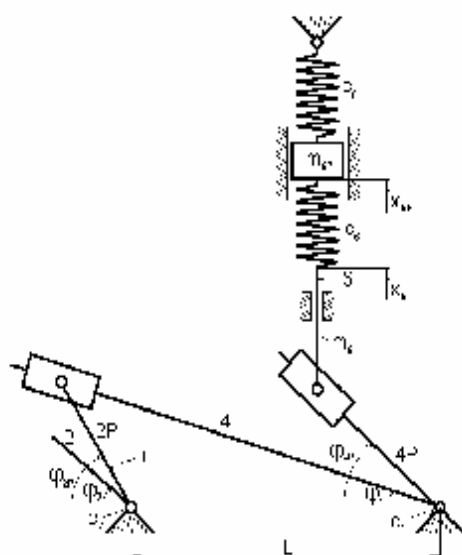
$$c = 5 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$



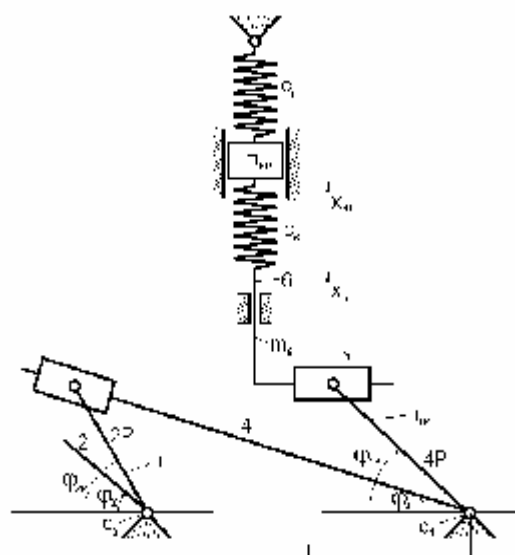
Obr. 6.21. Průběh zrychlení a

$$c = 5 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Z průběhů je patrné, že jejich hodnoty jsou velice závislé na hodnotách tuhosti c_2 , c_6 . Pro tuhost $c_2 = 10^5 \text{ N/m}$ vychází síla na členu 2



Obr.6.22. Mechanismus s jednozvratnou pákou a kulisou



Obr.6.23. Mechanismus s jednozvratnou pákou a vodorovnou kulisou

srovnatelná s předchozím řešením pomocí redukční metody. Maximální hodnota síly působící na členu 2 činí $F_2 = 51 \text{ N}$. Pro přepočet na pohybovém šroubu se stoupáním $s = 2 \text{ mm}$ a s uvažováním koeficientu tření $f = 0,2$ je podle vztahu

$$M_H = F_2 \cdot \frac{d}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + j) \quad (6.14)$$

kde ψ je úhel stoupání a j je třecí úhel, $M_H = 5,8 \text{ N}\cdot\text{cm}$, což je hodnota srovnatelná s předchozím řešením.

Varianty podle Obr. 6.22 a 6.23 se liší v principu od varianty 1 náhonem (náhon pohybovým šroubem a přímý náhon krokovým motorem). Pro matematický popis je možné použít pohybových rovnic (6.13) s tím, že je nutné vložit odpovídající převodové funkce μ_{24} , ν_{24} a μ_{46} , ν_{46} a prvou pohybovou rovnici ve vztazích (6.13) nahradit rovnicí

$$\begin{aligned} \ddot{x}_{2P} (I_{2P} + I_4 \mu_{24}^2) = & -I_4 \mu_{24} \nu_{24} \dot{x}_{2P}^2 - c_2 (\dot{x}_{2P} - \dot{x}_2) + \mu_{24} c_4 (\dot{x}_{4P} - \dot{x}_4) - \\ & - k_2 (\dot{x}_{2P} - \dot{x}_2) + \mu_{24} k_4 (\dot{x}_{4P} - \dot{x}_4) \end{aligned} \quad (6.15)$$

V jednotlivých modelech jsou respektovány vůle na členu 2, 4 příp. 6. Do matematického modelu je můžeme vnést pomocí vztahů

$$\begin{aligned} |x_{2P} - x_2| \leq V_2 & \Rightarrow (x_{2P} - x_2) \rightarrow 0 \\ x_{2P} - x_2 > V_2 & \Rightarrow (x_{2P} - x_2) \rightarrow (x_{2P} - x_2 - V_2) \\ x_{2P} - x_2 < -V_2 & \Rightarrow (x_{2P} - x_2) \rightarrow (x_{2P} - x_2 + V_2) \end{aligned} \quad (6.16)$$

resp.

$$\begin{aligned} |j_{4P} - j_4| \leq \Phi_4 & \Rightarrow (j_{4P} - j_4) \rightarrow 0 \\ j_{4P} - j_4 > \Phi_4 & \Rightarrow (j_{4P} - j_4) \rightarrow (j_{4P} - j_4 - \Phi_4) \\ j_{4P} - j_4 < -\Phi_4 & \Rightarrow (j_{4P} - j_4) \rightarrow (j_{4P} - j_4 + \Phi_4) \end{aligned} \quad (6.17)$$

kde V_2 a F_4 jsou předpokládané vůle na členu 2. Obdobně je možno uvažovat vůle na členech 4 a 6.

Pro jednotlivé varianty matematického modelu jsou určeny první a druhé převodové funkce ve tvaru

Varianta 1:

$$\begin{aligned}\mu_{24} &= \frac{\cos^2 j_4}{R_0} & \mu_{46} &= \frac{R_{0P}}{\cos^2 j_{4P}} \\ v_{24} &= -\frac{2 \cos^3 j_4 \sin j_4}{R_0^2} & v_{46} &= \frac{2R_{0P} \sin j_{4P}}{\cos^3 j_{4P}}\end{aligned}\quad (6.18)$$

Varianta 2:

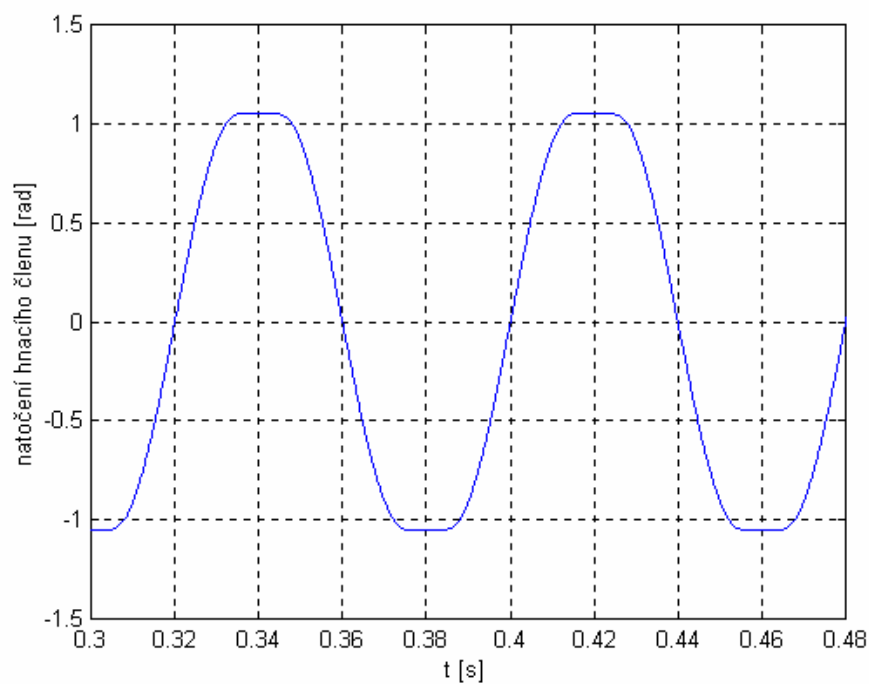
$$\begin{aligned}\mu_{24} &= \frac{rL \cos j_{2P} + r^2}{L^2 + r^2 + 2rL \cos j_{2P}} & \mu_{46} &= \frac{R_0}{\cos^2 j_{4P}} \\ v_{24} &= \frac{rL(r^2 - L^2) \sin j_{2P}}{(L^2 + r^2 + 2rL \cos j_{2P})^2} & v_{46} &= \frac{2R_0 \sin j_{4P}}{\cos^3 j_{4P}}\end{aligned}\quad (6.19)$$

Varianta 3:

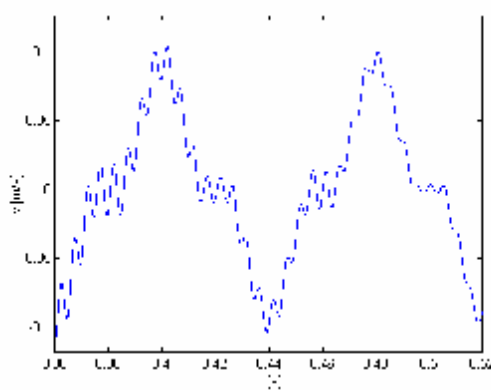
$$\begin{aligned}\mu_{24} &= \frac{rL \cos j_{2P} + r^2}{L^2 + r^2 + 2rL \cos j_{2P}} & \mu_{46} &= r_{4P} \cos j_{4P} \\ v_{24} &= \frac{rL(r^2 - L^2) \sin j_{2P}}{(L^2 + r^2 + 2rL \cos j_{2P})^2} & v_{46} &= -r_{4P} \sin j_{4P}\end{aligned}\quad (6.20)$$

Řešení matematického modelu je provedeno použitím software MATLAB toolbox SIMULINK. Simulační schéma je zobrazeno na Obr. 6.30. Pro ostatní modely je simulační schéma obdobné. Jako vstupní veličinu je možno volit libovolný průběh dráhy x_2 příp. úhlu j_2 . Pro dané varianty 2 a 3 je volen sinusový průběh vstupní veličiny (Obr. 6.24). Výsledné kinematické veličiny určené výpočtem jsou na Obr. 6.26 – 6.29.

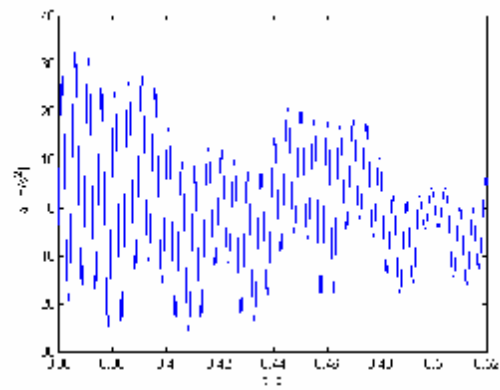
$$j_2 = j_0 \sin \Omega t \quad (6.21)$$



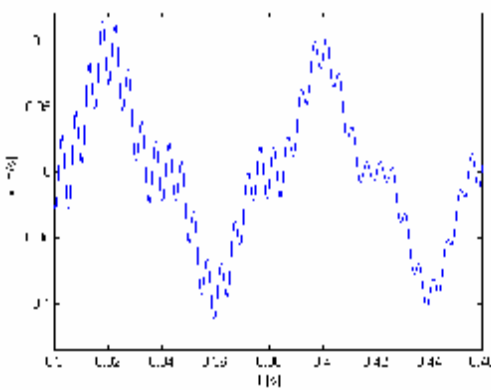
Obr. 6.24 Průběh vstupního signálu



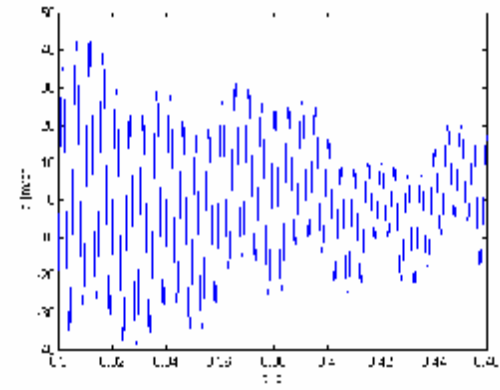
Obr. 6.26. Rychlost členu 6 - var2



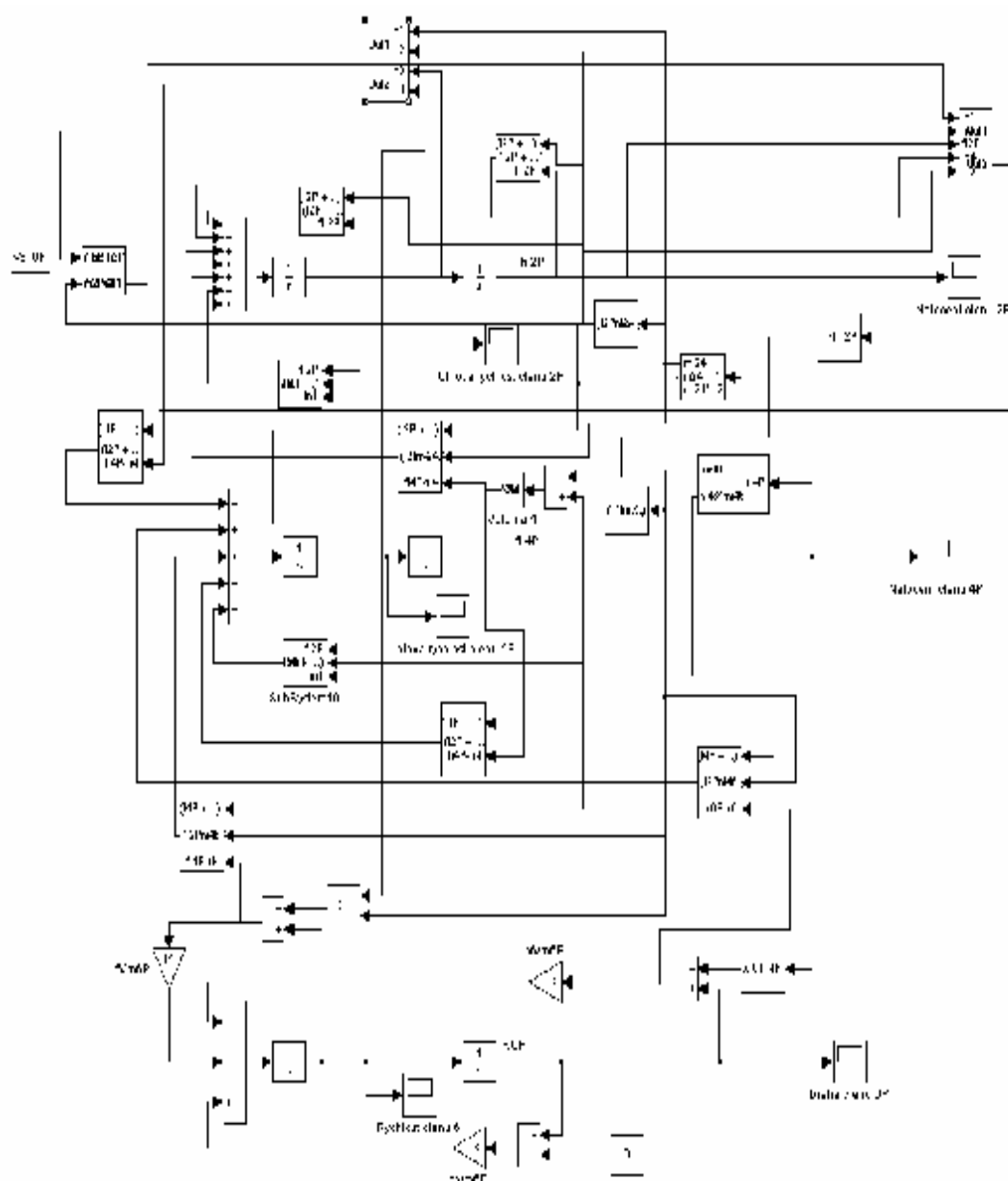
Obr.6.27. Zrychlení členu 6 - var2



Obr. 6.28. Rychlost členu 6 - var3



Obr. 6.29. Zrychlení členu 6 - var3



Obr. 6.30 Simulační schéma (varianta3)

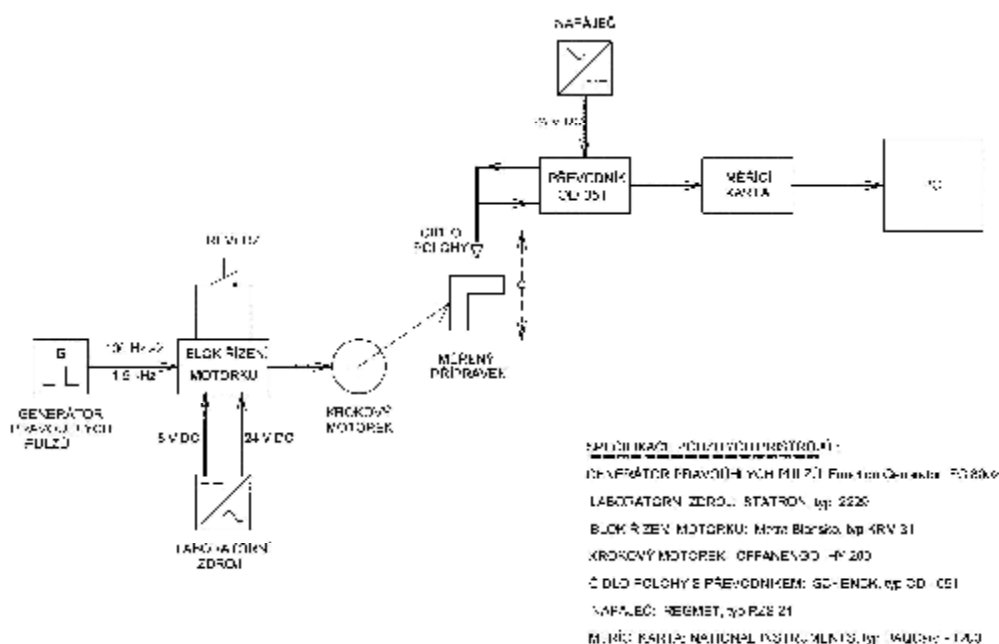
6.3. Měření

Pro srovnání bylo provedeno měření na funkčním modelu (varianta 3), který je na Obr. 6.31.



Obr. 6.31. Pohled na funkční model (varianta 3)

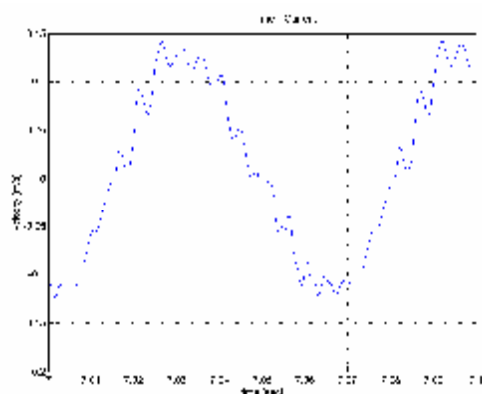
Na Obr. 6.32 je blokové schéma měření, podle něhož byla změřena dráha stahovače pomocí snímače pracujícího na principu vířivých proudů.



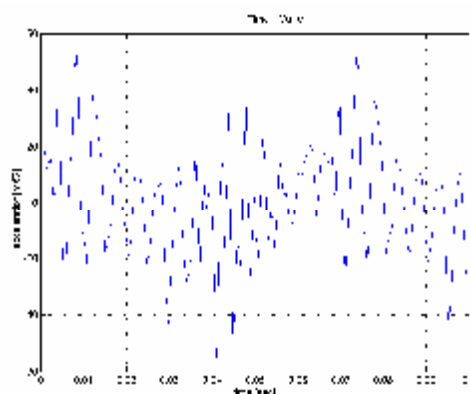
Obr. 6.32. Blokové schéma měření

Pro měření bylo použito čidlo SD-051 a oscilátor OD-051 od firmy SCHENCK se zdrojem napětí REGMET typ RZS24. Průběhy rychlosti a zrychlení byly určeny derivací změřeného průběhu dráhy.

Na Obr. 6.33 a 6.34 jsou průběhy rychlosti a zrychlení, průběh dráhy neskýtá žádnou informaci o charakteru průběhu a proto není uveden.



Obr. 6.33 Průběh rychlosti na funkčním vzorku



Obr. 6.34 Průběh zrychlení na funkčním vzorku

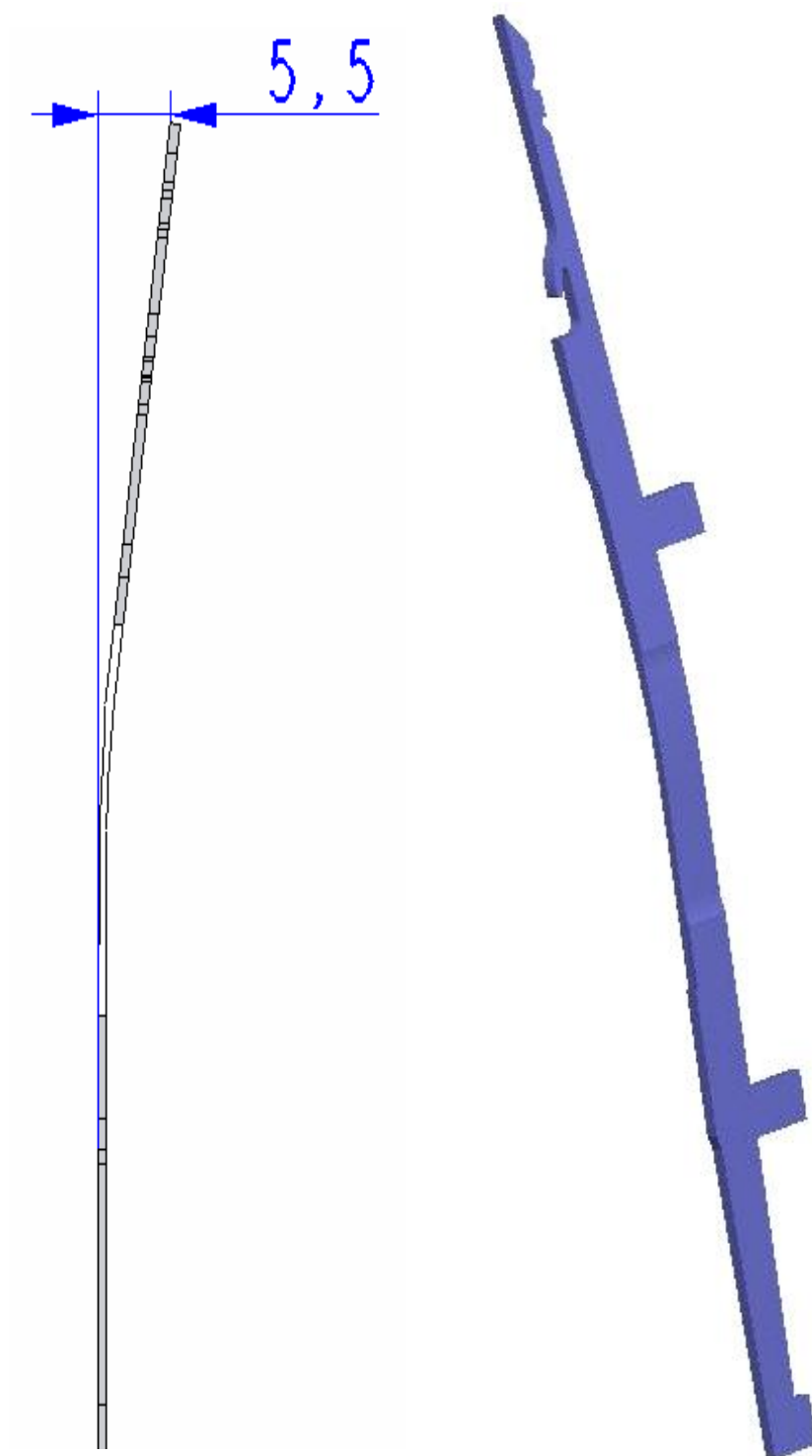
Na průbězích rychlosti a zrychlení je patrná frekvence kolem 200 Hz. Maximální hodnoty rychlosti i zrychlení jsou srovnatelné s průběhy na Obr. 6.28 a Obr. 6.29.

7 Silový rozbor soustavy zámek-jehla

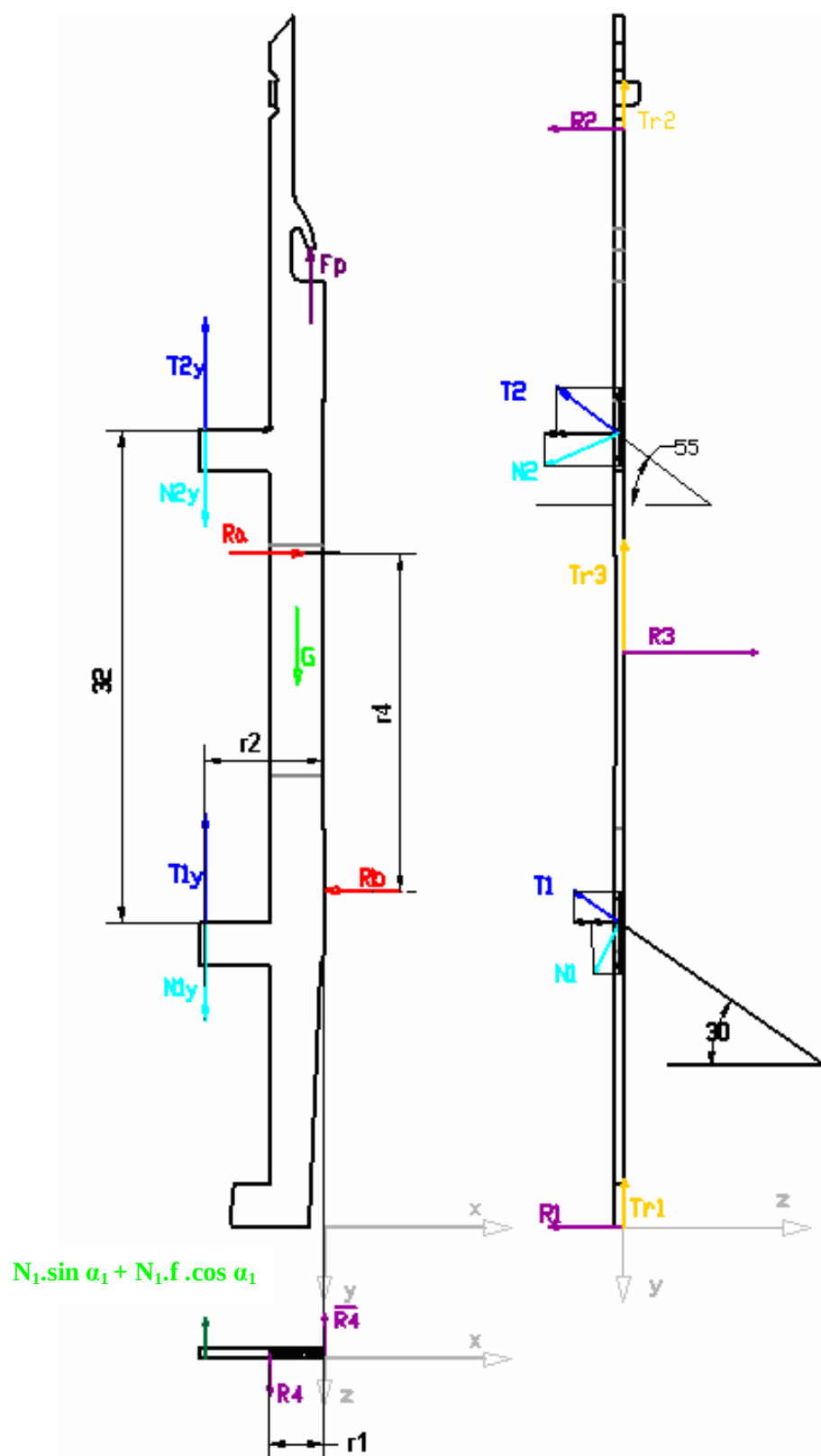
Na jehlu nebo platinu působí celá řada sil a jevů, které mají zásadní vliv na kinematické veličiny pohybu jehly, na silové působení na jehlu a na pasivní odpory jehly. Tyto problémy jsou způsobeny různými tvary zámků, kde byly použity různé zdvihové závislosti od přímkových přes křivkové až k použití tzv. splinů. Situace na zámku se však komplikuje tím, že kolénko jehly (platiny) nabíhá na zámek v různých místech jeho zdvihové závislosti, čímž jsou tato místa předurčena ke vzniku rázů. Kromě vlastností zámku se na rázu též významně podílí i vlastnosti jehly. Velký problém představuje stanovení rozložení zatěžujících sil, stanovení jejich polohy a velikosti. Dále je velice důležité chování jehly v drážce a stanovení jejich elastických vlastností.

Platina se před vkládáním do jehelního válce musí předpružit - ohne se v místě vybrání o určitý poloměr tak aby jeden konec platiny byl ohnutý daným směrem - v našem případě o hodnotu 5,5 mm (viz Obr. 7.1). Předpružení je zde proto, aby platina nevypadla ze svislé drážky válce. Umístění platiny v jehelním válci je znázorněno na výkresu v příloze E.

Na Obr. 7.2 je uvedené schéma zatížení platiny dvouválcového maloprůměrového pletacího stroje. Zatížení působí ve třech rovinách a je zde použito přímkových zámků. Pro rozběh s úhlem $\alpha_1 = 30^\circ$ a pro dokončení pohybu s úhlem $\alpha_2 = 55^\circ$. Po vložení se platina opře ve třech místech o stěny drážky válce, v těchto místech styku vznikají reakce R_1 , R_2 , R_3 a také zde vzniká tření. Je zapotřebí, aby hodnota tření byla vyšší - pro lepší stabilitu platiny v drážce - zároveň však tření nesmí příliš ovlivnit svislý pohyb platiny v drážce.



Obr. 7.1 *Platina před
vložením do drážky*



Obr. 7.2 Rozbor sil působících na platinu

Síla F_p je vyvolána vlastní jehlou, kromě tahu příže v ní jsou zahrnuty též dynamické účinky, pasivní odpory a vlastní tíže jehly. N_1 (T_1) reakce od zámku pro rozběh ($\alpha_1 = 30^\circ$), N_2 (T_2) je reakce od zámku pro dokončovací pohyb. Reakce R_1 , R_2 , R_3 jsou od předpružení platiny v drážce jehelního válce a jsou v místě dotyku boků platiny a boků drážky. R_b je reakce v místě uložení platiny na dno drážky válce, R_a je reakce v místě uložení platiny a zámku. Podle tohoto silového působení lze napsat pohybovou rovnici ve směru osy y:

$$m \cdot \cancel{g} = m \cdot g - F_p + N_1 \cdot \cos \alpha_1 - N_1 \cdot f \cdot \sin \alpha_1 - R_1 \cdot f - R_2 \cdot f - R_3 \cdot f - R_A \cdot f - R_B \cdot f - R_4 \cdot f - \bar{R}_4 \cdot f \quad (7.1)$$

Ve směru osy x:

$$R_A = R_B$$

$$R_A \cdot r_4 - N_1 \cdot r_2 \cdot \cos \alpha_1 + N_1 \cdot f \cdot r_2 \cdot \sin \alpha_1 - m \cdot g \cdot 1,8 + F_p \cdot 0,95 = 0$$

$$R_A = R_B = \frac{r_2}{r_4} \cdot (N_1 \cdot \cos \alpha_1 - N_1 \cdot f \cdot \sin \alpha_1) + \frac{m \cdot g \cdot 1,8}{r_4} - \frac{F_p \cdot 0,95}{r_4} \quad (7.2)$$

Ve směru osy z:

$$N_1 \cdot \sin \alpha_1 + N_1 \cdot f \cdot \cos \alpha_1 + \bar{R}_4 - R_4 = 0$$

$$(N_1 \cdot \sin \alpha_1 + N_1 \cdot f \cdot \cos \alpha_1) \cdot r_2 - R_4 \cdot r_1 = 0$$

$$R_4 = \frac{r_2}{r_1} \cdot (N_1 \cdot \sin \alpha_1 + N_1 \cdot f \cdot \cos \alpha_1) \quad (7.3)$$

$$\bar{R}_4 = R_4 - (N_1 \cdot \sin \alpha_1 + N_1 \cdot f \cdot \cos \alpha_1) = \frac{r_2}{r_1} \cdot (N_1 \cdot \sin \alpha_1 + N_1 \cdot f \cdot \cos \alpha_1) - (N_1 \cdot \sin \alpha_1 + N_1 \cdot f \cdot \cos \alpha_1) \quad (7.4)$$

Tuto rovnici lze následně upravit.

7.1 Upravená pohybová rovnice

Dosazením rovnic (7.2), (7.3), (7.4) do rovnice (7.1) dostaneme pohybovou rovnici ve tvaru

$$\begin{aligned} m \cdot \ddot{y} = & m \cdot g - F_p + N_1 \cdot \cos a_1 - N_1 \cdot f \cdot \sin a_1 - R_1 \cdot f - R_2 \cdot f - R_3 \cdot f - \\ & 2 \cdot f \left[\frac{r_2}{r_4} \cdot (N_1 \cdot \cos a_1 - N_1 \cdot f \cdot \sin a_1) + \frac{m \cdot g \cdot 1,8}{r_4} - \frac{F_p \cdot 0,95}{r_4} \right] - \\ & 2 \cdot f \cdot \frac{r_2}{r_1} \cdot (N_1 \cdot \sin a_1 + N_1 \cdot f \cdot \cos a_1) + \\ & f \cdot (N_1 \cdot \sin a_1 + N_1 \cdot f \cdot \cos a_1) \end{aligned} \quad (7.5)$$

Upravený tvar pohybové rovnice:

$$\begin{aligned} \ddot{y} = & \frac{m \cdot g - F_p - R_1 \cdot f - R_2 \cdot f - R_3 \cdot f - 2 \cdot f \left(\frac{m \cdot g \cdot 1,8}{r_4} - F_p \cdot \frac{0,95}{r_4} \right)}{m} + \\ N_1 \left[& \frac{\cos a_1 \cdot \left(1 - \frac{r_2}{11} \cdot f - 2 \cdot \frac{r_2}{r_1} \cdot f^2 + f^2 \right)}{m} + \frac{\sin a_1 \cdot \left(\frac{r_2}{11} \cdot f^2 - 2 \cdot \frac{r_2}{r_1} \cdot f \right)}{m} \right] \end{aligned} \quad (7.6)$$

kde

$$\begin{aligned} A = & \frac{m \cdot g - F_p - R_1 \cdot f - R_2 \cdot f - R_3 \cdot f - 2 \cdot f \left(\frac{m \cdot g \cdot 1,8}{22} - F_p \cdot \frac{0,95}{22} \right)}{m} \\ B = & \frac{\cos a_1 \cdot \left(1 - 2 \cdot \frac{7,8}{22} \cdot f - 2 \cdot \frac{7,8}{3,6} \cdot f^2 + f^2 \right) + \sin a_1 \cdot \left(2 \cdot \frac{7,8}{22} \cdot f^2 - 2 \cdot \frac{7,8}{3,6} \cdot f \right)}{m} \end{aligned}$$

Rovnice (7.1) až (7.6) platí pro první rozběhový úsek, identické rovnice budou platit pro druhý úsek s tím rozdílem, že N_1 , a_1 budou nahrazeny veličinami N_2 , a_2 . K rovnici (7.2) se přidá ještě tlumení .

Dané parametry:

$$n = 350 \text{ min}^{-1}$$

$$m = 1,5 \text{ g}$$

$$F_p = 1 \text{ N}$$

$$t_I = 5,9 \text{ ms}$$

$$a_1 = 30^\circ$$

$$t_{II} = 5,4 \text{ ms}$$

$$a_2 = 55^\circ$$

$$c = 3,5 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Reakce od předpružení R_1 , R_2 , R_3 uvažujeme ve třech různých hodnotách, R_1 a R_2 jsou poloviční hodnoty R_3 (0, 0, 0; 1, 1, 2; 2, 2, 4; 5, 5, 10). Dále je uvažováno tření mezi platinou a stěnami drážky $f = 0,01; 0,05; 0,1; 0,12; 0,125; 0,13; 0,135; 0,14; 0,145; 0,15; 0,2$.

7.2 Uvažované tlumení

V rovnici (7.6) je uvažováno viskosní tlumení, které je součástí členu

$$\frac{k}{m} \cdot (\dot{y}_2 - \dot{y}) \quad (7.7)$$

kde konstanta k byla odvozena ze sinusového průběhu kmitu a je dána logaritmickým dekrementem $\Delta = \ln 2$ (následující amplituda je poloviční proti předcházející).

$$k = \frac{\ln 2}{\pi} \cdot \sqrt{mc} = 1,599467 \rightarrow \frac{k}{m} = 1066 \quad (7.8)$$

Po dosazení dostaneme vztah (7.9), kde konstanty A a B jsou definovány ve vztahu (7.6). Konečný tvar pohybové rovnice podle které se bude sestavovat blokové schéma v následujících kapitolách je

$$\ddot{y} = A + c \cdot (y_2 - y) \cdot B + \frac{k}{m} \cdot (\dot{y}_2 - \dot{y}) \quad (7.9)$$

7.3 Vstupní parametry

V Tabulce 7.1 jsou uvedeny konstanty A a B pro různé hodnoty tření a reakce R_1 , R_2 , R_3 . Konstanta B je vypočítaná pro první i druhý úsek zdvihu po dosažení všech daných hodnot.

Tabulka 7.1. Výpočet konstant

f	A				B	B
	$R_1, R_2, R_3=0$	$R_1, R_2=1, R_3=2$	$R_1, R_2=2, R_3=4$	$R_1, R_2=5, R_3=10$	(30°)	(55°)
0,01	-656	-683	-710	-790	559	356
0,05	-654	-787	-921	-1321	480	248
0,1	-651	-918	-1185	-1985	375	109,8
0,12	-650	-970	-1290	-2250	331	55
0,125	-650	-983	-1317	-2317	319	39
0,13	-650	-996	-1343	-2383	308	25
0,135	-649	-1009	-1369	-2450	296	10
0,14	-649	-1022	-1396	-2516	285	-4
0,145	-649	-1035	-1422	-2582	273	-19
0,15	-649	-1049	-1449	-2649	261	-33,2
0,2	-646	-1179	-1712	-3312	139	-181

8 Řešení matematického modelu soustavy platina-zámek dvouválcového pletacího stroje

Pohyb platiny je dán diferenciální pohybovou rovnicí 7.9. Ta je integrována v prostředí programu Matlab - Simulink.

Při sestavování blokového schématu se vycházelo z pohybové rovnice (7.9) uvedené v kapitole 7.2.

8.1 Model bez vůlí

Pro normálovou sílu N_1 ve vztahu (7.6) a stejně tak pro N_2 platí:

$$N_1 = c (y_1 - y)$$

$$N_2 = c (y_2 - y)$$

Kde c je příslušná tuhost, y vyjadřuje posuv platiny y_1 , y_2 vyjadřuje tvar zámku, který je dán konstantní rychlostí přímkového zámku (30° , 55°), a ta je vypočítaná z otáček jehelního válce $v_{2(30^\circ)} = 1,08 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ $v_{2(55^\circ)} = 2,67 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, za předpokladu, že rychlost zámku bude konstantní a čas prvního a druhého úseku bude $t_I = 5,9 \text{ ms}$ a $t_{II} = 5,4 \text{ ms}$ dle zadání.

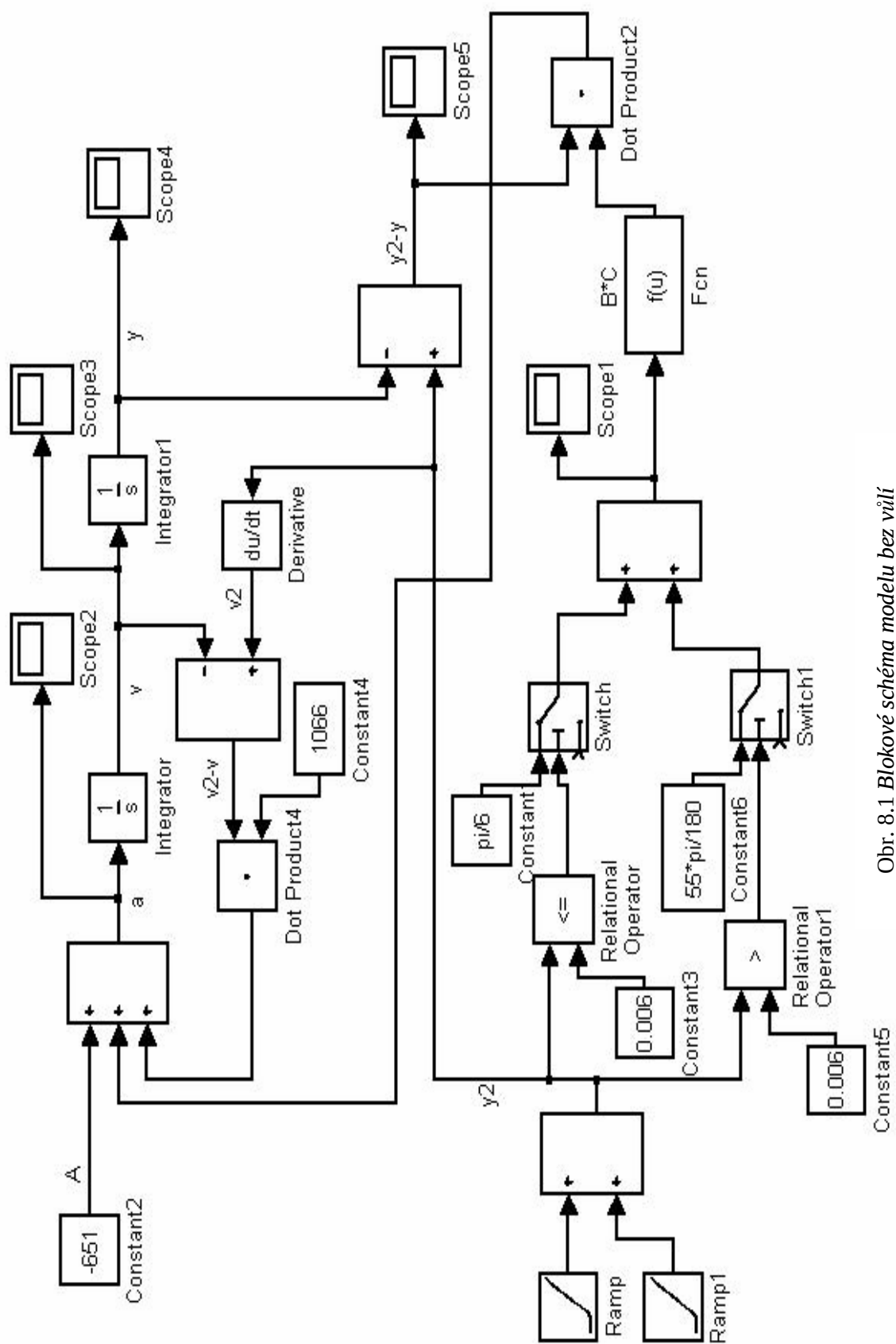
Počáteční podmínky:

$$t = 0$$

$$y_{2P} = y_2 = 0$$

$$v_{2P} = v_2 = 0$$

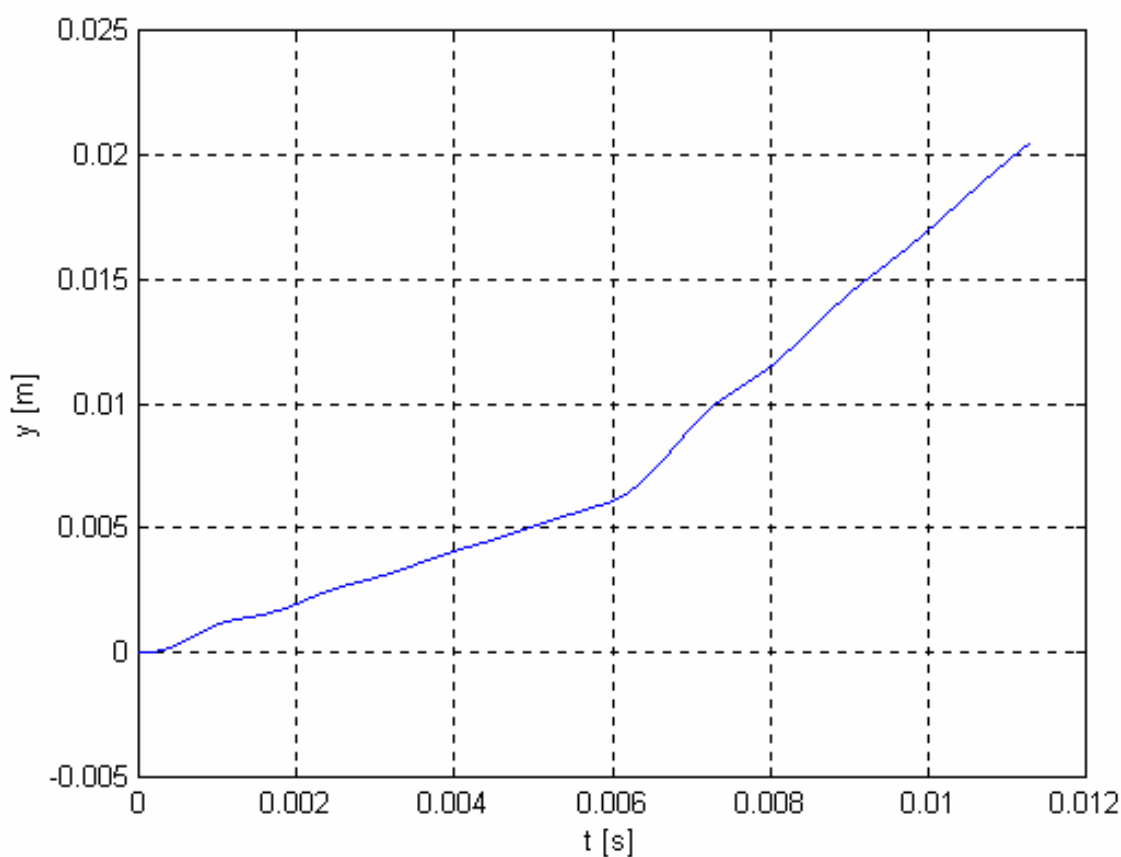
Blokové schéma (obrázek 8.1) bylo vytvořeno na základě Tabulky 7.1 a to pro hodnoty R_1 , R_2 , $R_3 = 0 \text{ N}$, koeficient tření $f = 0,01$ a podle výsledného tvaru rovnice (7.9).



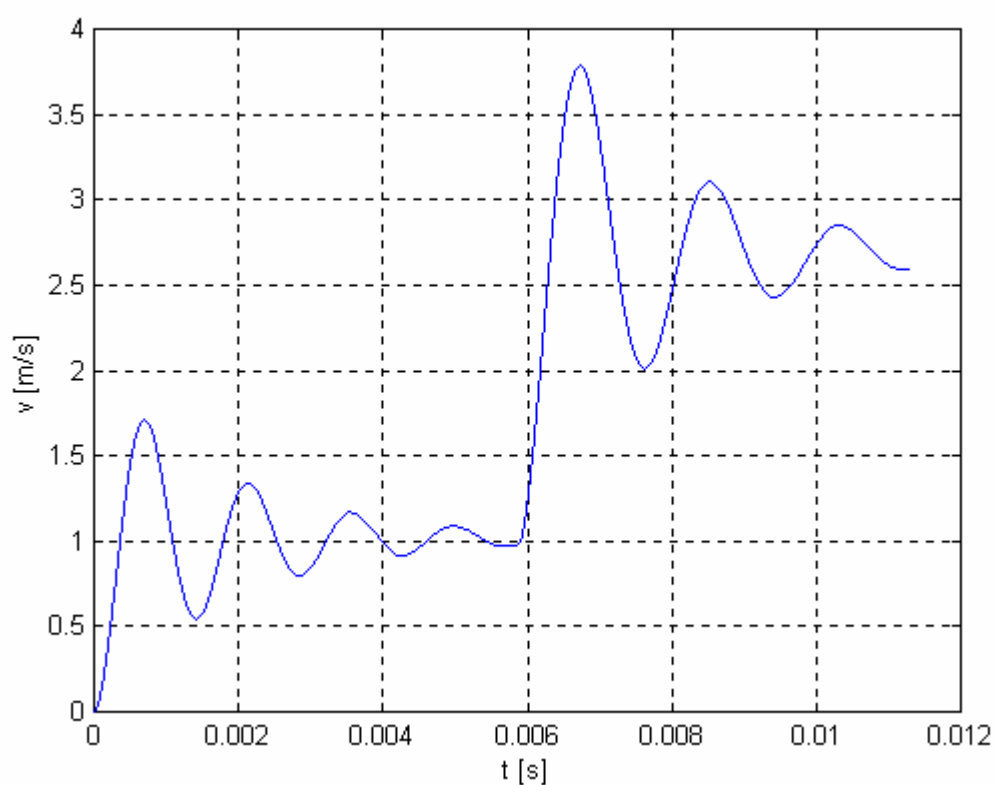
Obr. 8.1 Blokové schéma modelu bez větru

8.1.1 Výsledky řešení matematického modelu zámek-platina

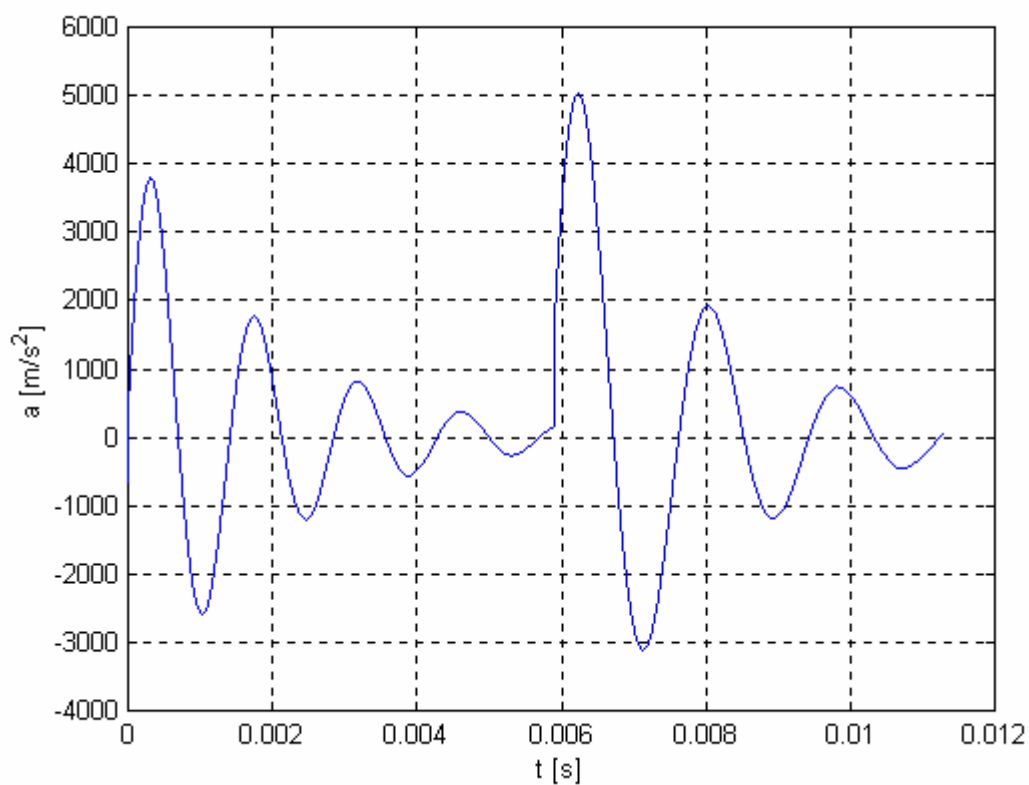
Na následujících obrázcích jsou znázorněny reprezentativní průběhy kinematických veličin. Výsledné grafy vyjadřují závislost dráhy na čase (Obr. 8.2), rychlosti na čase (Obr. 8.3), zrychlení na čase (Obr. 8.4), a rozdíl drah Δy na čase (Obr. 8.5). Celkový čas stahu platiny je roven 11,3 ms (ve dvou fázích 5,9 ms a 5,4 ms) a v grafech vynášen v sekundách. Při daných hodnotách předpružení $R_1, R_2, R_3 = 0$ N a koeficientu tření $f = 0,01$.



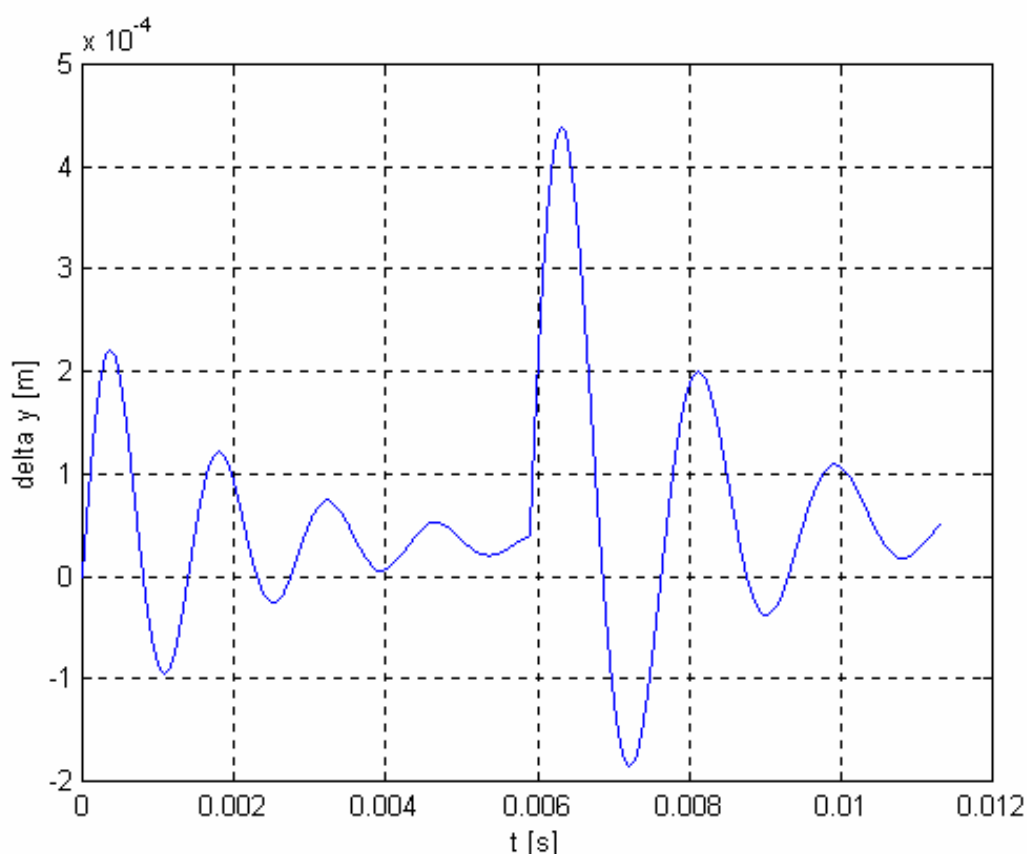
Obr. 8.2. Závislost dráhy na čase $f = 0,01$, $R_1, R_2, R_3 = 0$ N



Obr. 8.3. Závislost rychlosti na čase $f = 0,01$, $R_1, R_2, R_3 = 0 \text{ N}$



Obr. 8.4. Závislost zrychlení na čase $f = 0,01$, $R_1, R_2, R_3 = 0 \text{ N}$



Obr 8.5. Závislost rozdílu drah na čase $f = 0,01$, $R_1, R_2, R_3 = 0$ N

8.1.2 Výsledky simulace modelu bez vůlí

Z Obr. 8.2 je zřejmé, že zdvih platiny v prvním úseku, tedy pro stah pomocí přímkového zámku pod úhlem 30° , je přibližně 6 milimetrů a celkový zdvih, kdy platina dosáhne konečné polohy pomocí zámku ($30^\circ, 55^\circ$) je přibližně 20 milimetrů.

Maximální zrychlení je zde přibližně $5000 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ a to v druhé části zdvihu (sklon zámku 55°). Z grafu pro zrychlení vypočítáme mírné zakmitnutí při přechodu mezi prvním (30°) a druhým sklonem (55°) zámku. Maximální amplituda rozdílu drah je 0,45 mm. Frekvence dráhy, rychlosti i zrychlení se pohybuje kolem 500 Hz. Rychlost se v druhém úseku zvyšuje a dosahuje až hodnoty $3,7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. V grafech pro zrychlení, rychlost a rozdíl drah je patrný vliv tlumení.

Je nutné podotknout, že v dané soustavě zámeček platiny vždy budou nějaké vůle, které budou ovlivňovat stávající průběhy dráhy, zrychlení a rychlosti platiny. Těmito vůlemi se zabývá následující kapitola.

8.2 Model s vůlemi

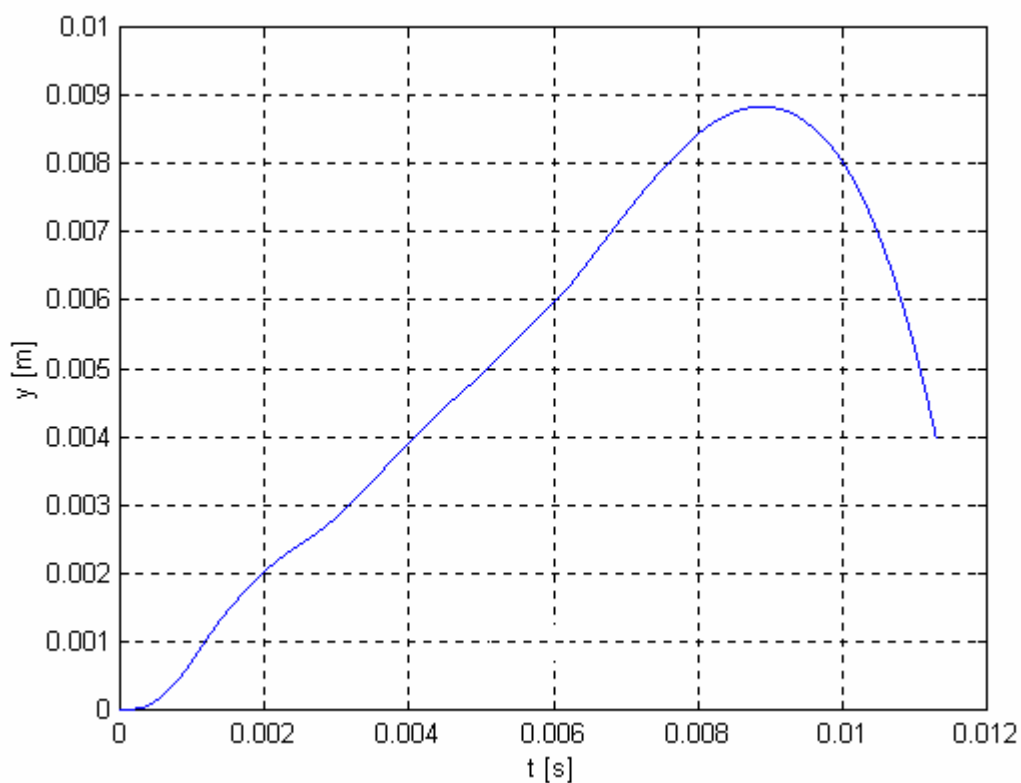
Platina se pohybuje spolu s jehelním válcem danými otáčkami. V okamžiku kdy kolénko platiny najede na zámeček, projeví se vůle. Tyto vůle bylo nutné znázornit také v blokovém schématu popisujícím pohyb platiny v jehelním válci. Vůle v jehelní drážce byla uvažována $Y = 0,1$ milimetrů.

Stejně jako model bez vůlí, bude i model s vůlemi popisovat rovnice (7.9) z kapitoly 7.2, konstanty A , B budou neměnné, tlumení a tuhost budou definovány stejným způsobem a stejně tak i normálová síla bude dána rozdílem drah mezi zámečkem a platinou násobeným tuhostí. Rozdíl v tvorbě blokového schématu bude pouze v zavedení vůlí pomocí následujících vztahů:

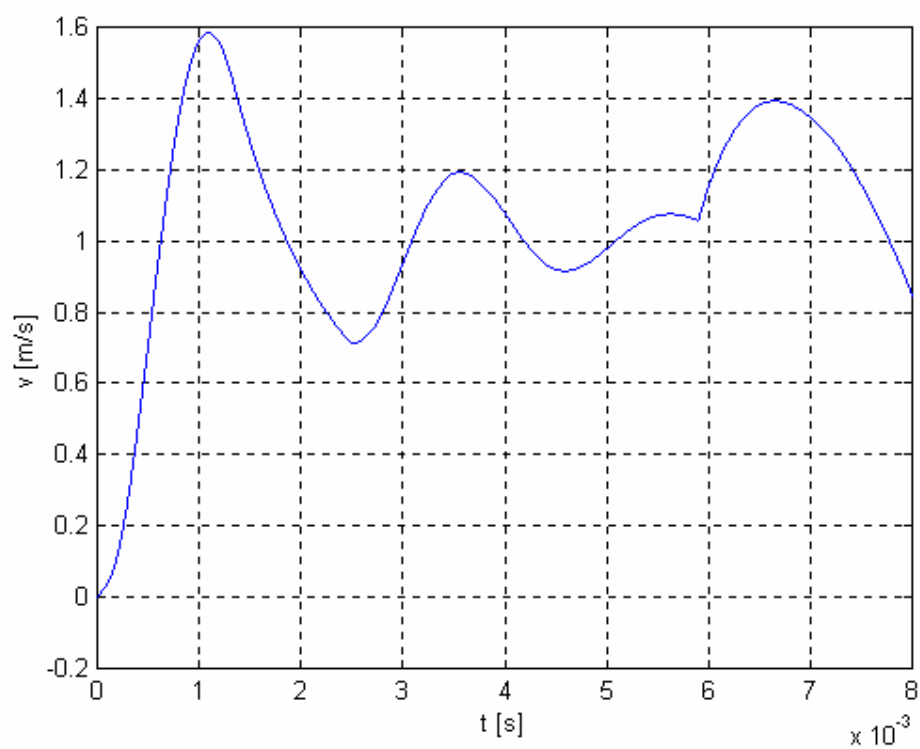
- 1) Pokud bude rozdíl $(y_2 - y) \geq 0$ a zároveň $(y_2 - y) < Y \dots$ pak $(y_2 - y) = 0$
- 2) Pokud bude rozdíl $(y_2 - y) > Y \dots$ pak $(y_2 - y) = (y_2 - y - Y)$
- 3) Pokud bude rozdíl $(y_2 - y) < 0 \dots$ pak $(y_2 - y) = (y_2 - y)$

8.2.1 Výsledky matematického modelu zámek-platina (řešení s vůlemi)

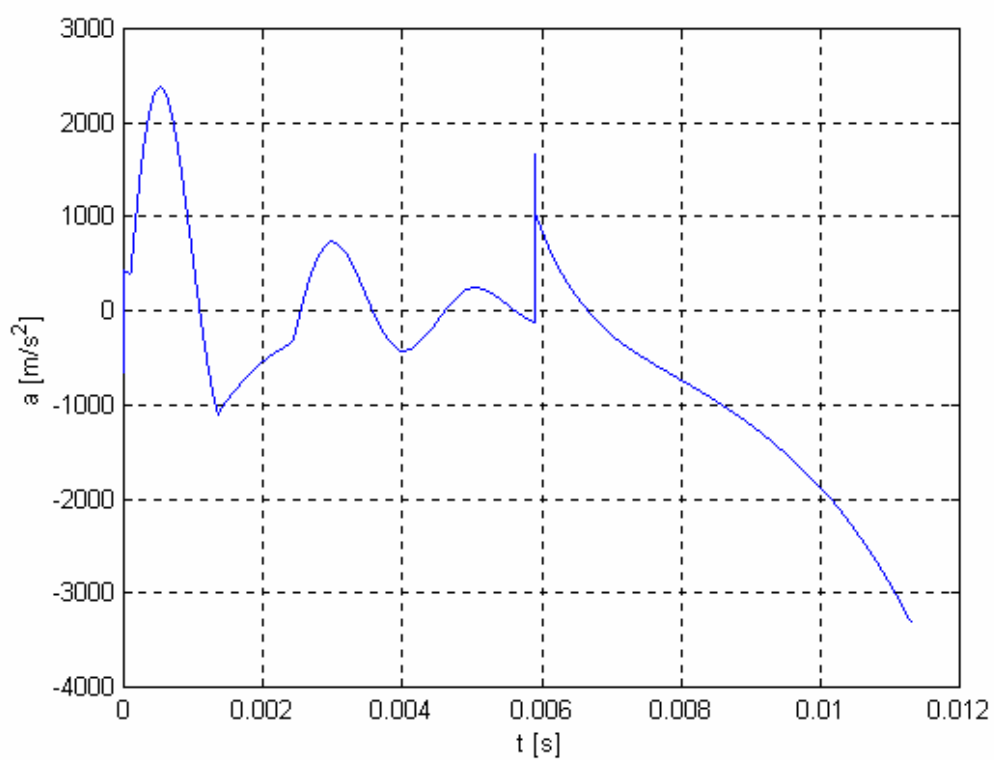
Zde jsou uvedeny reprezentativní průběhy. Ostatní vypočtené závislosti jsou uvedeny v příloze A. Výsledné grafy vyjadřují závislost dráhy na čase (Obr. 8.7), rychlosti na čase (Obr. 8.8), zrychlení na čase (Obr. 8.9), a rozdílu drah Δy na čase (Obr. 8.10), pro hodnoty $R_1, R_2, R_3 = 0$ N a koeficient tření $f = 0,145$; při těchto hodnotách se platina v drážce v daném časovém úseku (0 až 0,0113 s) vzpřímí.



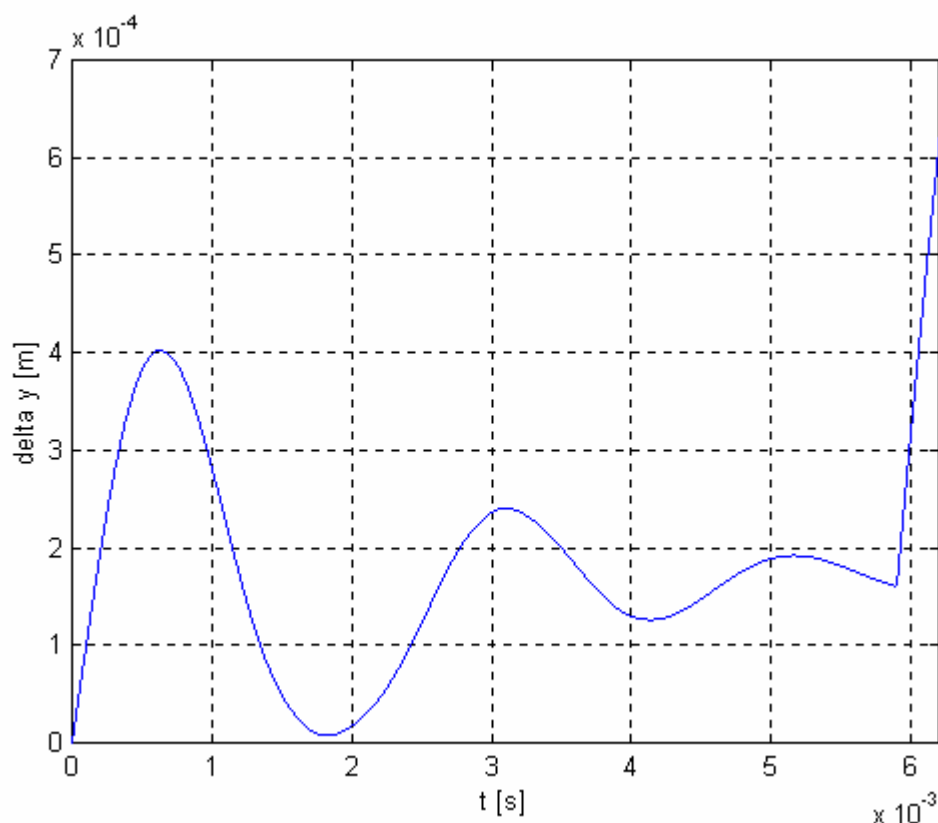
Obr. 8.7. Závislost dráhy na čase $f = 0,145$, $R_1, R_2, R_3 = 0$ N



Obr. 8.8. Závislost rychlosti na čase $f = 0,145$, $R_1, R_2, R_3 = 0$ N



Obr. 8.9. Závislost zrychlení na čase $f = 0,145$, $R_1, R_2, R_3 = 0$ N



Obr. 8.10. Závislost rozdílu drah na čase $f = 0,145$, $R_1, R_2, R_3 = 0$ N

8.2.2 Zhodnocení výsledků simulace modelu s vřely

Všechny výsledky, kde jsou postupně měněny hodnoty předpružení R_1, R_2, R_3 a koeficientu tření f , obsahuje příloha A. Přehled všech maximálních hodnot zrychlení a rychlostí, vyplývající z výsledných průběhů, obsahuje příloha B.

Pro koeficient tření $f = 0,01$ jsou průběhy dráhy, zrychlení, rychlosti a rozdílu drah téměř shodné s grafy, které byly výsledkem modelu bez vřel. Vliv reakcí od předpružení je nepatrný. Průběhy dráhy a rychlosti se téměř nezmění, amplitudy zrychlení se při rostoucích reakcích od předpružení nepatrně zvyšují.

Pro hodnoty koeficientu tření $f = 0,01; 0,05; 0,1; 0,12$ a $0,125$ probíhá pohyb platiny v drážce válce bez problémů a průběhy dráhy jsou navzájem shodné i pro všechny hodnoty reakcí od předpružení.

Stah platiny pomocí přímkového zámku pod úhlem 30° má velikost přibližně 6 milimetrů a celkový zdvih je přibližně 20 milimetrů.

Pro koeficient tření $f = 0,05$ je maximální rychlost platiny při působení prvního sklonu zámku (30°) $1,6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a při působení druhého sklonu zámku (55°) $3,75 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Hodnota maximálního zrychlení dosahuje v první části zdvihu $3100 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$, v druhé části $4000 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Se zvyšujícími reakcemi od předpružení (R_1, R_2, R_3) se průběhy rychlosti téměř nemění a amplituda zrychlení v první části zdvihu mírně roste, v druhé části pak mírně klesá.

Maximální hodnota rychlosti pro koeficient tření $f = 0,1$ v druhé části poklesne na hodnotu $3,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a hodnota zrychlení klesne na přibližně $2800 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ v první části a $2600 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ v druhé části zdvihu. Rostoucí reakce od předpružení zapříčiní mírné zvýšení zrychlení v první části zdvihu, rychlost zůstává téměř neměnná.

Pro hodnotu koeficientu tření $f = 0,12$ a $0,125$ jsou průběhy rychlostí a průběhy zrychlení při stahu platiny pomocí zámku se sklonem 30° téměř shodné. Maximální hodnota zrychlení je v první části přibližně $2600 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$, v druhé části pak $1800 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ pro $f = 0,12$ a $1400 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ pro $f = 0,125$. Maximální amplituda rychlosti je $1,6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ v první části a $3,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ v druhé části. Amplituda zrychlení s rostoucími reakcemi R_1, R_2, R_3 v první části zdvihu mírně roste a v druhé části pak mírně klesá.

Postupně kolabovat začíná systém při koeficientu tření $f = 0,13$ a reakcích $R_1, R_2 = 5 \text{ N}$, $R_3 = 10 \text{ N}$. Znatelnější kolaps se pak projevuje už při nepatrném zvýšení koeficientu tření na $f = 0,135$, případně $f = 0,14$. Platina provede dráhu (za předpokladu koeficientu $f = 0,13$; $f = 0,135$; $f = 0,14$) pomocí zámku se sklonem 30° bez potíží, ale při působení sklonu zámku 55° se průběh dráhy začne deformovat a při vyšších hodnotách reakcí od předpružení nedosáhne platina zdvihu 20 milimetrů v daném časovém intervalu $0,0113 \text{ s}$. Při koeficientu tření $f = 0,14$ a reakcích $R_1, R_2 = 5 \text{ N}$, $R_3 = 10 \text{ N}$ se platina vzpříčí už po $8,6\cdot 10^{-3} \text{ s}$. Z toho plyne, že amplitudy rychlosti začnou klesat, stejně

jako se začnou snižovat hodnoty amplitudy zrychlení v druhé fázi zdvihu (viz tabulka B.1 příloha B).

Při koeficientu tření $f = 0,145$ je z Obr. 8.7 vidět, že platina vykoná stah pomocí třicetistupňového sklonu zámku ještě bez problémů, následně platina vykonává chvilku svou funkci v druhé fázi zdvihu, ale pak se platina v drážce jehelního válce vzpříčí, a to v okamžiku, kdy rychlost (Obr. 8.8) v druhé části klesne na nulu. Zrychlení (Obr. 8.9) začne prudce klesat. Vzpříčení nastane přibližně v čase $8,6 \cdot 10^{-3}$ s a platina se již nedostane do konečné polohy. Při koeficientu tření $f = 0,145$ a vzrůstajících reakcích od předpružení se čas vzpříčení dostane až na hodnotu $6,8 \cdot 10^{-3}$ s.

Pokud by tření bylo $f = 0,15$, platina se vzpříčí okamžitě, jakmile její kolénko najede na sklon 55° . Důsledkem je opět prudký pokles rychlosti a zrychlení. Pokud budou reakce $R_1, R_2 = 2$ N, $R_3 = 4$ N a $R_1, R_2 = 5$ N, $R_3 = 10$ N pak začne systém kolabovat už při působení sklonu 30° . Platina zde dosáhne ještě své konečné polohy, ale za delší časový okamžik než je předepsáno. Amplitudy zrychlení se při rostoucích reakcích (R_1, R_2, R_3) zvýší.

V první části stahu (sklon 30°) se začne koeficient tření nepříznivě projevovat při hodnotách od $f = 0,2$. Platina se při vyšších hodnotách reakcí R_1, R_2, R_3 již nedostane do konečné polohy první části a vzpříčí se přibližně v čase $6,2 \cdot 10^{-3}$ s.

Je nutné podotknout, že při rychlém vzpříčení platiny v drážce jehelního válce, tedy nízké hodnotě zdvihu platiny, se u platiny projeví vliv smykových sil od předpružení (viz příloha A, pro koeficient tření $f = 0,2$, a reakce $R_1, R_2 = 5$ N, $R_3 = 10$ N). Vzhledem k tomu, že smykové síly od předpružení jsou do dynamického modelu vkládány napevno pomocí konstanty A, je zřejmé, že v dynamickém modelu musí působit i v momentě kdy se platina již nepohybuje, nebo se pohne ve směru zdvihu jen o malou hodnotu. Můžeme pozorovat, že vlivem tohoto působení smykových sil dochází k nelogickému poklesu rychlosti na začátku zdvihu při rostoucích reakcích od předpružení

(viz. Příloha A.85, A.86, A.87 a A.88). Čím jsou reakce od předpružení vyšší, tím je pokles rychlosti výraznější.

8.2.3 Mez vzpříčení

Z kapitoly 8.2.2 a z přílohy A vyplývá, že celý zdvih proběhne bez problémů při koeficientu tření $f = 0,01; 0,05; 0,1; 0,12$ a $0,125$. Při vyšší hodnotě tření začne systém postupně kolabovat. Platina se v daném časovém rozsahu (0 až 0,0113s) v drážce vzpříčí při tření $f = 0,14$ a při působení reakcí od předpružení o velikosti $R_1 = 5$ N, $R_2 = 5$ N, $R_3 = 10$ N. Při všech nižších hodnotách R_1, R_2, R_3 se platina vzpříčí při koeficientu tření $f = 0,145$, a to v okamžiku, kdy kolénko platiny nastoupí dráhu se sklonem 55° .

8.2.4 Vliv tuhosti

Pro pohybovou rovnici (7.6) bylo zapotřebí stanovit konstantu tuhosti uvažované soustavy. Konstanta tuhosti je v našem případě určena natočením platiny v drážce, ohybovou tuhostí v příčném směru (ve směru kolmém na pohyb jehly), ohybovou tuhostí v podélném směru a konečně tuhostí mezi zámkem a kolénkem platiny. Přesnou hodnotu konstanty tedy nemůžeme jednoznačně určit, neboť je ovlivňována příliš mnoha parametry.

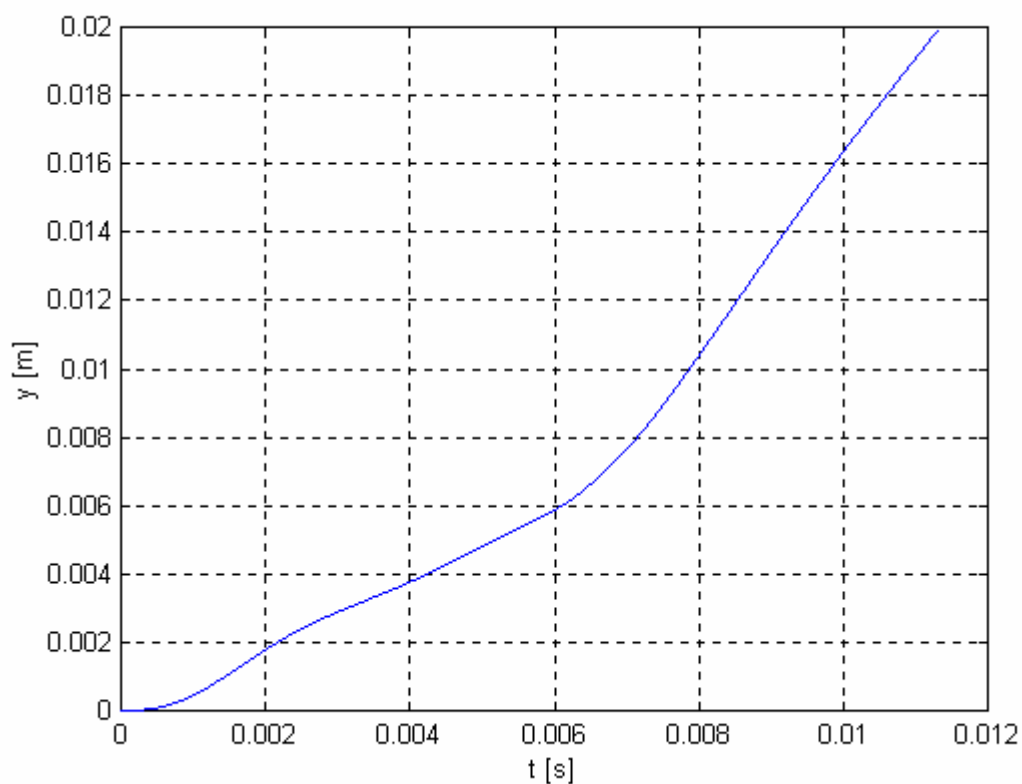
Dynamický model byl sestavován pro danou konstantu tuhosti $c = 3,5 \cdot 10^4$ N·m⁻¹. V této kapitole je navíc pro vybraný případ fungujícího dynamického modelu ($f = 0,1; R_1, R_2, R_3 = 0$ N) ve výpočtu změněna hodnota konstanty tuhosti ze stanovené hodnoty na hodnotu $c = 1 \cdot 10^4$ N·m⁻¹ a následně na hodnotu $c = 2 \cdot 10^4$ N·m⁻¹. Předmětem našeho zájmu byly především změny v průbězích zrychlení a rozdílů drah, neboť rozdíl drah násobený tuhostí udává hodnotu normálové síly mezi kolénkem platiny a zámkem, která v následující kapitole bude předmětem porovnání s experimentálně zjištěnými hodnotami.

Průběhy dráhy, rychlosti, zrychlení a rozdílů drah pro původní konstantu tuhosti $c = 3,5 \cdot 10^4$ N·m⁻¹, velikost koeficientu tření $f = 0,1$ a reakce $R_1, R_2, R_3 = 0$ N jsou uvedeny v příloze A. Maximální hodnota

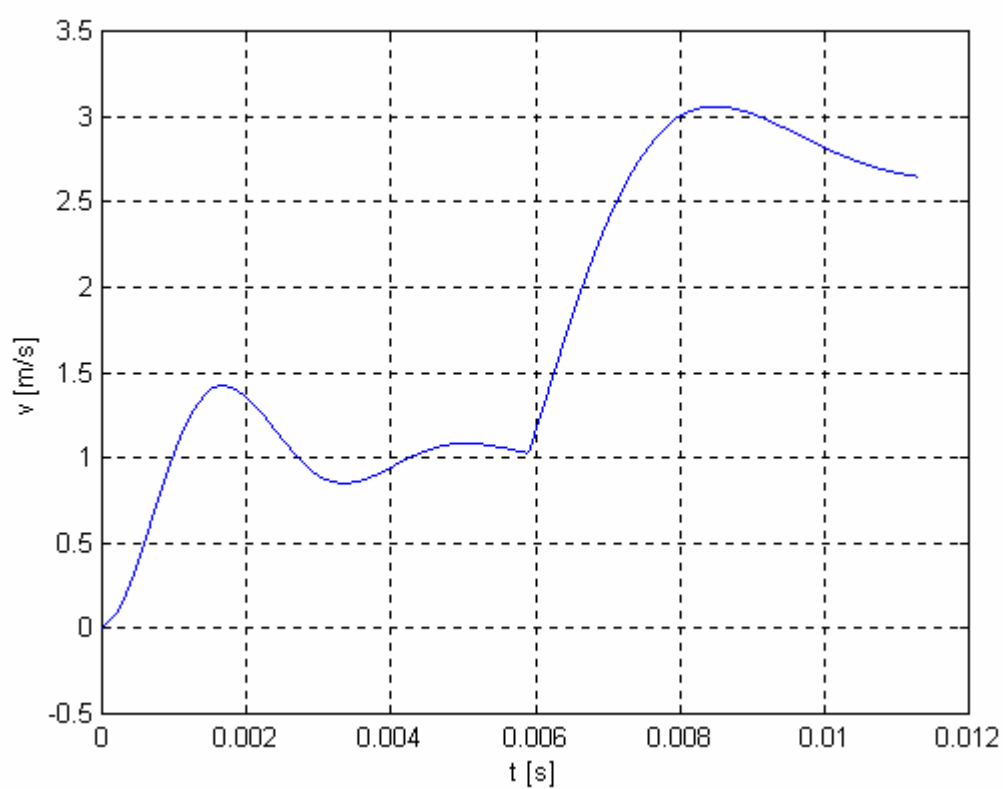
zrychlení v první fázi zdvihu je $2800 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ a v druhé fázi $2600 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Rozdíl drah dosahuje hodnoty $0,38 \text{ mm}$ v první fázi a $0,85 \text{ mm}$ v druhé části zdvihu.

Kinematické průběhy pro konstantu tuhosti $c = 1 \cdot 10^4 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$

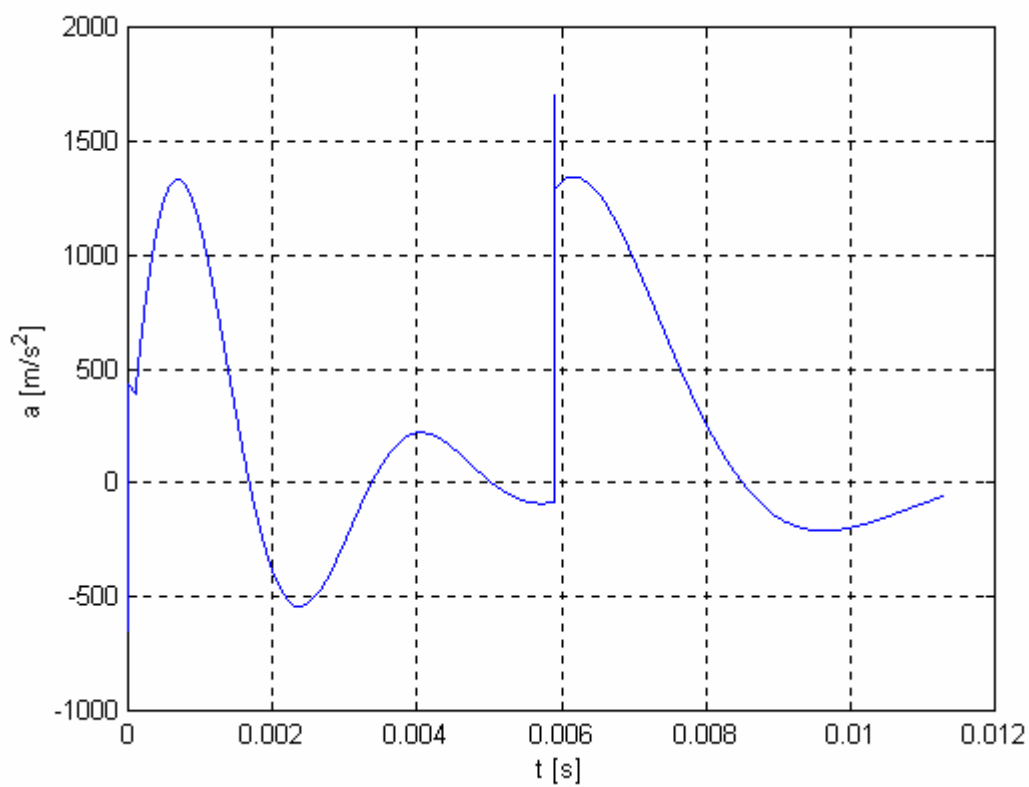
U tohoto modelu byl rovněž uvažován koeficient tření $f = 0,1$ a reakce od předpružení $R_1, R_2, R_3 = 0 \text{ N}$.



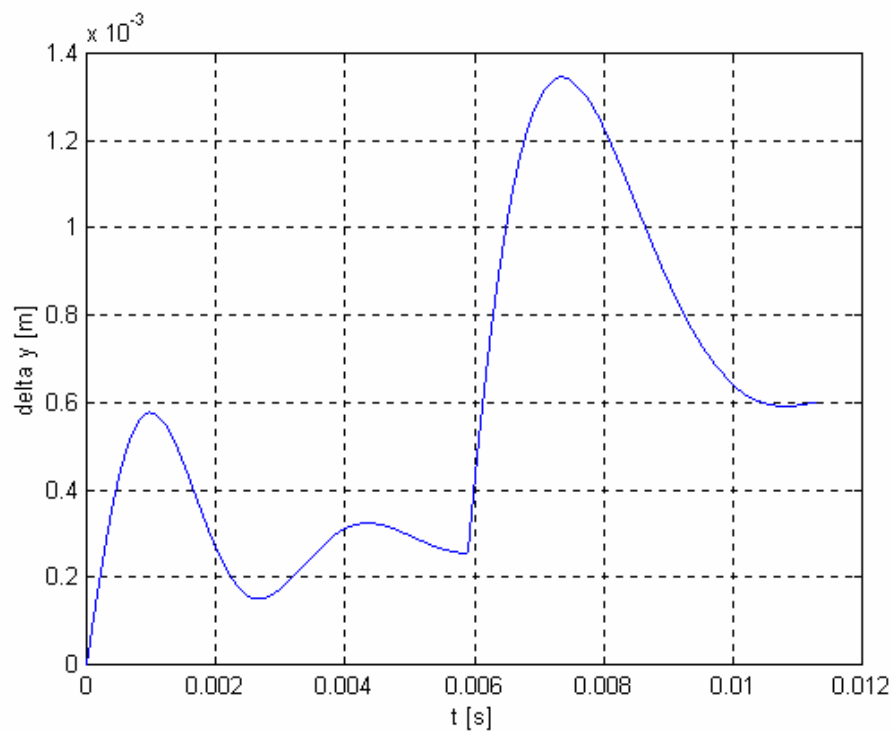
Obr. 8.11. Závislost dráhy na čase $f = 0,1, R_1, R_2, R_3 = 0 \text{ N}$



Obr. 8.12. Závislost rychlosti na čase $f = 0,1$, $R_1, R_2, R_3 = 0$ N



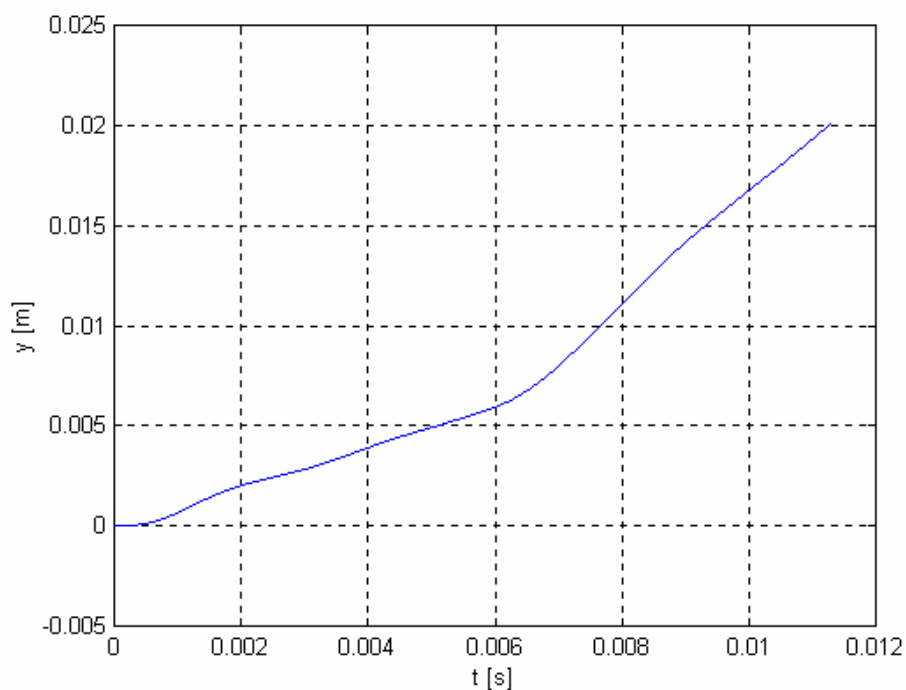
Obr. 8.13. Závislost zrychlení na čase $f = 0,1$, $R_1, R_2, R_3 = 0$ N



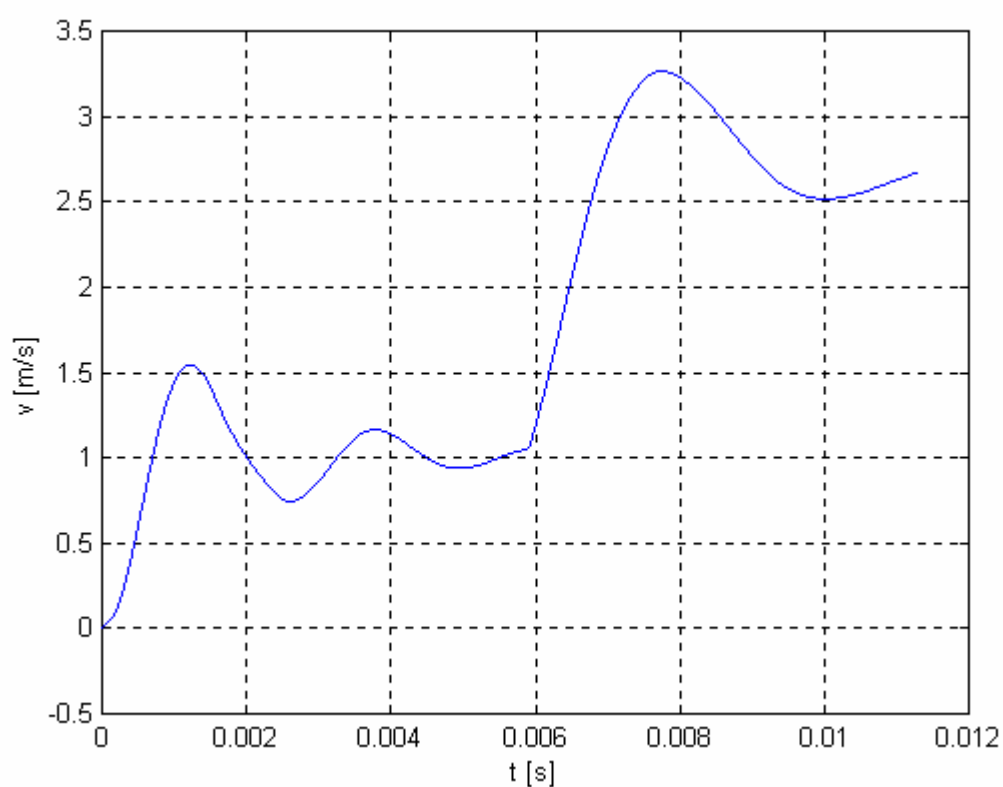
Obr. 8.14. Závislost rozdílu drah na čase $f = 0,1$, $R_1, R_2, R_3 = 0$ N

Kinematické průběhy pro konstantu tuhosti $c = 2 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$

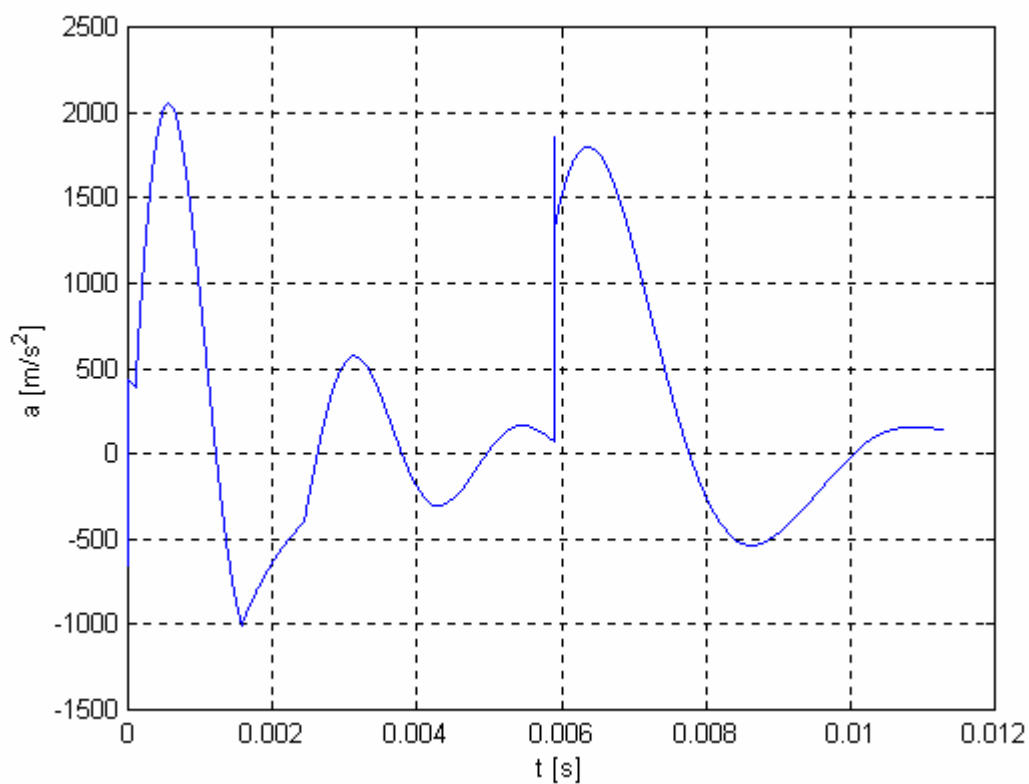
I zde byl uvažován koeficient tření $f = 0,1$ a reakce od předpružení $R_1, R_2, R_3 = 0$ N.



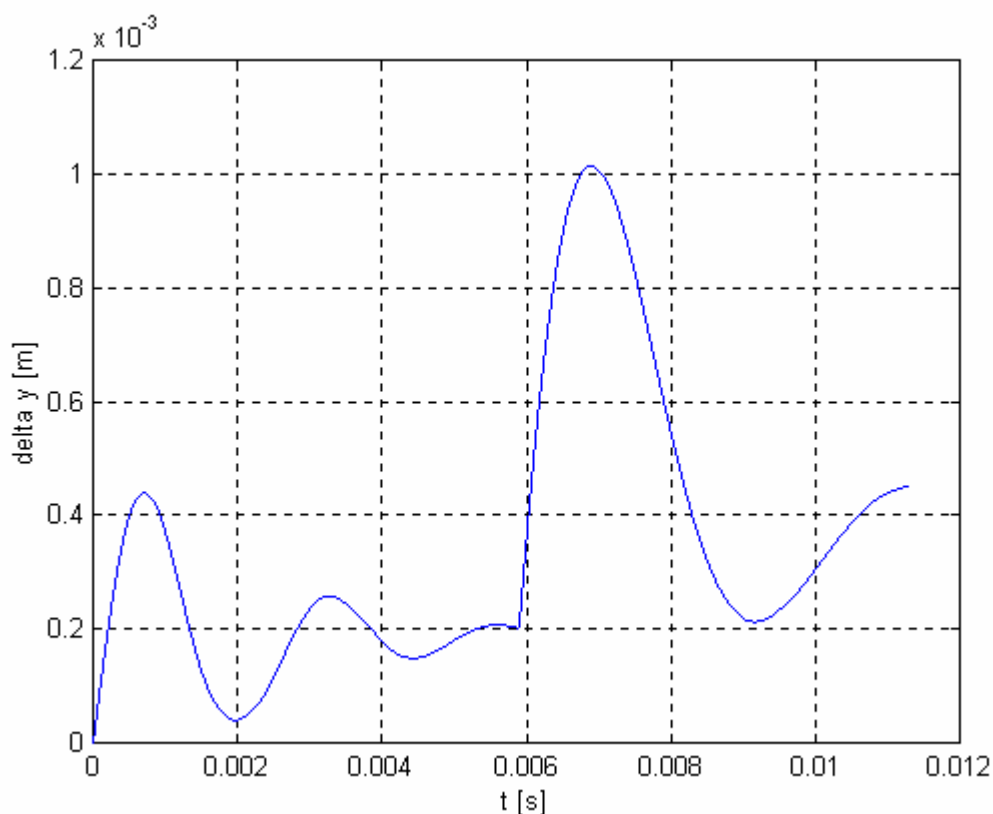
Obr. 8.15. Závislost dráhy na čase $f = 0,1$, $R_1, R_2, R_3 = 0$ N



Obr. 8.16. Závislost rychlosti na čase $f = 0,1$, $R_1, R_2, R_3 = 0$ N



Obr. 8.17. Závislost zrychlení na čase $f = 0,1$, $R_1, R_2, R_3 = 0$ N



Obr. 8.18. Závislost rozdílu drah na čase $f = 0,1$, $R_1, R_2, R_3 = 0 \text{ N}$

Při porovnávání průběhů kinematických veličin pro tři různé hodnoty konstanty tuhosti c je zřejmé, že se snižující se konstantou tuhosti c klesá amplituda rychlosti v obou fázích zdvihu platiny (viz Obr. 8.12 a Obr. 8.16). Stejně tak i amplituda zrychlení má se snižující se hodnotou tuhosti c klesající průběh (viz Obr. 8.13 a Obr. 8.17). Amplitudy rozdílu drah mají při snižující se konstantě tuhosti naopak rostoucí charakter (viz Obr. 8.14 a Obr. 8.18). Konkrétní hodnoty maximálního zrychlení, rychlosti a rozdílu drah jsou uvedeny v Tabulce 8.1.

Tabulka 8.1 Porovnání hodnot

$c \text{ (N.m}^{-1}\text{)}$	$v \text{ (m.s}^{-1}\text{)}$		$a \text{ (m.s}^{-2}\text{)}$		$\Delta y \text{ (mm)}$	
	30°	55°	30°	55°	30°	55°
$3,5 \cdot 10^4$	1,6	3,5	2800	2600	0,38	0,85
$2 \cdot 10^4$	1,5	3,3	2000	1800	0,42	1
$1 \cdot 10^4$	1,48	3,1	1280	1300	0,6	1,38

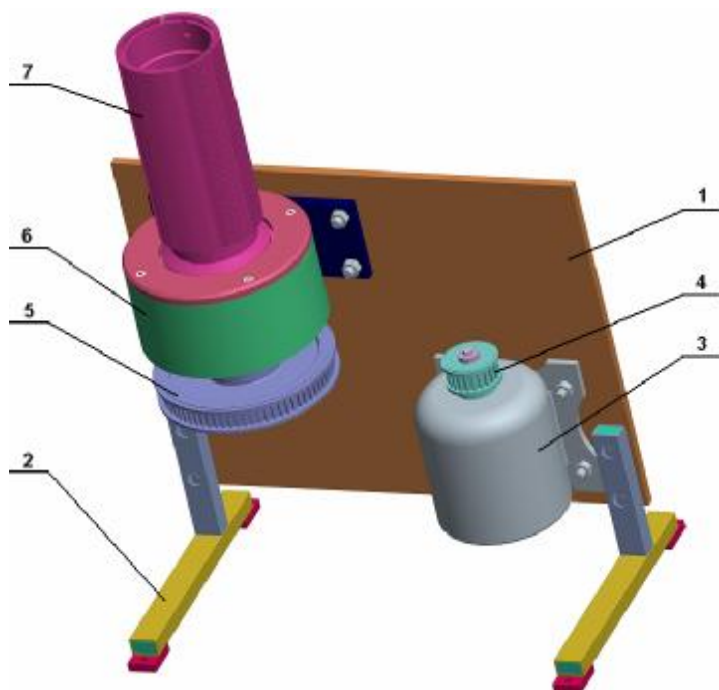
9 Měření na měřícím standu

V rámci experimentálního průzkumu sil na soustavě zámek-platina dvouválcového maloprůměrového stroje byl sestrojen měřící stand dle Obr. 9.1. Na tomto standu byly měřeny hodnoty rázové síly mezi zámkem a kolénkem platiny.



Obrázek 9.1 Konstrukce pro měření

Na standu byl použit asynchronní motor typu - Skh 80 - 4A2; 0,55 kW; IEC 34-1, který pomocí ozubeného řemene zajišťuje rotační pohyb dvouválce. Dvouválec je uložen v ložiskovém pouzdře na kuličkových ložiskách. Platiny umístěné v horní části na dvouválci jsou sepnuty a zajištěny proti vypadnutí pomocí speciálního pera. Pohyb platin zajišťuje připevněný snímač, který stahuje platiny do zatahovací polohy a následně připevněný zvedač je dostává zpět do uzavírací polohy.



Obr. 9.2. Konstrukce měřicího standu

Popis soustavy:

- 1 ... deska
- 2 ... nohy soustavy
- 3 ... motor
- 4 ... ozubené kolo 1
- 5 ... ozubené kolo 2
- 6 ... ložiskové těleso
- 7 ... jehelní dvouválec

Výkresy standu jsou uvedeny v příloze E.

Celý přenos měřené veličiny od impulsu kolénka do destičky až po grafické znázornění v počítači je patrný z blokového schématu Obr.9.3.

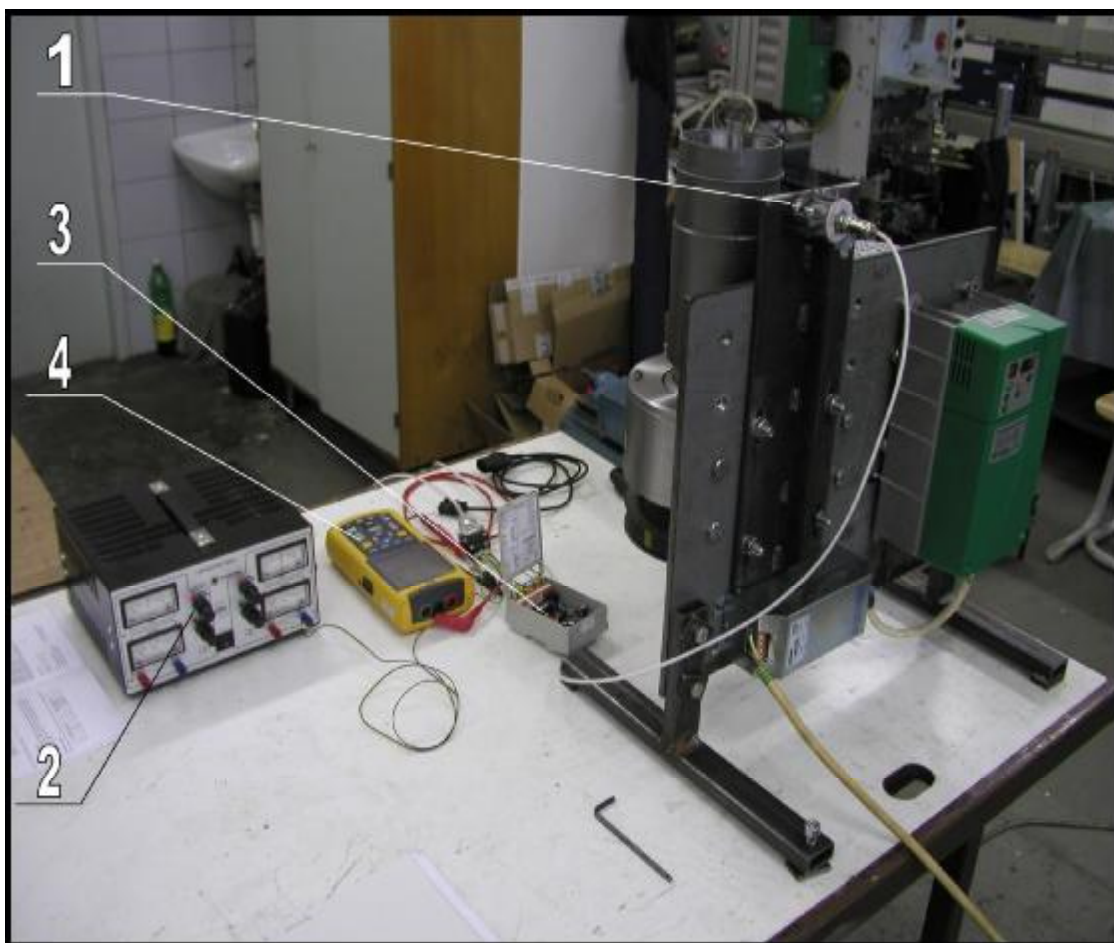


Obr. 9.3. Blokové schéma pro měření normálových sil

Na Obr. 9.4. je měřicí pracoviště pro měření normálové reakce mezi kolénkem platiny a zámkem.

-
- 1 ... tenzometrický snímač - odpor $R = 120\ \Omega$
4 tenzometry zapojeny do celého Wheatstoneova můstku
 - 2 ... Laboratorní zdroj – TYP 2229, STATRON
 - 3 ... Zesilovač – Zesilovač pro tenzometrický můstek, HBM clip AE101
 - 4 ... Osciloskop – Servisní osciloskop FLUKE 123

Notebook + program



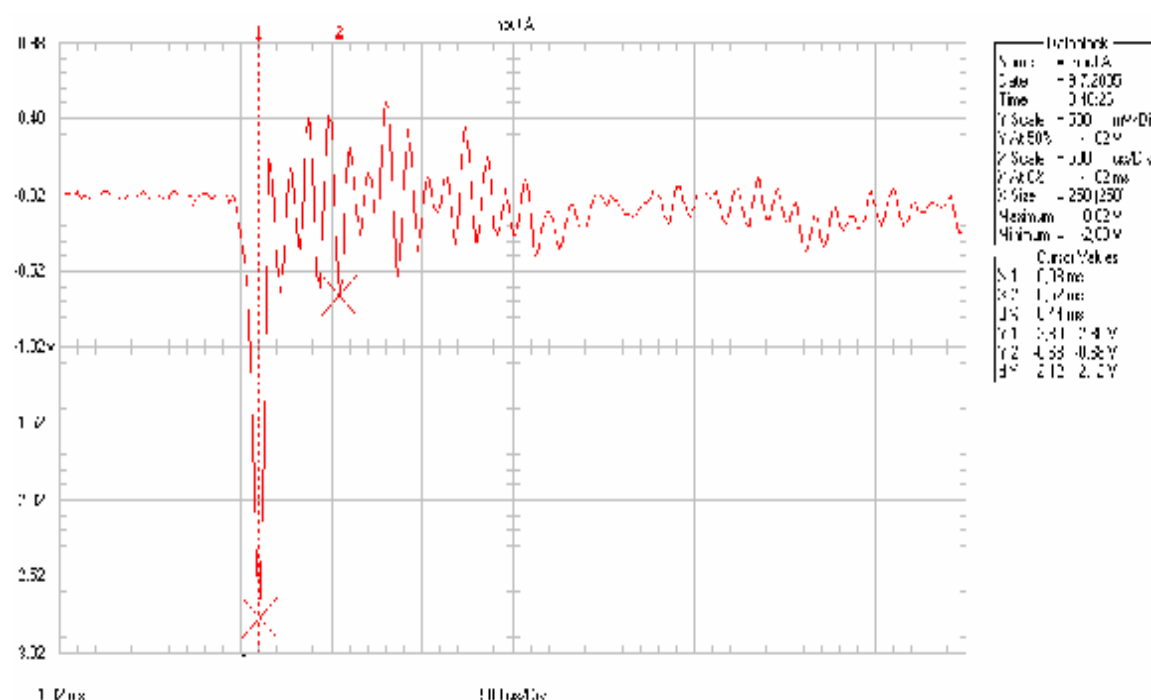
Obr 9.4. Měřící pracoviště pro měření na standu

Cejchování snímače bylo prováděno postupným zatěžováním snímače v rozsahu 0-990 g a bylo zjištěno, že 1V odpovídá 42,65 N.

Měření proběhlo při stoupání měřicí destičky 30° až 55° a pro rozdílné rychlosti dvouválce (87 – 261 ot/min). Byla použita jedna platina s jednou výškou kolénka a uložena v jedné drážce, předpružená dle výrobce. Drážka byla naolejovaná. Zvedač byl potřen vazelínou pro snadnější pohyb kolénka zpět do požadované výšky.

9.1 Normálové síly platiny

Na Obr. 9.5. je znázorněn časový průběh síly od nárazu kolénka platiny na měřicí destičku při otáčkách dvouválce $261 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ a stoupání 55° . Na záznamech je vidět rázovou sílu a následné kmity po nárazu kolénka na zámek. Okamžik opuštění měřicí destičky se nachází mimo rozsah měření. Ostatní průběhy jsou uvedeny v příloze D.



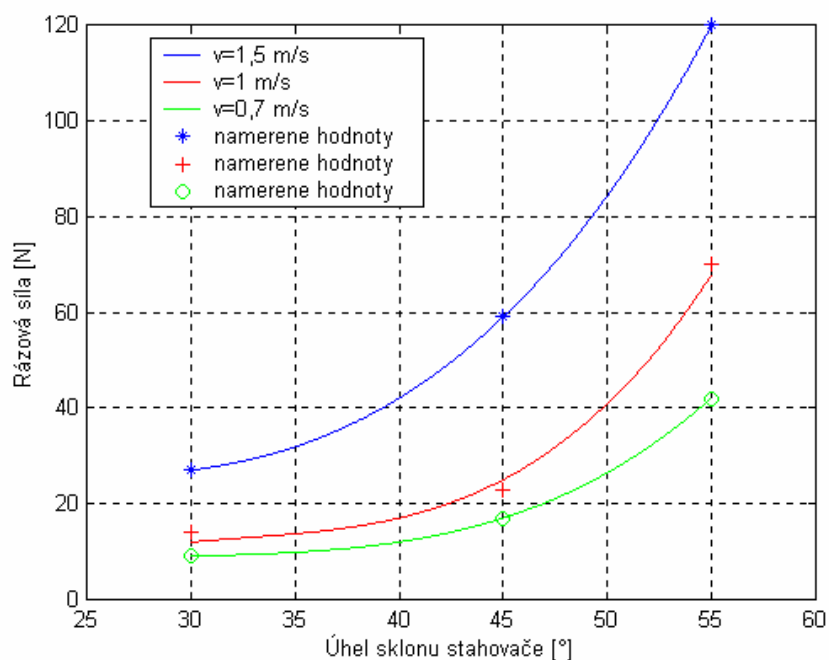
Obr. 9.5. Časový průběh normálové síly, sklon 55° , otáčky $261 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$

Výsledky normálových sil byly odečteny a zapsány do tabulky. V Tabulce 9.1 jsou i hodnoty vlastní frekvence celé soustavy.

Tabulka 9.1. Výsledky normálových sil

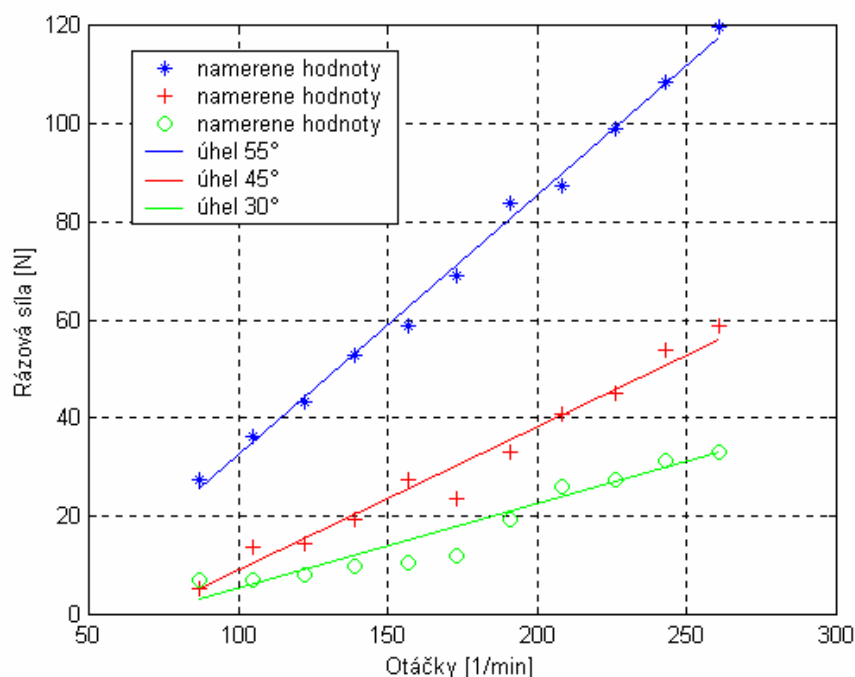
otáčky dvouválce [ot/min]	55°		45°		30°	
	N [N]	f [Hz]	N [N]	f [Hz]	N [N]	f [Hz]
87	27,65	7812	5,2	8928	6,99	10666
105	36,19	6382	13,8	9523	7,17	9259
122	43,3	7894	14,5	9677	8	9615
139	52,9	8695	19,4	9210	9,7	9259
157	58,9	8928	27,3	8620	10,6	9433
173	69,1	8928	23,5	8620	11,9	8802
191	83,6	8928	33,1	8163	19,2	8928
208	87,1	8928	40,9	9210	25,9	8928
225	99	8928	45,2	9210	27,3	8928
243	108,4	8928	53,7	9210	31,4	8928
261	119,5	9090	58,9	9210	33,1	9090

Na Obr. 9.6. je uvedena závislost rázové síly na úhlu zámku při rychlostech $v = 0,7; 1; 1,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Měření bylo prováděno na dvouválcovém lůžku. Je zde patrný exponenciální nárůst síly s úhlem.



Obr. 9.6. Závislost rázové síly na úhlu stahovače

U následného obrázku Obr. 9.7. je závislost rázové síly se vzrůstajícími otáčkami přímkovitého charakteru. Jedná se tedy o závislost rázové síly na otáčkách jednoválce při úhlech stahovače 30°, 45° a 55°.



Obr. 9.7. Závislost rázové síly na otáčkách motoru

Z uvedeného tedy vyplývá, že závislost rázové síly na úhlu je kvadratická, kdežto závislost rázové síly na otáčkách je lineární. Na záznamech velikosti normálové síly se objevují dvě frekvence. Prvá frekvence pohybující se kolem 8–9 kHz je značně vysoká a na pracovní jehlu nebude mít velký vliv, pro nás je tedy málo nebezpečná.

Na záznamech se však objevuje ještě frekvence kolem 600 Hz. To jest frekvence, která se objevuje též při řešení teoretickém. Při řešení dynamického modelu se objevuje dosti výrazná frekvence kolem 500 Hz. Tato frekvence bude podstatně nebezpečnější už z toho důvodu, že je třeba si uvědomit, že zrychlení a tedy i síla roste se čtvercem frekvence.

10 Závěr

Předložená práce se zabývá dvěma základními problémy maloprůměrových pletacích strojů, a to návrhem vhodného mechanismu řízení hustoty pleteniny včetně problémů s tím spojených a ve druhé fázi řešením dynamických problémů na soustavě zámek-platina. Oba problémy byly řešeny z hlediska dynamických vlastností těchto soustav tím, že byly stanoveny síly, které na obě soustavy působí a následně byly sestaveny dynamické modely a jejich řešením byly stanoveny optimální struktury v případě prvého a vlastnosti včetně dynamického chování v případě druhém.

Při návrhu mechanismu řízení hustoty pleteniny bylo východiskem využití metody vertikálního posunu zámku, což má nespornou výhodu v tom, že je možno pohybovat značně menšími hmotami, které jsou dány pouze pohyblivou částí vlastního zámku. Byly sledovány v podstatě dva principy, oba s využitím pohonu krokovým motorem. V prvním případě se jednalo o využití pohybového šroubu hnaného krokovým motorem a ve druhé přímo naháněny kulisový mechanismus.

Oba případy byly po stránce dynamické prozkoumány a lze konstatovat, že oba případy lze pro daný účel využít. V prvním případě dle Obr. 6.9 se jednalo o mechanismus, který požadoval hnací moment $M_H = 6 \text{ N}\cdot\text{cm}$ bez uvažování pasivních odporů a pro použití u středoprůměrových pletacích strojů využívaných především k výrobě tzv. body. V tomto případě lze konstatovat, že s ohledem na rezervu výkonu, s kterou je nutno počítat při náhonu krokovým motorem a působení třecích odporů by postačil hnací moment $M_H = 12 \text{ N}\cdot\text{cm}$. Totéž lze konstatovat pro mechanismus kulisový dle Obr. 6.23.

Druhá stěžejní část, která je v práci řešena, je sledování a popis soustavy zámek-jehla případně platina. K tomuto účelu byl proveden důkladný rozbor sil a poloh jejich nositelek. Byl sestaven dynamický model a zkoumány jeho dynamické vlastnosti. Dále byl zkonstruován měřicí stand, na kterém byly sledovány rázy mezi kolénkem platiny

a zámkem ve skutečném provedení. Je ovšem třeba si uvědomit, že hodnoty naměřené na skutečném standu mohou mít značný rozptyl, neboť jsou silně závislé na zaběhnutí stroje a jednotlivé platiny se navzájem liší v odporu, který kladou pohybu. Matematický popis byl proveden s uvažovanou vůlí mezi zámkem a kolénkem platiny. Výsledky řešení jsou souhrnně uvedeny v příloze A. V práci jsou uvedeny pouze průběhy pro $f = 0,01$ a pro nulové reakce od předpružení platiny. To jsou typické průběhy pro nízké hodnoty tření zhruba do $f = 0,125$, rychlost se pohybuje kolem $3,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a zrychlení postupně klesá až na hodnotu $2600 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ pro rozběhovou část $\alpha = 30^\circ$ a $1800 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ pro $\alpha = 55^\circ$.

V oblasti $f = 0,13-0,15$ se platina v různých polohách zámku $\alpha = 55^\circ$ vzpříčí a při $f = 0,15$ dochází k problémům už při zámku $\alpha = 30^\circ$ při vyšších hodnotách reakcí R_1 , R_2 , R_3 . V oblasti $f = 0,2$ a výše dochází též k nelogickému poklesu rychlosti na začátku zdvihu při rostoucích reakcích R_1 , R_2 a R_3 (viz. Příloha A závislost rychlosti pro koeficient tření $f = 0,2$).

Z tření tedy vyplývá mez vzpříčení při $f = 0,145$, záleží pochopitelně na velikosti předpružení platiny a též na míře zaběhnutí měřené platiny. Řešení též ukázalo, že na velikost normálové síly mezi kolénkem platiny a zámkem má veliký vliv tuhost mezi platinou a zámkem. V konstantě tuhosti je schována vůle v drážce, ohybová tuhost ve směru kolmém na pohyb platiny, ohybová tuhost ve směru pohybu platiny a samozřejmě tuhost mezi zámkem a kolénkem. Z Tabulky 8.1. vyplývá též snižování rázu mezi platinou a zámkem. Rychlost i zrychlení se snižující se tuhostí rovněž klesá (vyplývá z průběhů uvedených v příloze A).

Výsledky práce byly úspěšně aplikovány ve výrobním závodě malopřůměrových pletacích strojů UNIPLET Třebíč.

Seznam použité literatury

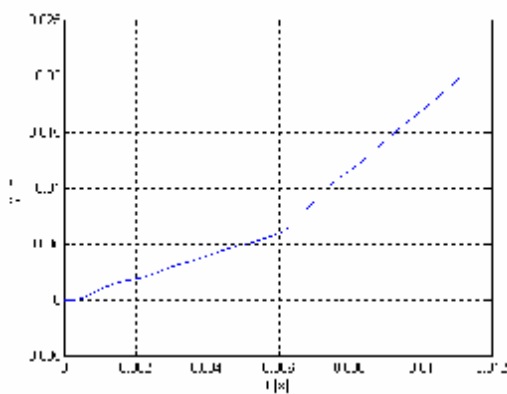
- [1] Artobolevskij I. I.: Teoriya mekhanizmov i mašin, Nauka Moskva, 1988
- [2] Brát V.: Maticové metody v analýze a syntéze prostorových vázaných mechanických systémů, ACADEMIA Praha, 1981
- [3] Daněk V.: Stroje a technologie osnovního pletení, skripta VŠST Liberec, 1984
- [4] Dufek V.: Okrouhlé punčochové automaty – uspořádání a obsluha, Nakladatelství technické literatury Praha, 1969
- [5] Firemní výkresová dokumentace, UNIPLET Třebíč
- [6] Gonda J.: Kmitanie pružných telies, SAV Bratislava, 1961
- [7] Groz-Beckert: Needle technology loop formation, firemní dokumentace, Albstadt Germany, 1996
- [8] Juliš K., Brepta R. a kol.: Mechanika I.díl - Statika a kinematika, SNTL Praha, 1986
- [9] Kolektiv autorů z ČSSR a NDR: Technologie pletařství – Pokroky vědy a techniky v textilním průmyslu, SNTL Praha, 1983
- [10] Kotek Z., Kubík S., Razím M.: Nelineární dynamické systémy, SNTL, Praha 1973
- [11] Kuneš J., Vavroch O., Franta V.: Základy modelování, SNTL Praha, 1989
- [12] Luck K., Modler K. H.: GETRIEBETECHNIK-Analyse synthese optimierung, Akademie-Verlag Berlin, 1990
- [13] Makarov A. I.: Osnovy proektovaniya tekstilnykh mašin, MAŠGIZ Moskva, 1961
- [14] Medveď M.: Dynamické systémy, VEDA Bratislava, 1988
- [15] Navrátil M., Pluhař O.: Metody a přístroje, SNTL Praha, 1986
- [16] Němec J.: Odporové tenzometry v praxi, SNTL Praha, 1967
- [17] Novickij P.V.: Električeskije izmerenija neelektričeskych veličin, Energija Leningrad, 1975
- [18] Rektorys K. a spol.: Přehled užití matematiky, SNTL Praha, 1968
- [19] Schenk H.: Teoriya inženernogo eksperimenta, Mir, Moskva 1972

-
- [20] SIMULINK – Dynamic System Simulation for MATLAB, The Math Works, Inc., Natic, MA, JUSA, uživatelská příručka
- [21] Szabó I.: Mechanika tuhých těles a kapalin, SNTL Praha, 1967
- [22] Šalov I.: Okružle pančuchové stroje, Slovenské vydavateľstvo technickej literatúry, Bratislava, 1956
- [23] Vitásek E.: Numerické metody, SNTL Praha, 1987
- [24] Zítek P., Petrová R.: Matematické a simulační modely, ČVUT Praha, 1986

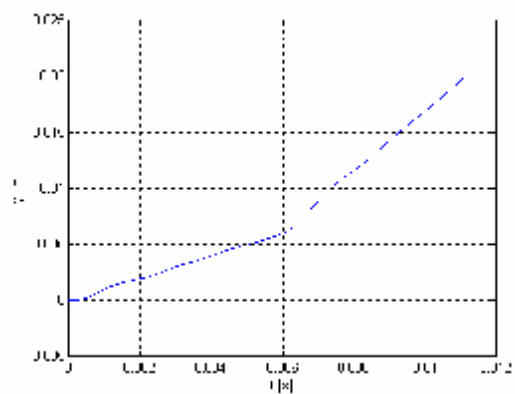
Seznam publikací

- [1] Mrázek P.: Technická zpráva pro potřeby Výzkumného centra „TEXTIL“, *Krokové a lineární motory (rešerše)*, Prosinec 2000, číslo úkolu: 1893, Sekce: C
- [2] Mrázek P., Modrlák O.: Proceedings of XXVI. Seminar ASR'2001 " Instruments and Control " - *Electromechanical Control for the Step Change of the Stitch Density of Knitted Fabric* ,VŠB Ostrava, April 26-27,2001, page 46. ISBN 80-7078-890-9
- [3] Mrázek P., Modrlák O.: *Optimisation of the control mechanism for the step change of the stitch density of knitted fabric*. In.5th Workshop on Electronics, Control, Modelling, Measurment and Signals. Toulouse, France, May 30-31, June 1,2001, page 276.
- [4] Mrázek P.: *Electromechanical system for shift of the clearing cams of knitting machine*, In.6th Workshop on Electronics, Control, Modelling, Measurment and Signals, Liberec, Czech republic, June 2-4, 2003
- [5] Mrázek P.:*Control mechanism for the step and continuous change of the stitch density of knitted fabric*, Engineering mechanics 2003, May 12-45 2003, Svratka, Czech Republic ISBN 80-86246-18-3
- [6] Mrázek P.: *Control mechanism for shift of the clearing cams of knitting machine*, Process Controll 03, June 8-11, 2003, Štrbské Pleso, High Tatras, Slovak republic, ISBN 80-227-1902-1
- [7] Mrázek P.: *Simulation of Control mechanism for change of the stitch density of knitted fabric*, Engineering mechanics 2004, May 10-13 2004, Svratka, Czech Republic
- [8] Mrázek, P: *Simulation of driving element in mechanism of density of the knitted fabric*, In.7th Workshop on Electronics, Control, Modelling, Measurment and Signals, Toulouse, France, May 2005, 17-20

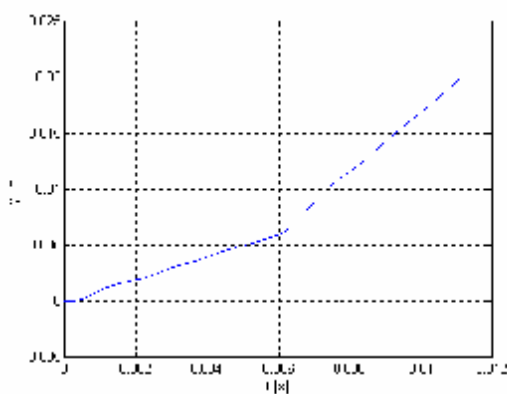
PŘÍLOHA A
Průběh kinematických veličin pro model s vůlemi
(soustava zámek-jehla)



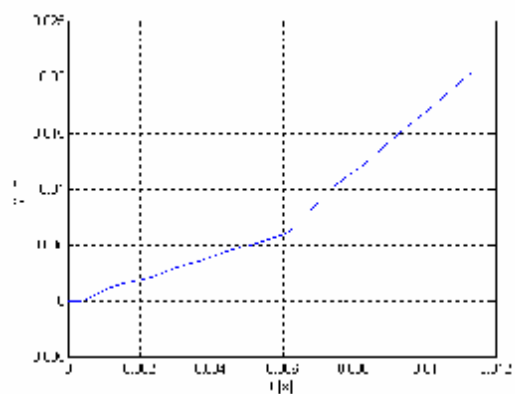
Obr. A.1. Průběh dráhy $f=0,01$
 $R_1, R_2, R_3=0$



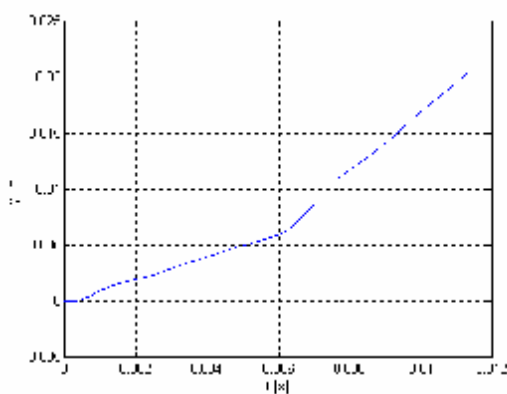
Obr. A.2. Průběh dráhy $f=0,01$
 $R_1, R_2=1, R_3=2$



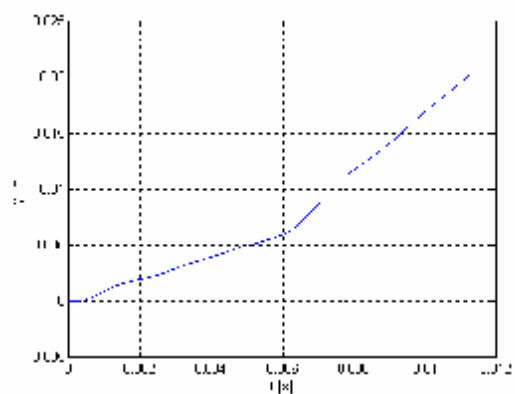
Obr. A.3. Průběh dráhy $f=0,01$
 $R_1, R_2=2, R_3=4$



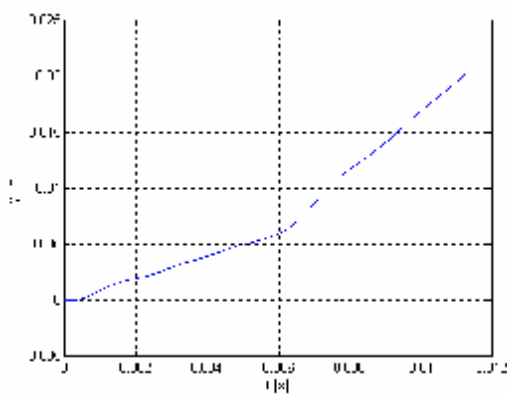
Obr. A.4. Průběh dráhy $f=0,01$
 $R_1, R_2=5, R_3=10$



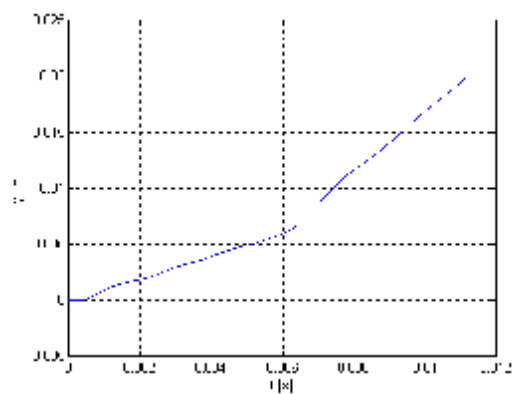
Obr. A.5. Průběh dráhy $f=0,05$
 $R_1, R_2, R_3=0$



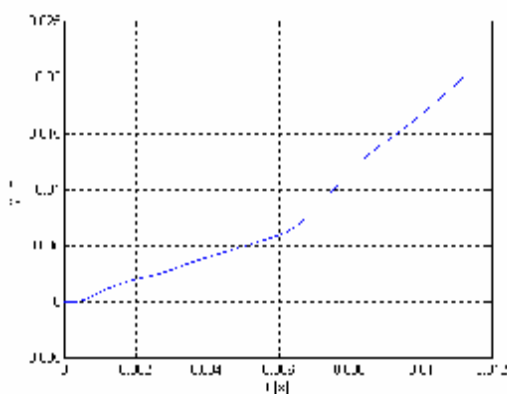
Obr. A.6. Průběh dráhy $f=0,05$
 $R_1, R_2=1, R_3=2$



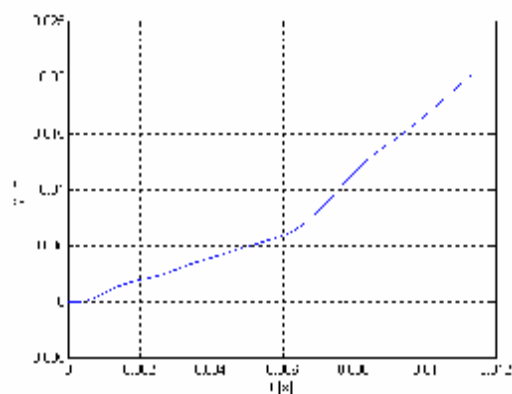
Obr. A.7. Průběh dráhy $f=0,05$
 $R_1, R_2 = 2 \ R_3=4$



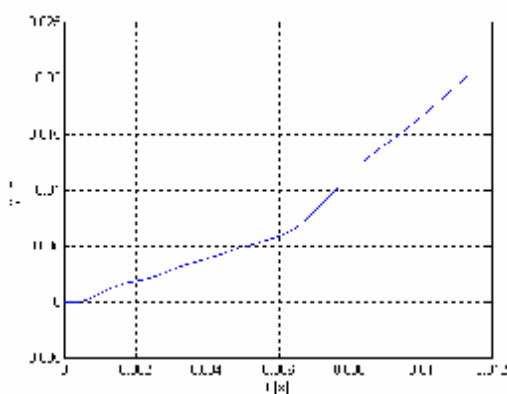
Obr. A.8. Průběh dráhy $f=0,05$
 $R_1, R_2=5, R_3=10$



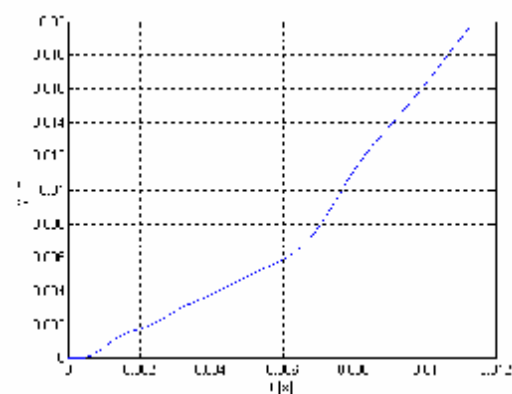
Obr. A.9. Průběh dráhy $f=0,1$
 $R_1, R_2, R_3=0$



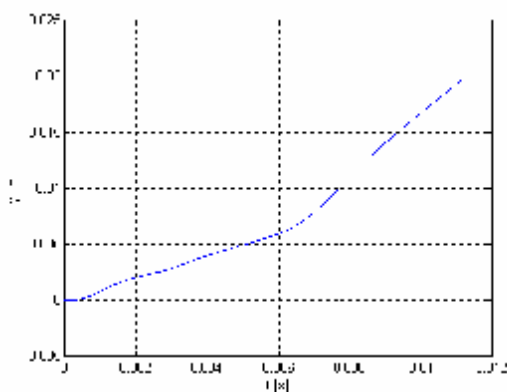
Obr. A.10. Průběh dráhy $f=0,1$
 $R_1, R_2=1, R_3=2$



Obr. A.11. Průběh dráhy $f=0,1$
 $R_1, R_2 = 2 \ R_3=4$

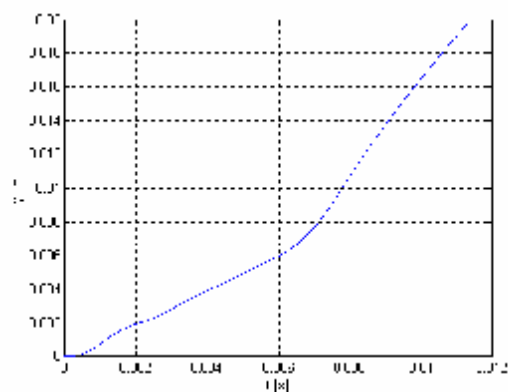


Obr. A.12. Průběh dráhy $f=0,1$
 $R_1, R_2=5, R_3=10$



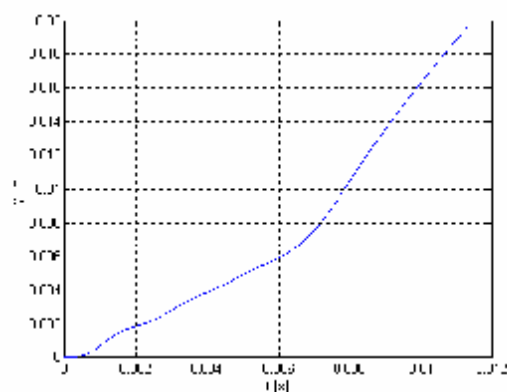
Obr. A.13. Průběh dráhy $f=0,12$

$$R_1, R_2, R_3=0$$



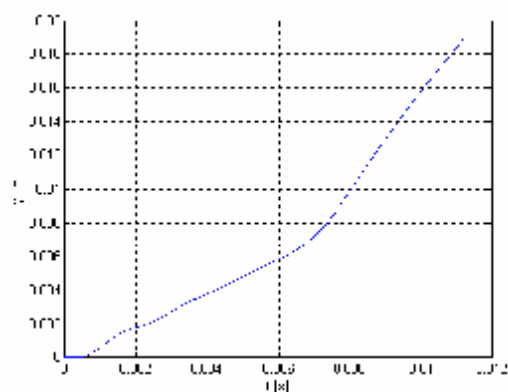
Obr. A.14. Průběh dráhy $f=0,12$

$$R_1, R_2=1, R_3=2$$



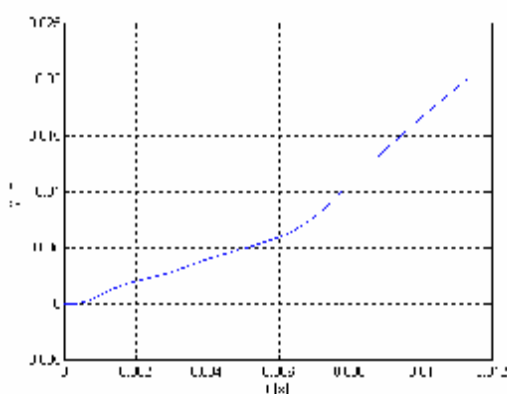
Obr. A.15. Průběh dráhy $f=0,12$

$$R_1, R_2=2, R_3=4$$



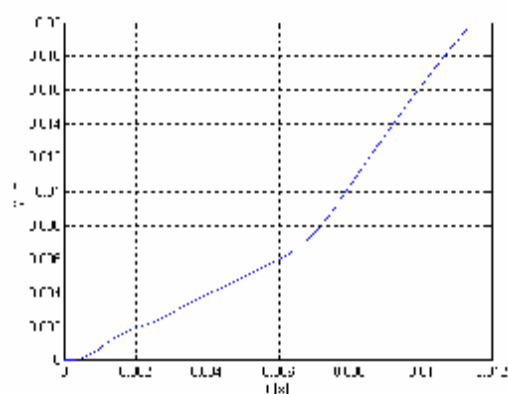
Obr. A.16. Průběh dráhy $f=0,12$

$$R_1, R_2=5, R_3=10$$



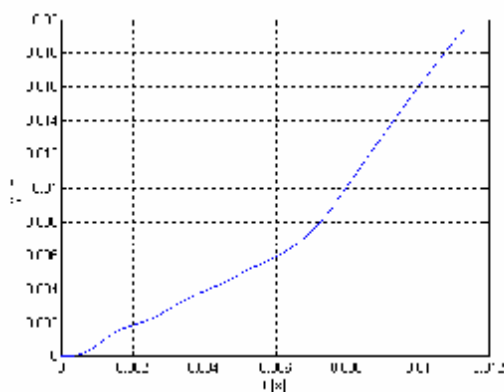
Obr. A.17. Průběh dráhy $f=0,125$

$$R_1, R_2, R_3=0$$

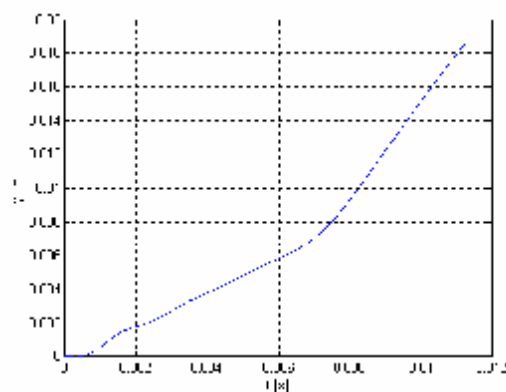


Obr. A.18. Průběh dráhy $f=0,125$

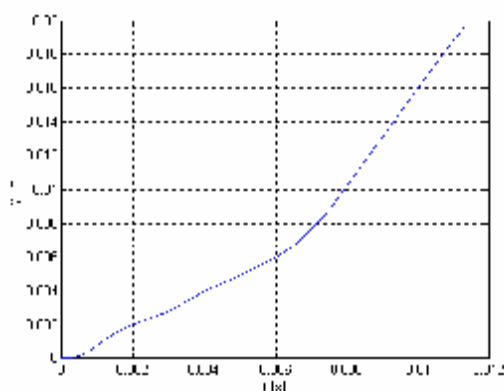
$$R_1, R_2=1, R_3=2$$



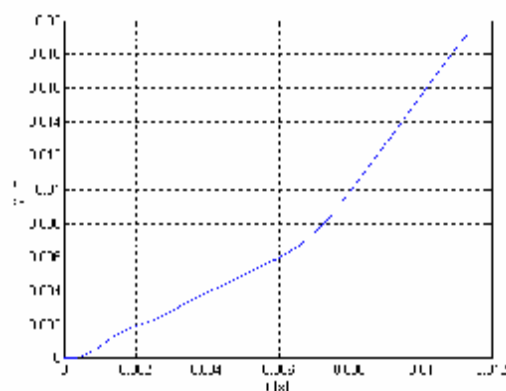
Obr. A.19. Průběh dráhy $f=0,125$
 $R_1, R_2=2, R_3=4$



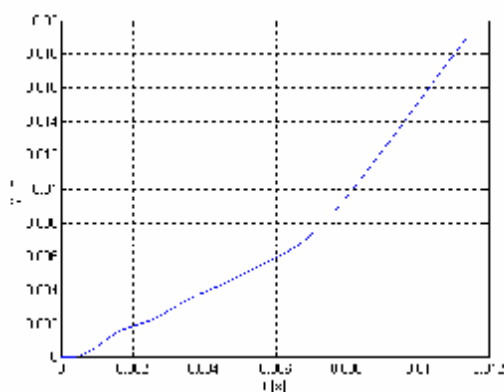
Obr. A.20. Průběh dráhy $f=0,125$
 $R_1, R_2=5, R_3=10$



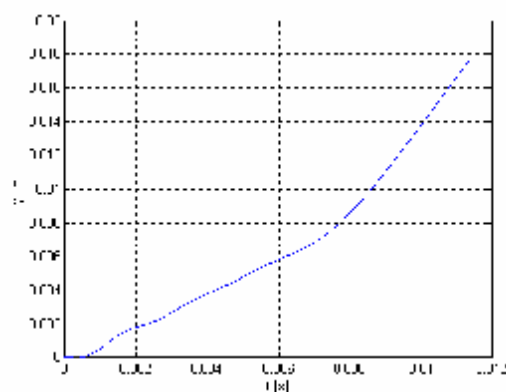
Obr. A.21. Průběh dráhy $f=0,13$
 $R_1, R_2, R_3=0$



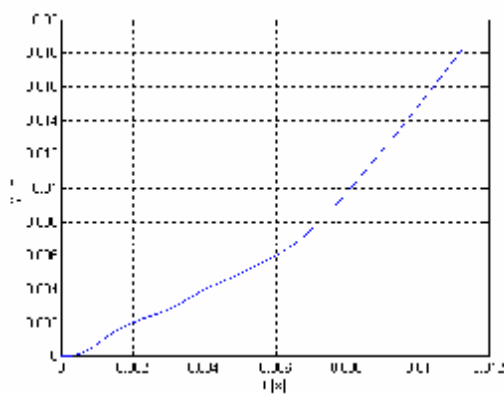
Obr. A.22. Průběh dráhy $f=0,13$
 $R_1, R_2=1, R_3=2$



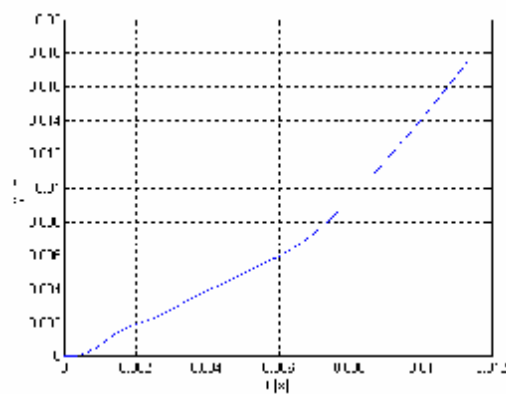
Obr. A.23. Průběh dráhy $f=0,13$
 $R_1, R_2=2, R_3=4$



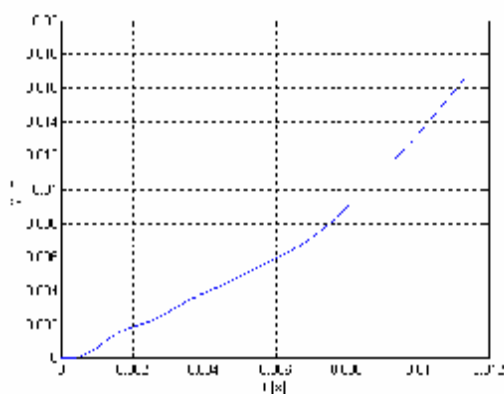
Obr. A.24. Průběh dráhy $f=0,13$
 $R_1, R_2=5, R_3=10$



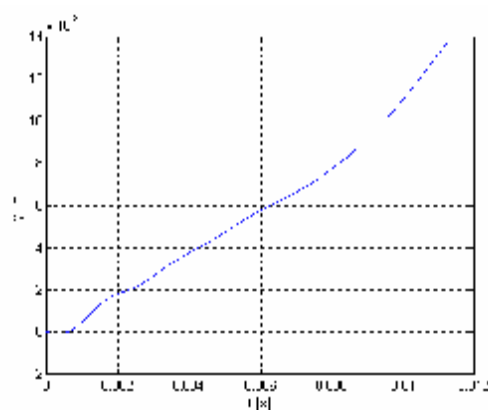
Obr. A.25. Průběh dráhy $f=0,135$
 $R_1, R_2, R_3=0$



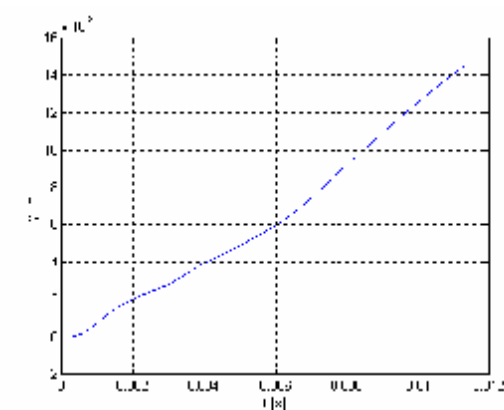
Obr. A.26. Průběh dráhy $f=0,135$
 $R_1, R_2=1, R_3=2$



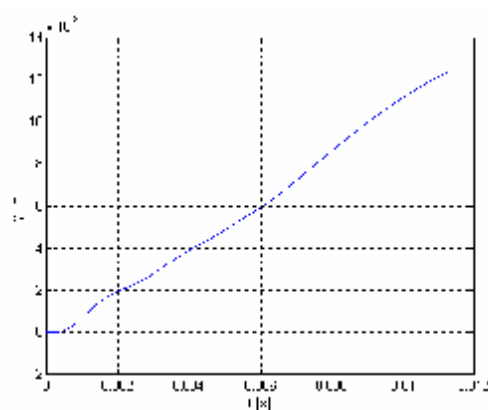
Obr. A.27. Průběh dráhy $f=0,135$
 $R_1, R_2=2, R_3=4$



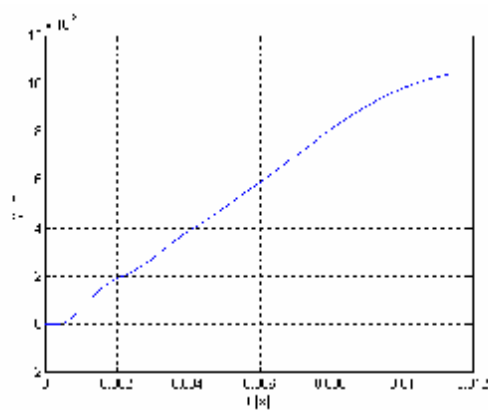
Obr. A.28. Průběh dráhy $f=0,135$
 $R_1, R_2=5, R_3=10$



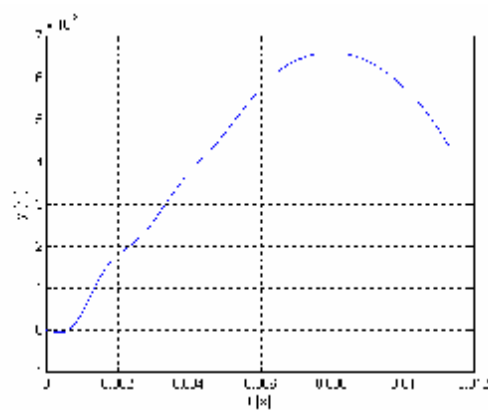
Obr. A.29. Průběh dráhy $f=0,14$
 $R_1, R_2, R_3=0$



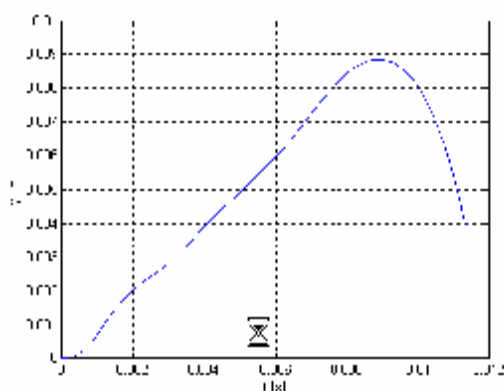
Obr. A.30. Průběh dráhy $f=0,14$
 $R_1, R_2=1, R_3=2$



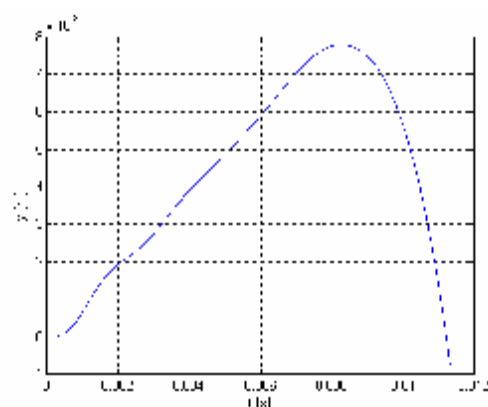
Obr. A.31. Průběh dráhy $f=0,14$
 $R_1, R_2 = 2 \ R_3=4$



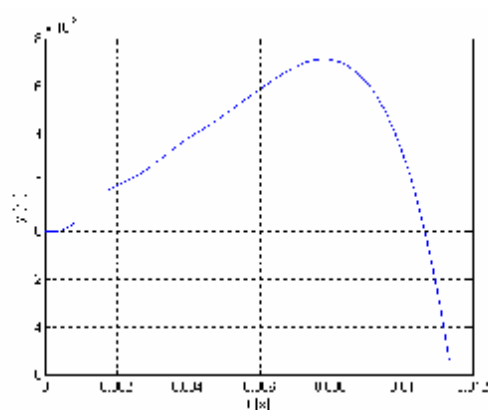
Obr. A.32. Průběh dráhy $f=0,14$
 $R_1, R_2=5, R_3=10$



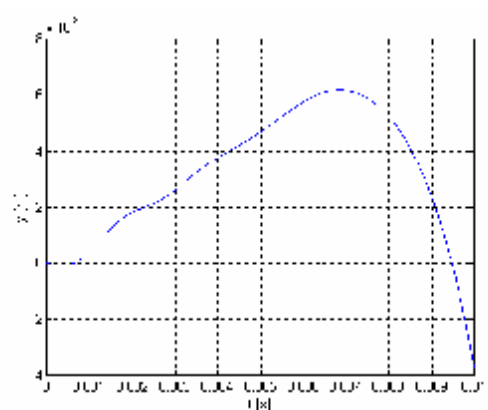
Obr. A.33. Průběh dráhy $f=0,145$
 $R_1, R_2, R_3=0$



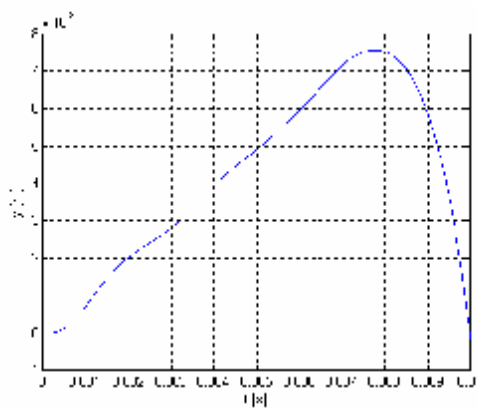
Obr. A.34. Průběh dráhy $f=0,145$
 $R_1, R_2=1, R_3=2$



Obr. A.35. Průběh dráhy $f=0,145$
 $R_1, R_2 = 2 \ R_3=4$

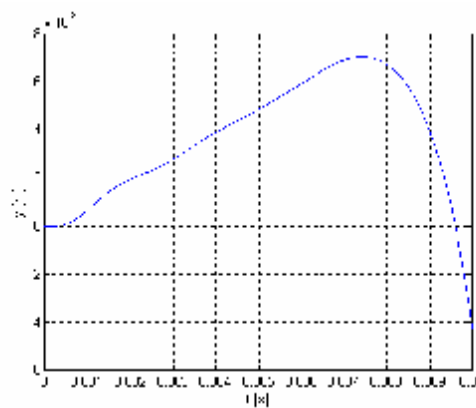


Obr. A.36. Průběh dráhy $f=0,145$
 $R_1, R_2=5, R_3=10$



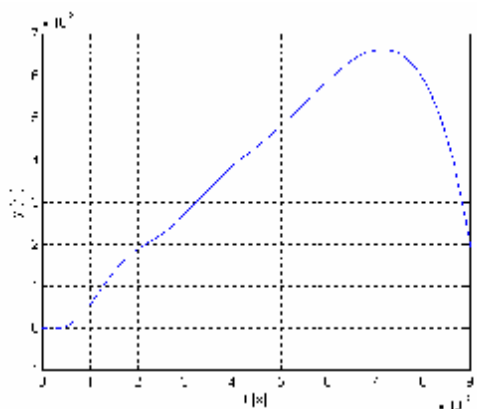
Obr. A.37. Průběh dráhy $f=0,15$

$$R_1, R_2, R_3=0$$



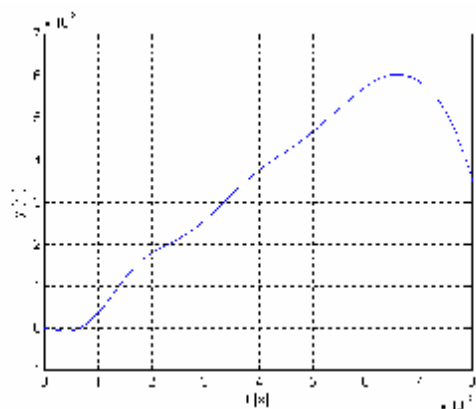
Obr. A.38. Průběh dráhy $f=0,15$

$$R_1, R_2=1, R_3=2$$



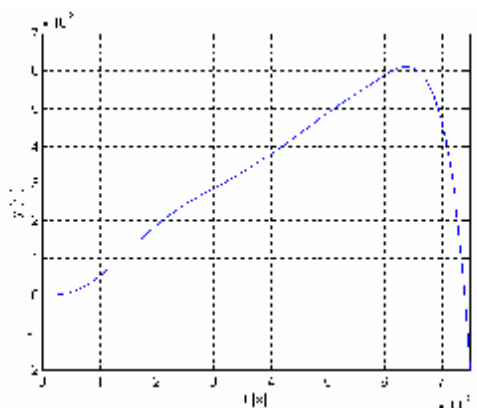
Obr. A.39. Průběh dráhy $f=0,15$

$$R_1, R_2=2, R_3=4$$



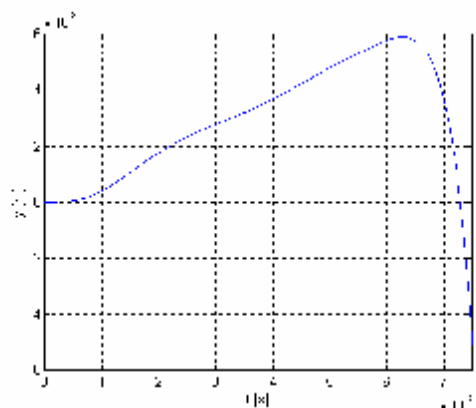
Obr. A.40. Průběh dráhy $f=0,15$

$$R_1, R_2=5, R_3=10$$



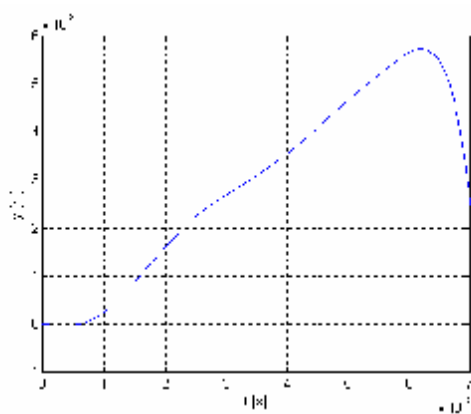
Obr. A.41. Průběh dráhy $f=0,2$

$$R_1, R_2, R_3=0$$



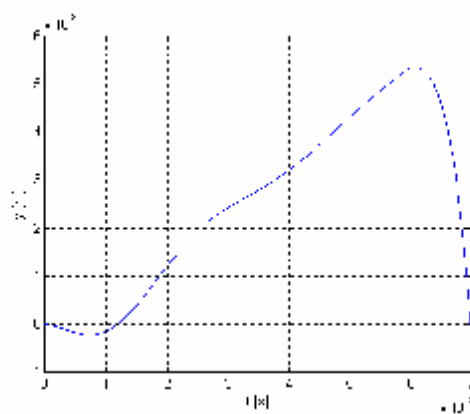
Obr. A.42. Průběh dráhy $f=0,2$

$$R_1, R_2=1, R_3=2$$



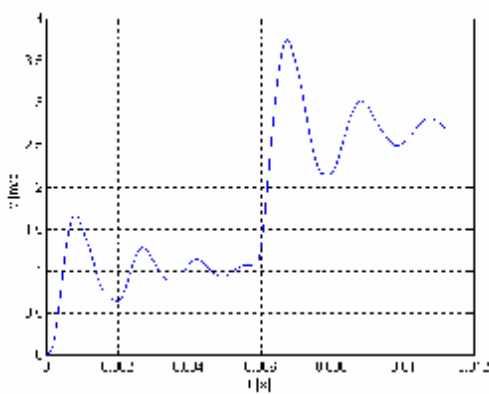
Obr. A.43. Průběh dráhy $f=0,2$

$$R_1, R_2 = 2 \quad R_3 = 4$$



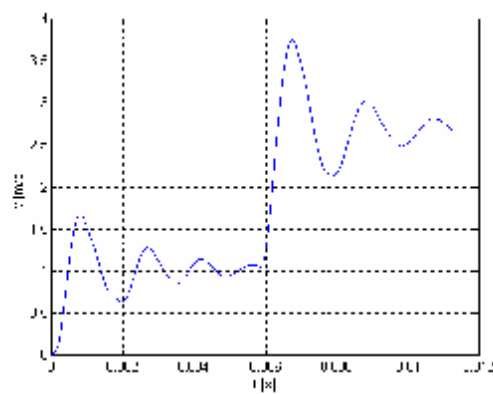
Obr. A.44. Průběh dráhy $f=0,2$

$$R_1, R_2 = 5, \quad R_3 = 10$$



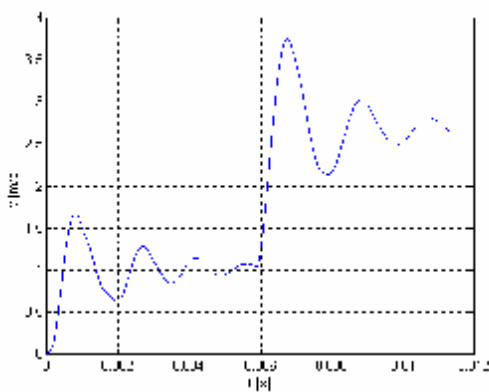
Obr. A.45. Průběh rychlosti $f=0,01$

$$R_1, R_2, R_3 = 0$$



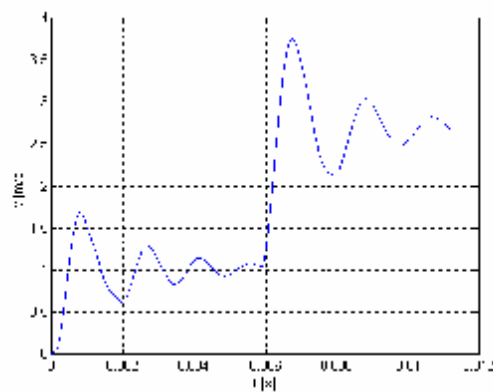
Obr. A.46. Průběh rychlosti $f=0,01$

$$R_1, R_2 = 1, \quad R_3 = 2$$



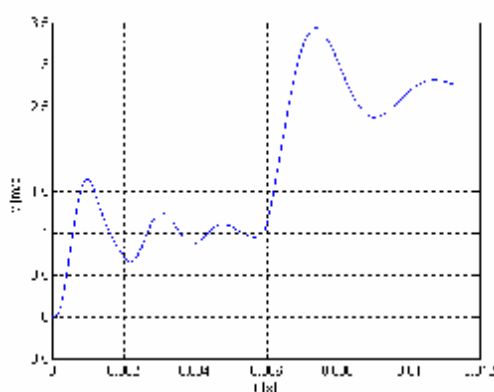
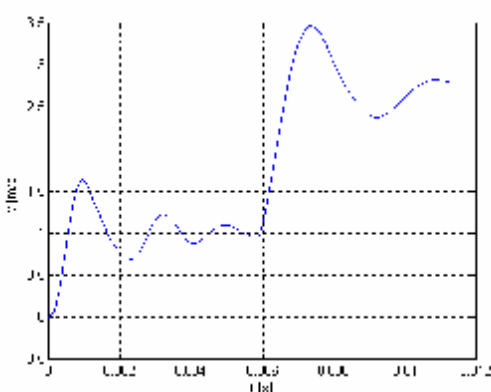
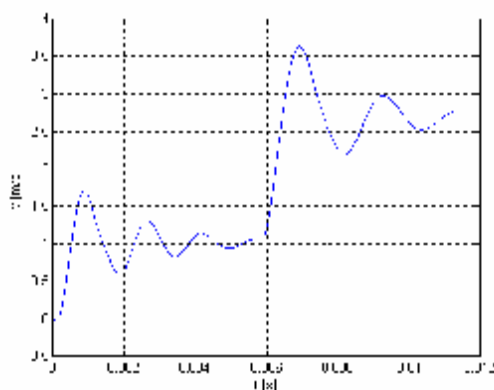
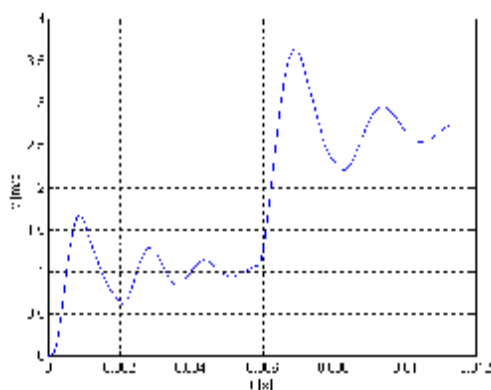
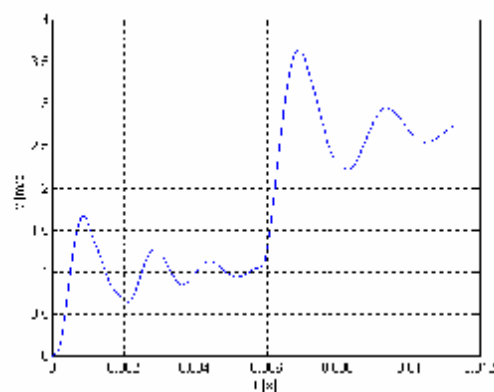
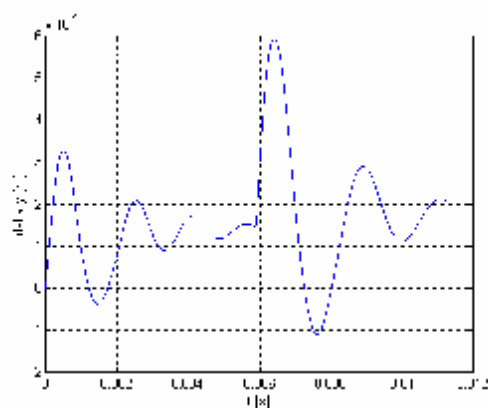
Obr. A.47. Průběh rychlosti $f=0,01$

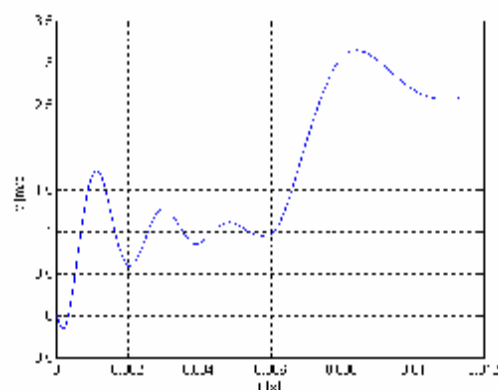
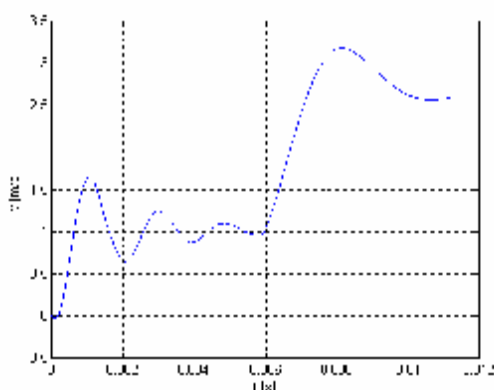
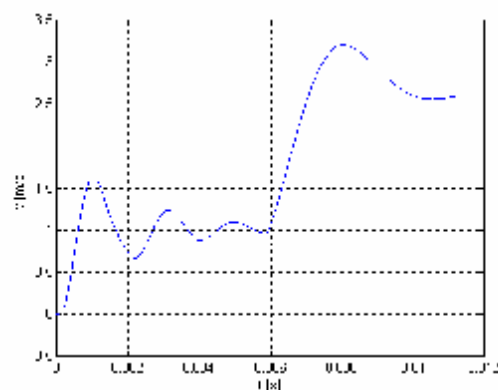
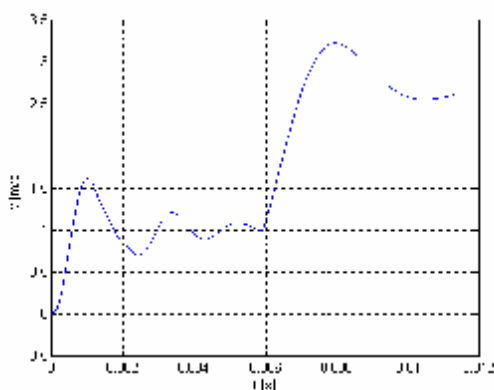
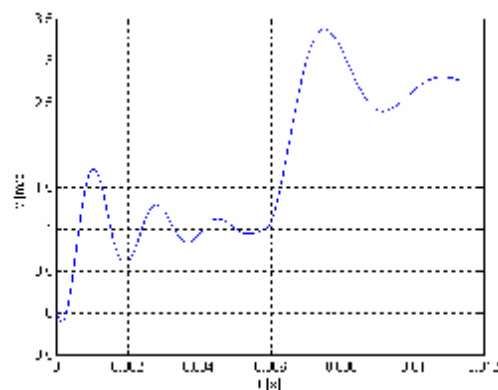
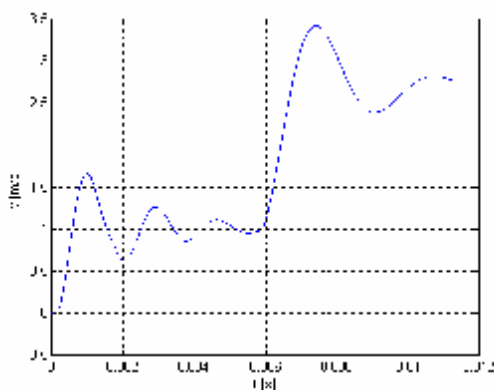
$$R_1, R_2 = 2 \quad R_3 = 4$$

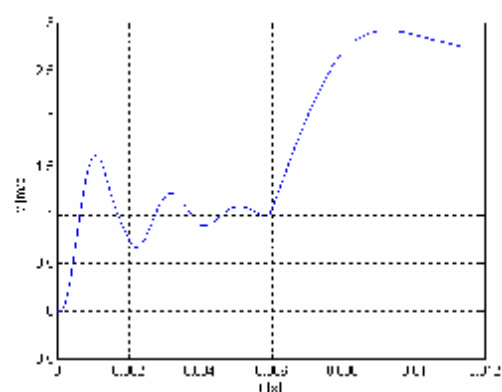
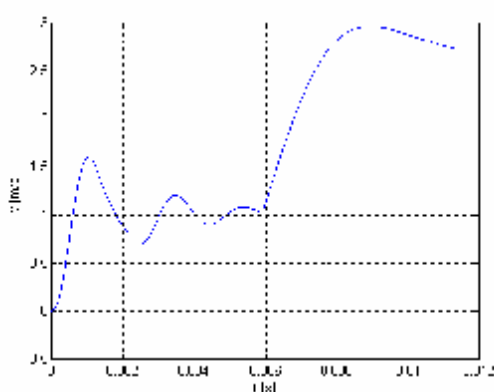
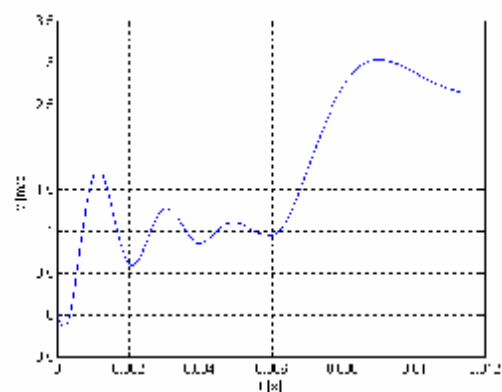
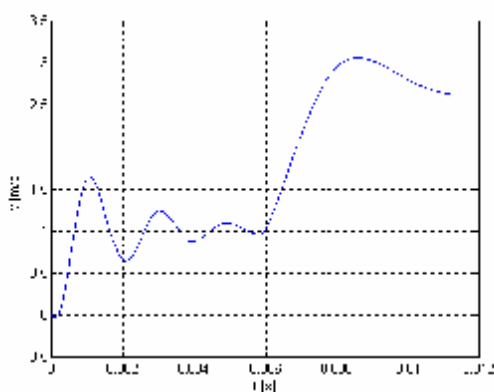
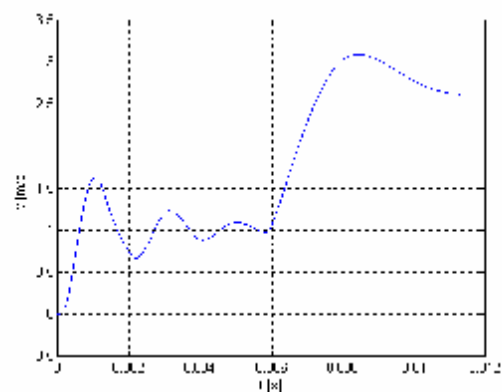
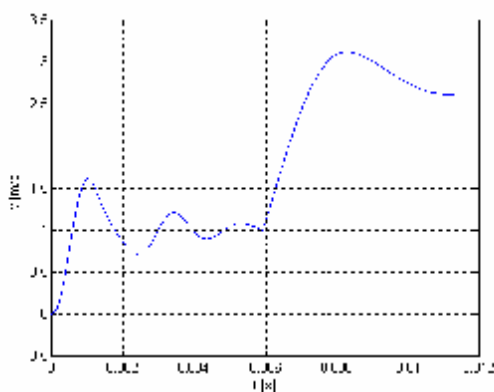


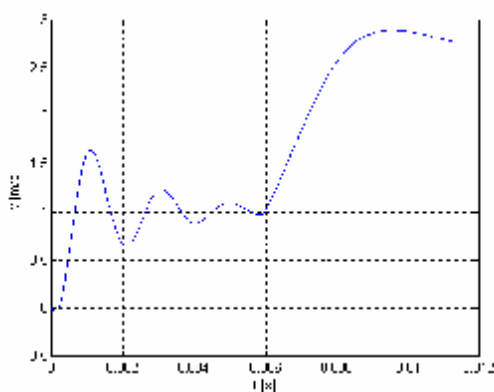
Obr. A.48. Průběh rychlosti $f=0,01$

$$R_1, R_2 = 5, \quad R_3 = 10$$



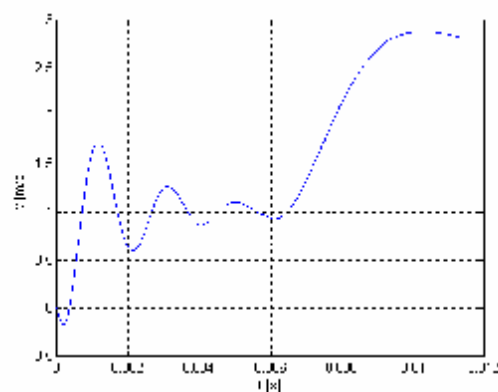






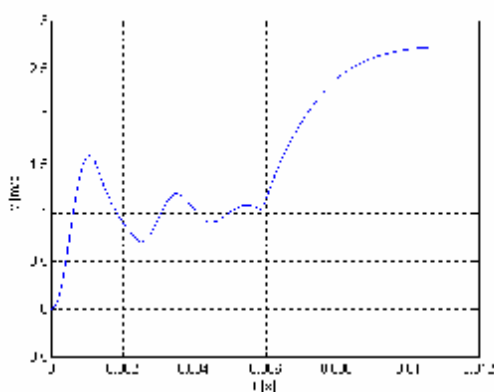
Obr. A.67. Průběh rychlosti $f=0,13$

$R_1, R_2 = 2 \quad R_3=4$



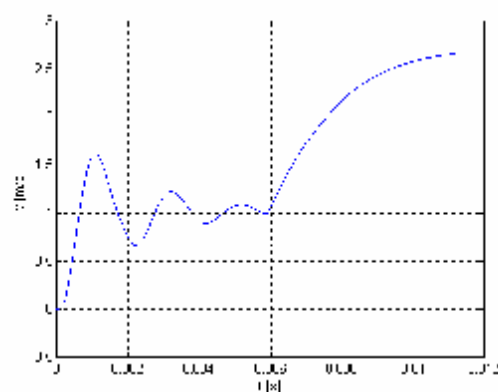
Obr. A.68. Průběh rychlosti $f=0,13$

$R_1, R_2=5, R_3=10$



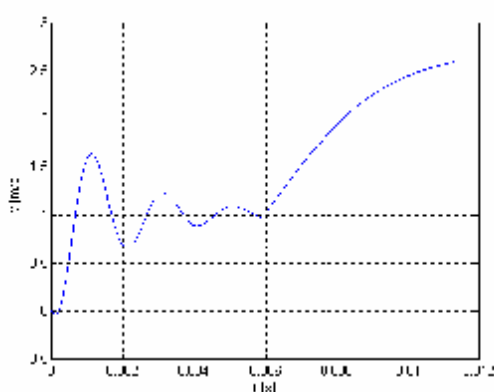
Obr. A.69. Průběh rychlosti

$f=0,135, R_1, R_2, R_3=0$



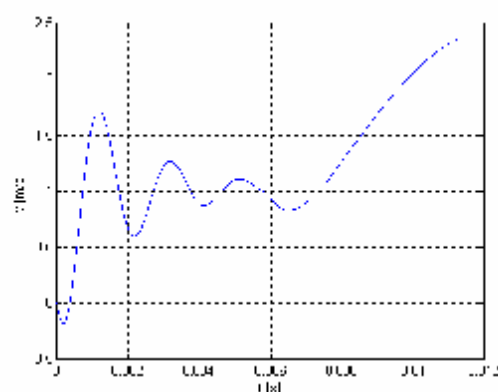
Obr. A.70. Průběh rychlosti

$f=0,135, R_1, R_2=1, R_3=2$



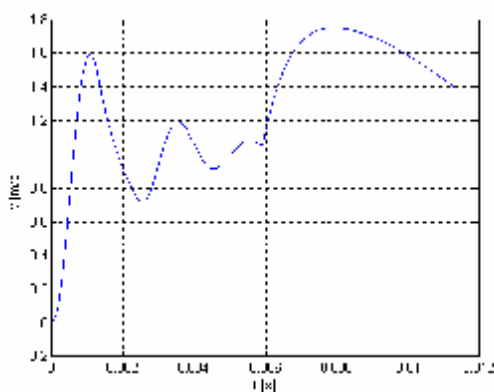
Obr. A.71. Průběh rychlosti

$f=0,135 \quad R_1, R_2=2, R_3=4$



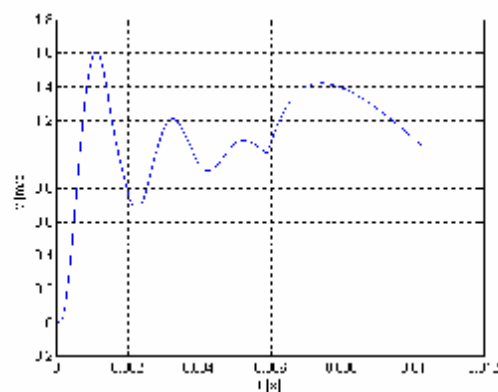
Obr. A.72. Průběh rychlosti

$f=0,135 \quad R_1, R_2=5, R_3=10$



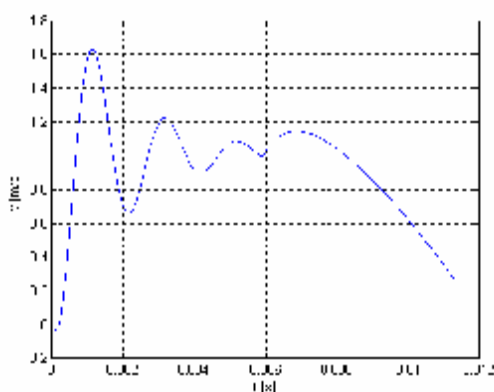
Obr. A.73. Průběh rychlosti $f=0,14$

$R_1, R_2, R_3=0$



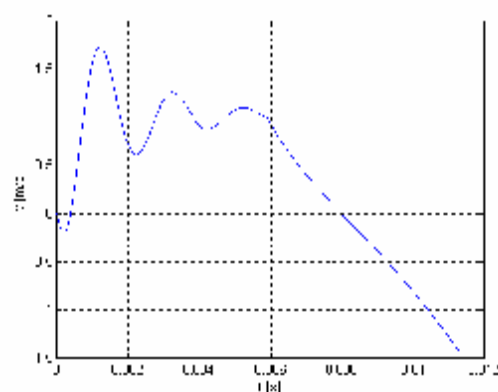
Obr. A.74. Průběh rychlosti $f=0,14$

$R_1, R_2=1, R_3=2$



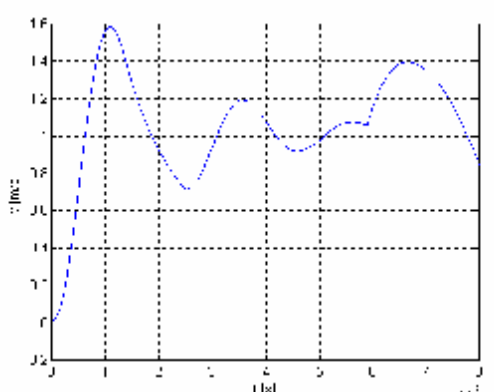
Obr. A.75. Průběh rychlosti $f=0,14$

$R_1, R_2=2, R_3=4$



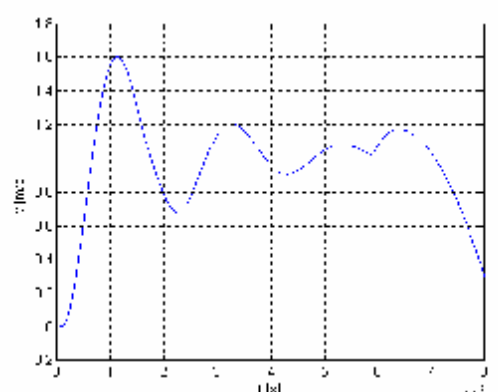
Obr. A.76. Průběh rychlosti $f=0,14$

$R_1, R_2=5, R_3=10$



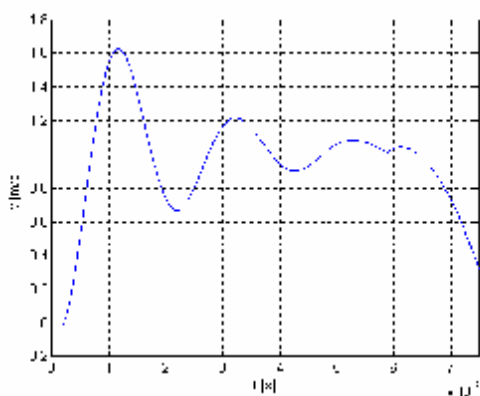
Obr. A.77. Průběh rychlosti

$f=0,145, R_1, R_2, R_3=0$

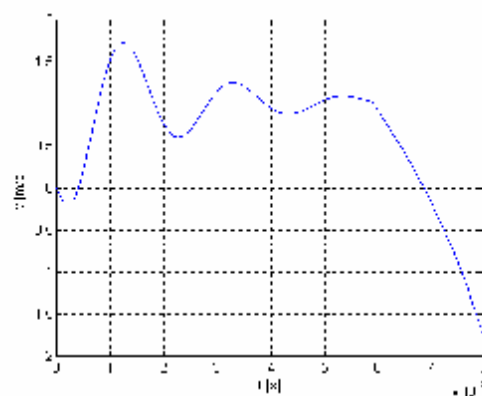


Obr. A.78. Průběh rychlosti

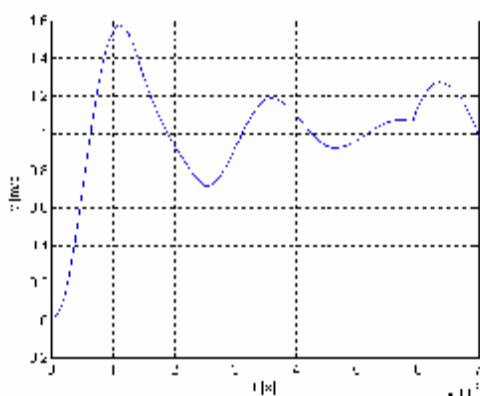
$f=0,145, R_1, R_2=1, R_3=2$



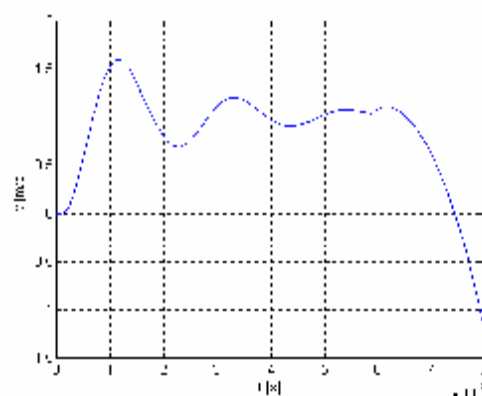
Obr. A.79. Průběh rychlosti
 $f=0,145$, R_1 , $R_2=2$, $R_3=4$



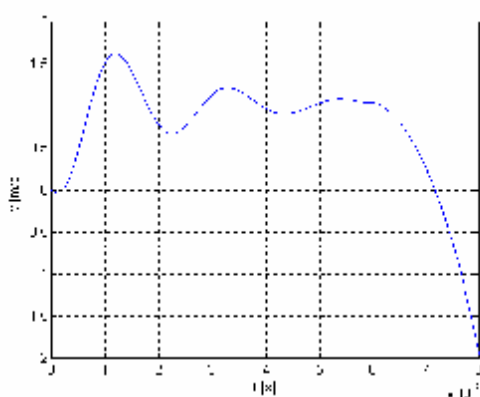
Obr. A.80. Průběh rychlosti
 $f=0,145$, R_1 , $R_2=5$, $R_3=10$



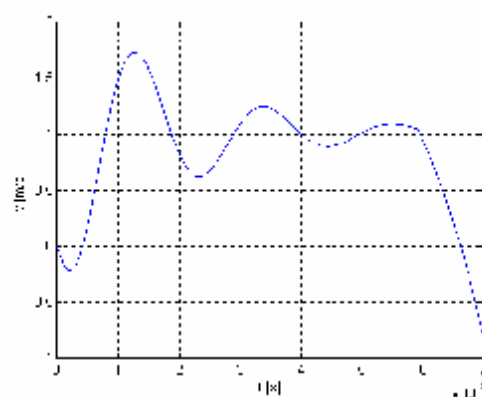
Obr. A.81. Průběh rychlosti $f=0,15$
 R_1 , R_2 , $R_3=0$



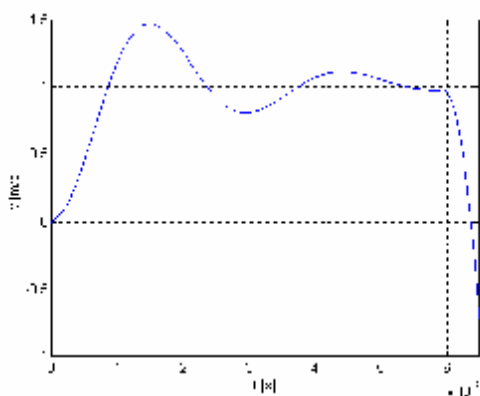
Obr. A.82. Průběh rychlosti $f=0,15$
 R_1 , $R_2=1$, $R_3=2$



Obr. A.83. Průběh rychlosti $f=0,15$
 R_1 , $R_2=2$, $R_3=4$

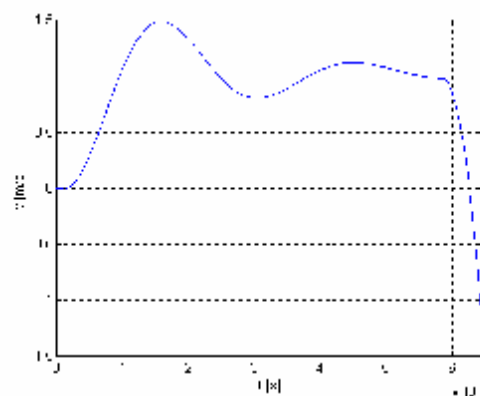


Obr. A.84. Průběh rychlosti $f=0,15$
 R_1 , $R_2=5$, $R_3=10$



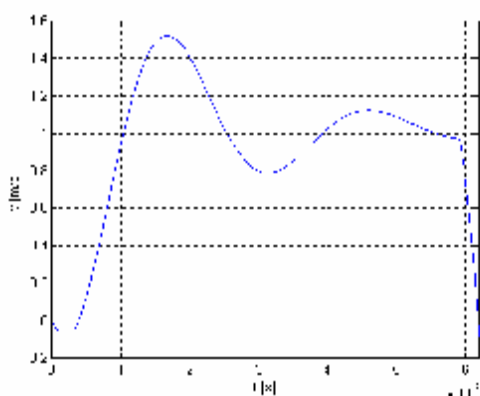
Obr. A.85. Průběh rychlosti $f=0,2$

$R_1, R_2, R_3=0$



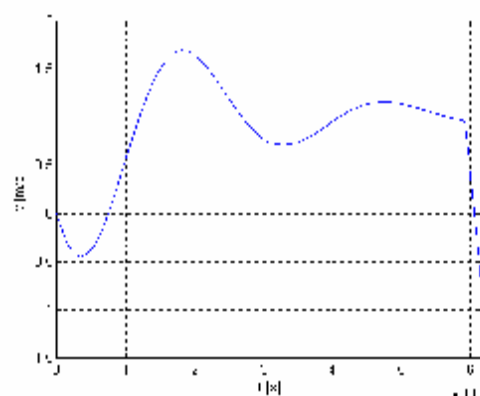
Obr. A.86. Průběh rychlosti $f=0,2$

$R_1, R_2=1, R_3=2$



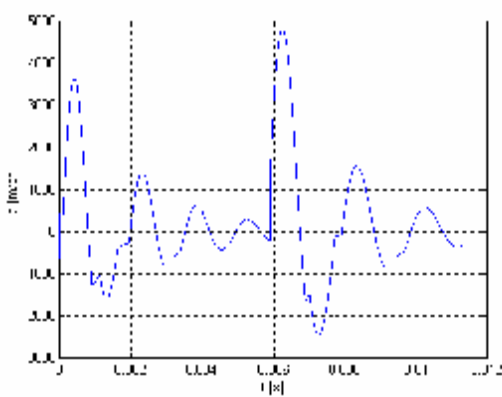
Obr. A.87. Průběh rychlosti $f=0,2$

$R_1, R_2=2, R_3=4$



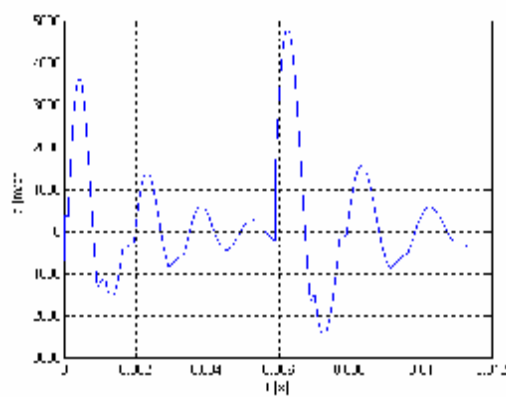
Obr. A.88. Průběh rychlosti $f=0,2$

$R_1, R_2=5, R_3=10$



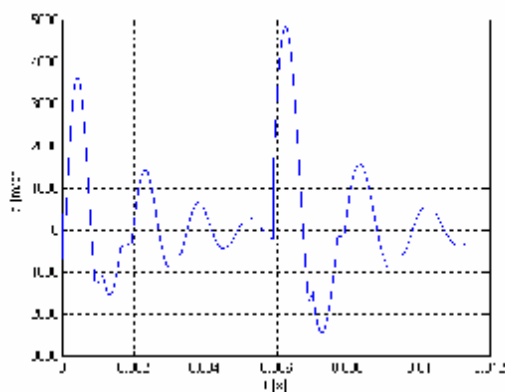
Obr. A.89. Průběh zrychlení

$f=0,01, R_1, R_2, R_3=0$

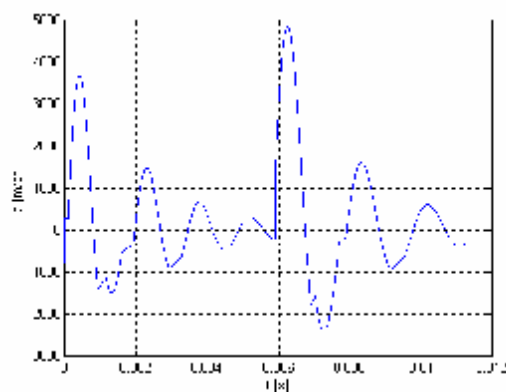


Obr. A.90. Průběh zrychlení

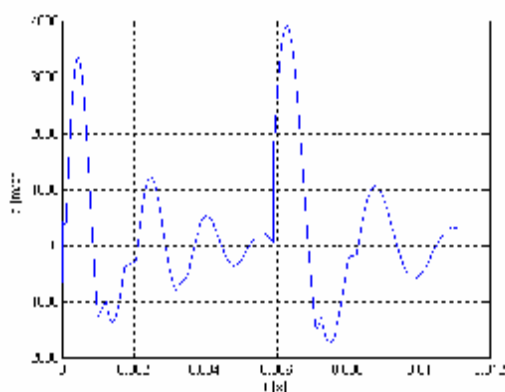
$f=0,01, R_1, R_2=1, R_3=2$



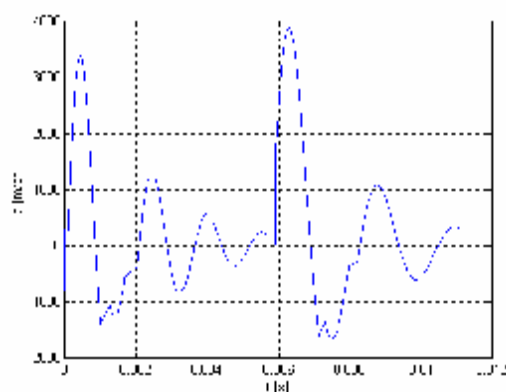
Obr. A.91. Průběh zrychlení
 $f=0,01, R_1, R_2=2, R_3=4$



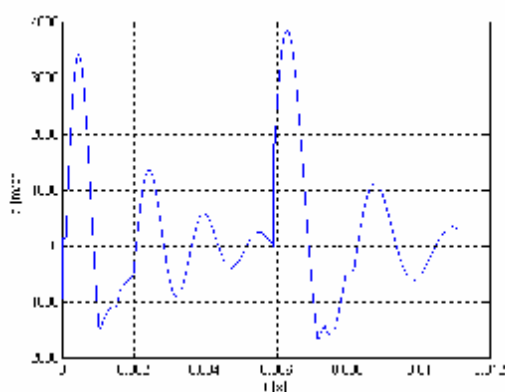
Obr. A.92. Průběh zrychlení
 $f=0,01, R_1, R_2=5, R_3=10$



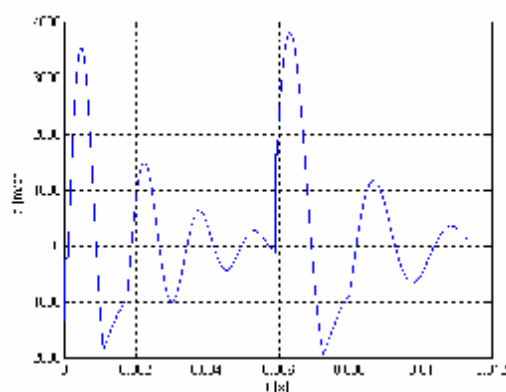
Obr. A.93. Průběh zrychlení
 $f=0,05, R_1, R_2, R_3=0$



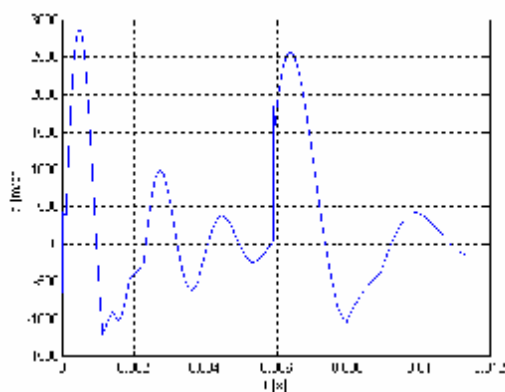
Obr. A.94. Průběh zrychlení
 $f=0,05, R_1, R_2=1, R_3=2$



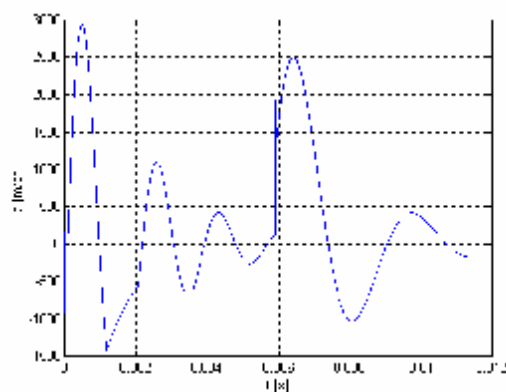
Obr. A.95. Průběh zrychlení
 $f=0,05, R_1, R_2=2, R_3=4$



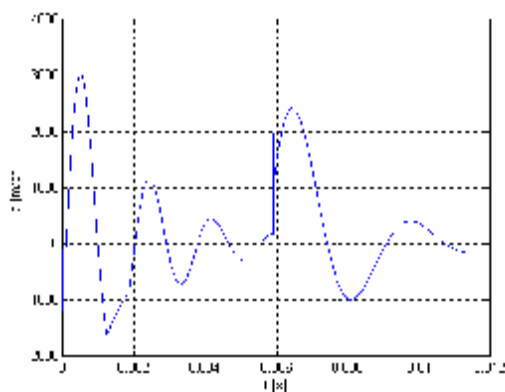
Obr. A.96. Průběh zrychlení
 $f=0,05, R_1, R_2=5, R_3=10$



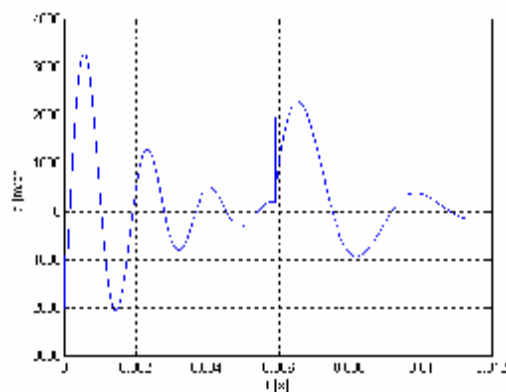
Obr. A.97. Průběh zrychlení
 $f=0,1, R_1, R_2, R_3=0$



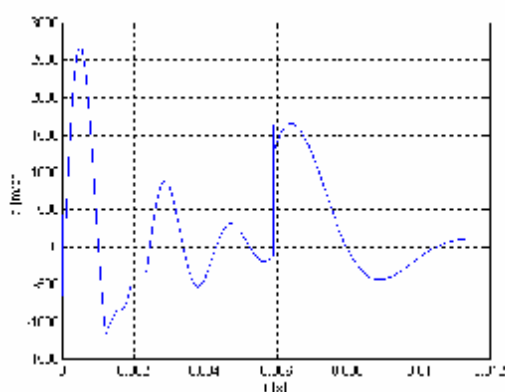
Obr. A.98. Průběh zrychlení
 $f=0,1, R_1, R_2=1, R_3=2$



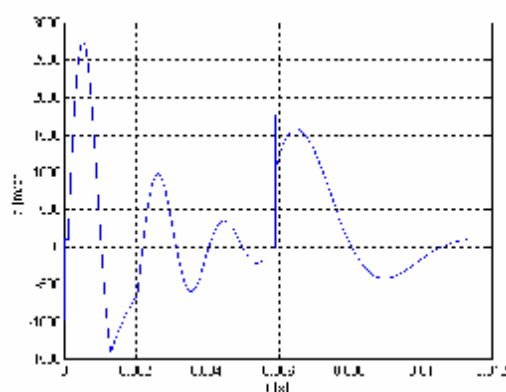
Obr. A.99. Průběh zrychlení
 $f=0,1, R_1, R_2=2, R_3=4$



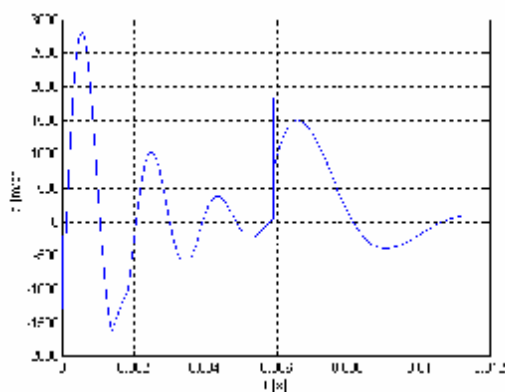
Obr. A.100. Průběh zrychlení
 $f=0,1, R_1, R_2=5, R_3=10$



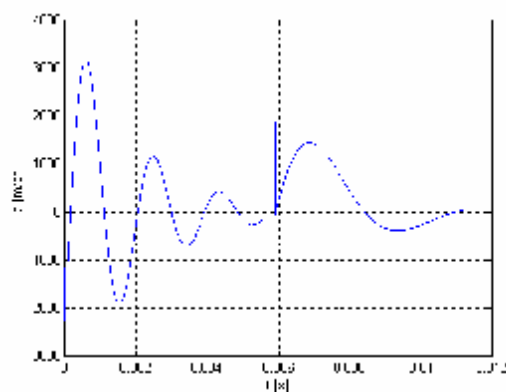
Obr. A.101. Průběh zrychlení
 $f=0,12, R_1, R_2, R_3=0$



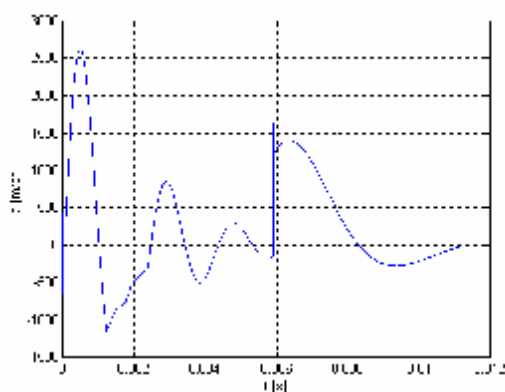
Obr. A.102. Průběh zrychlení
 $f=0,12, R_1, R_2=1, R_3=2$



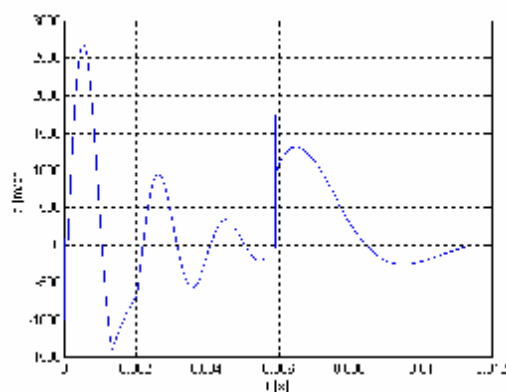
Obr. A.103. Průběh zrychlení
 $f=0,12$, R_1 , $R_2=2$, $R_3=4$



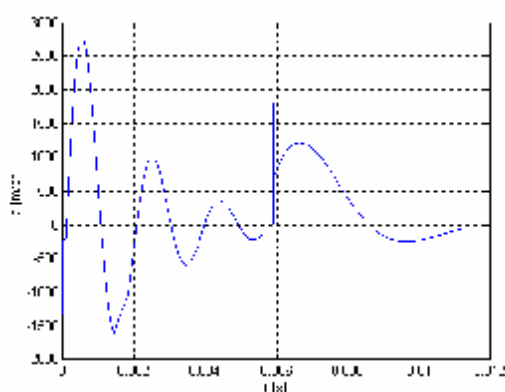
Obr. A.104. Průběh zrychlení
 $f=0,12$, R_1 , $R_2=5$, $R_3=10$



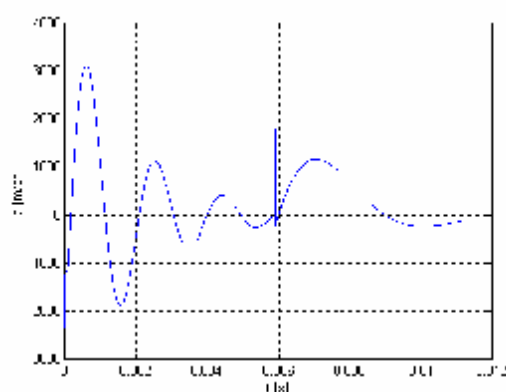
Obr. A.105. Průběh zrychlení
 $f=0,125$, R_1 , R_2 , $R_3=0$



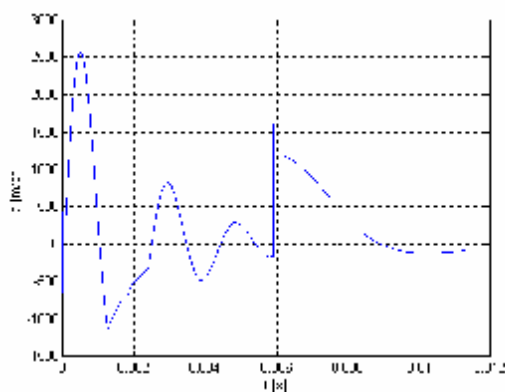
Obr. A.106. Průběh zrychlení
 $f=0,125$, R_1 , $R_2=1$, $R_3=2$



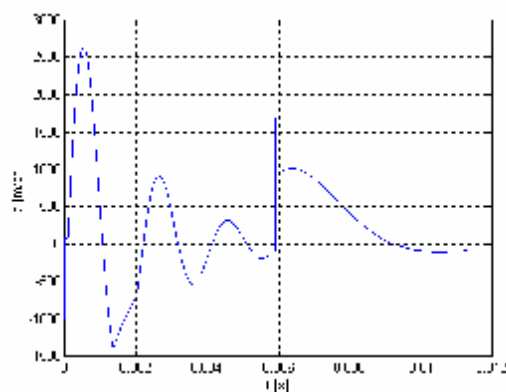
Obr. A.107. Průběh zrychlení
 $f=0,125$, R_1 , $R_2=2$, $R_3=4$



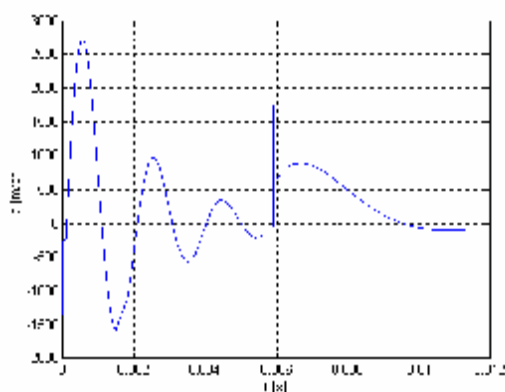
Obr. A.108. Průběh zrychlení
 $f=0,125$, R_1 , $R_2=5$, $R_3=10$



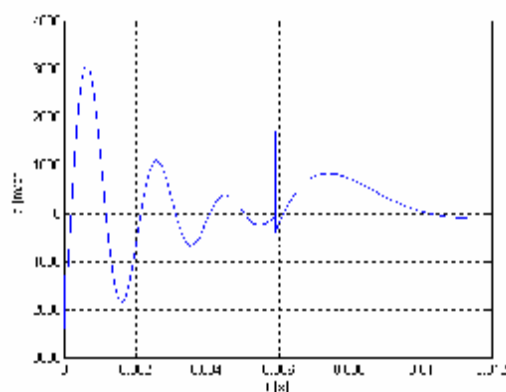
Obr. A.109. Průběh zrychlení
 $f=0,13$, R_1 , R_2 , $R_3=0$



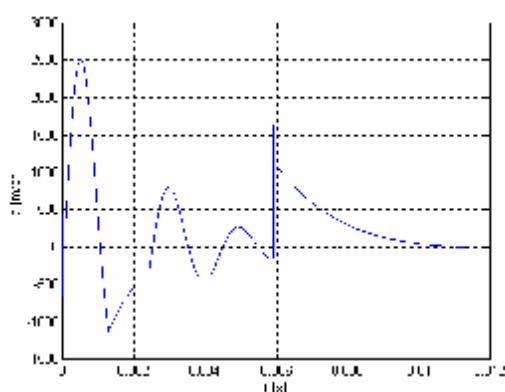
Obr. A.110. Průběh zrychlení
 $f=0,13$, R_1 , $R_2=1$, $R_3=2$



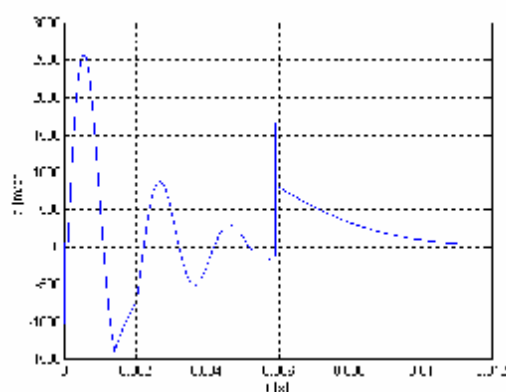
Obr. A.111. Průběh zrychlení
 $f=0,13$, R_1 , $R_2=2$, $R_3=4$



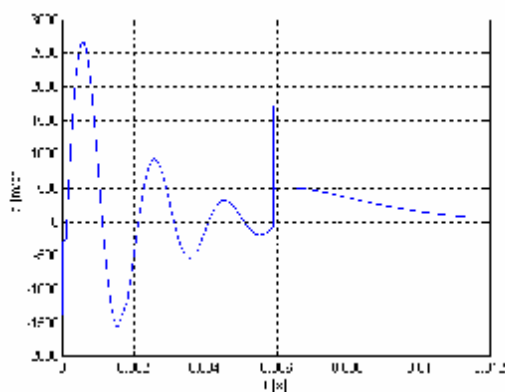
Obr. A.112. Průběh zrychlení
 $f=0,13$, R_1 , $R_2=5$, $R_3=10$



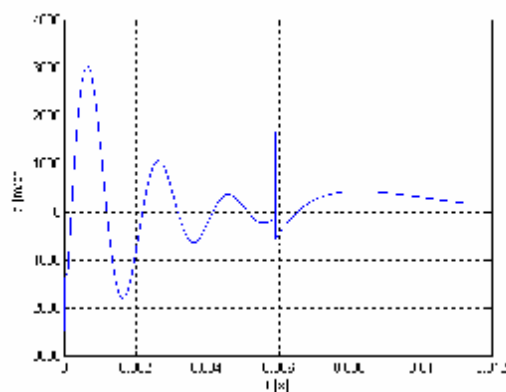
Obr. A.113. Průběh zrychlení
 $f=0,135$, R_1 , R_2 , $R_3=0$



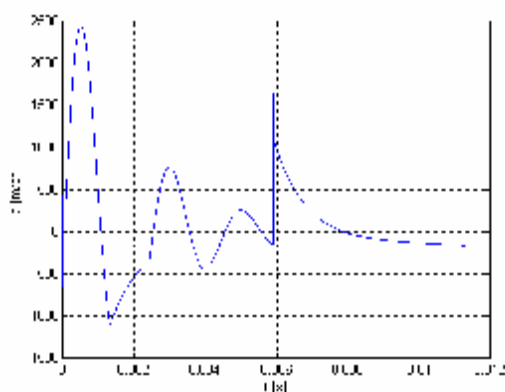
Obr. A.114. Průběh zrychlení
 $f=0,135$, R_1 , $R_2=1$, $R_3=2$



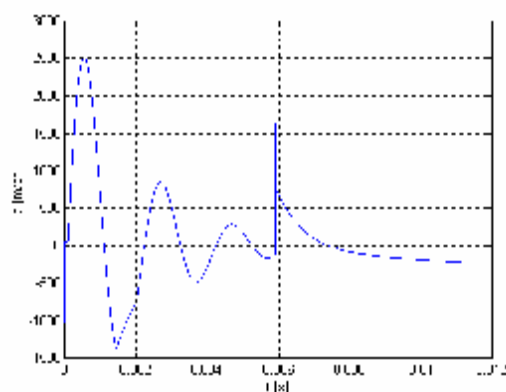
Obr. A.115. Průběh zrychlení
 $f=0,135$, R_1 , $R_2=2$, $R_3=4$



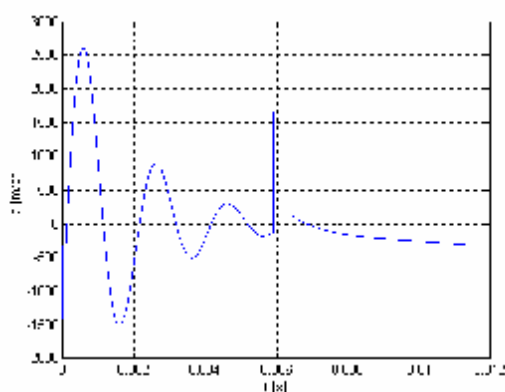
Obr. A.116. Průběh zrychlení
 $f=0,135$, R_1 , $R_2=5$, $R_3=10$



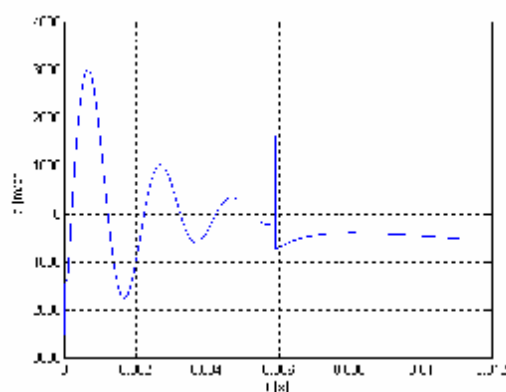
Obr. A.117. Průběh zrychlení
 $f=0,14$, R_1 , R_2 , $R_3=0$



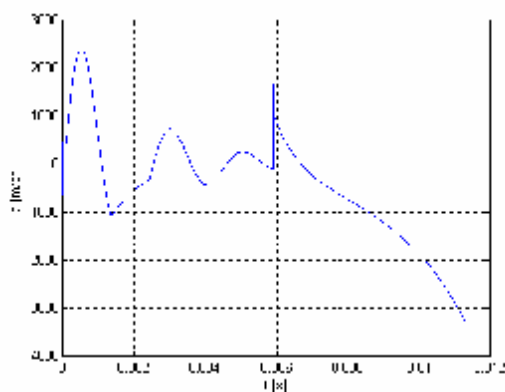
Obr. A.118. Průběh zrychlení
 $f=0,14$, R_1 , $R_2=1$, $R_3=2$



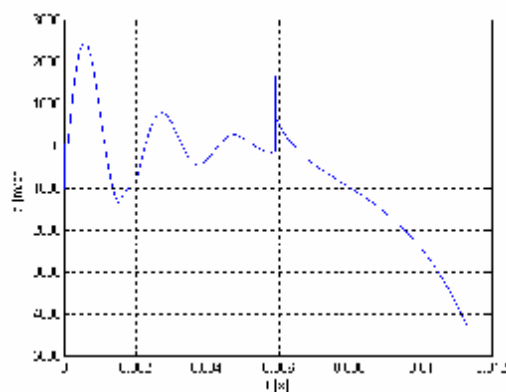
Obr. A.119. Průběh zrychlení
 $f=0,14$, R_1 , $R_2=2$, $R_3=4$



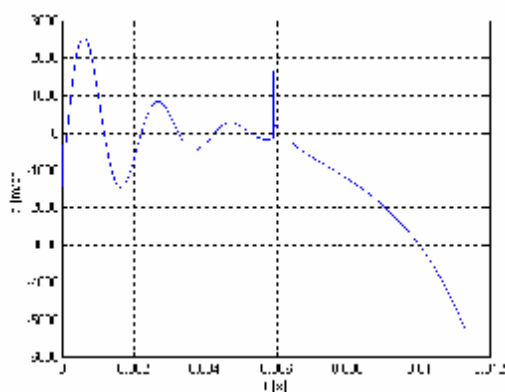
Obr. A.120. Průběh zrychlení
 $f=0,14$, R_1 , $R_2=5$, $R_3=10$



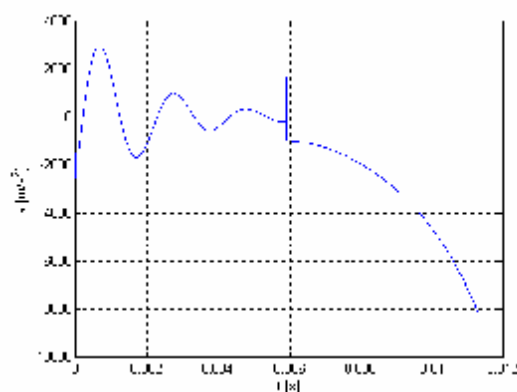
Obr. A.121. Průběh zrychlení
 $f=0,145, R_1, R_2, R_3=0$



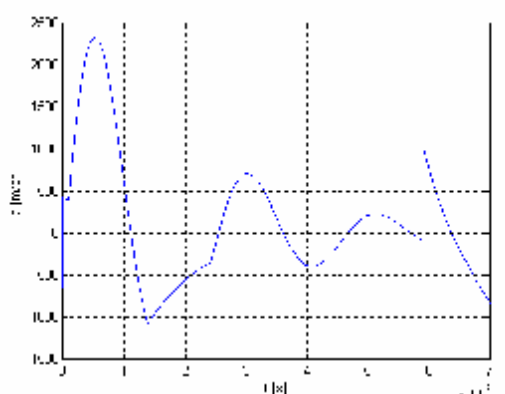
Obr. A.122. Průběh zrychlení
 $f=0,145, R_1, R_2=1, R_3=2$



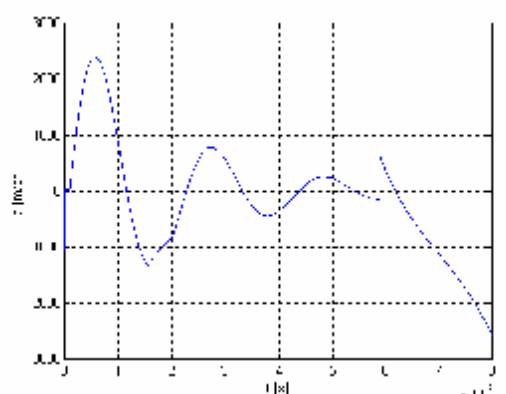
Obr. A.123. Průběh zrychlení
 $f=0,145, R_1, R_2=2, R_3=4$



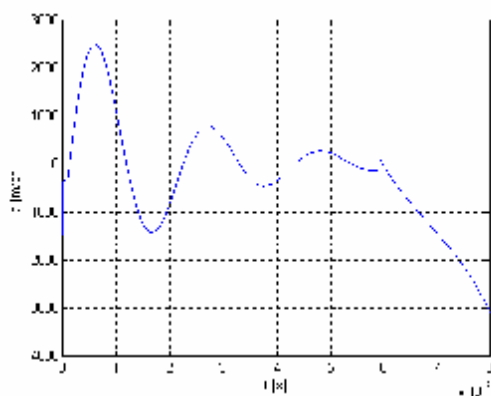
Obr. A.124. Průběh zrychlení
 $f=0,145, R_1, R_2=5, R_3=10$



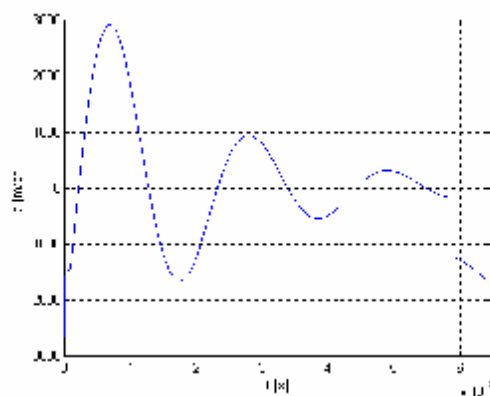
Obr. A.125. Průběh zrychlení
 $f=0,15, R_1, R_2, R_3=0$



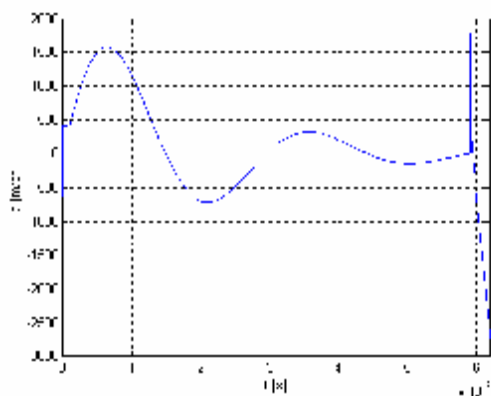
Obr. A.126. Průběh zrychlení
 $f=0,15, R_1, R_2=1, R_3=2$



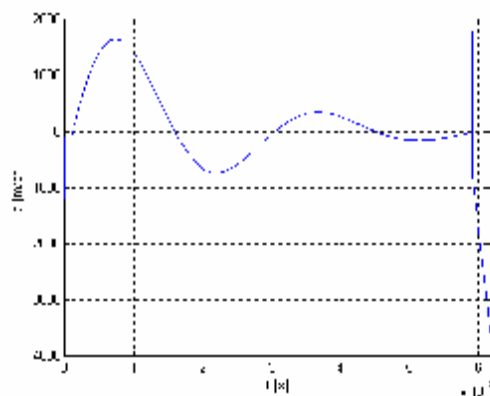
Obr. A.127. Průběh zrychlení
 $f=0,15$, R_1 , $R_2=2$, $R_3=4$



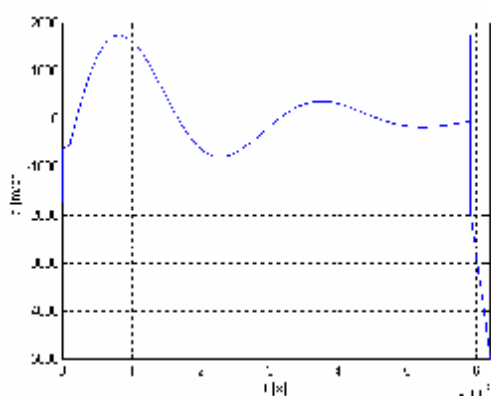
Obr. A.128. Průběh zrychlení
 $f=0,15$, R_1 , $R_2=5$, $R_3=10$



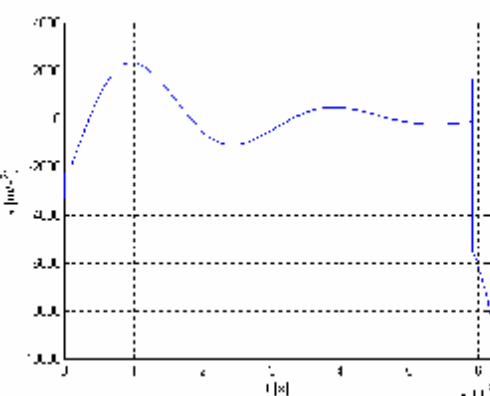
Obr. A.129. Průběh zrychlení
 $f=0,2$, R_1 , R_2 , $R_3=0$



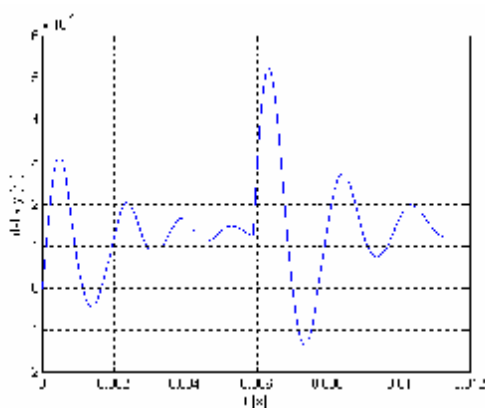
Obr. A.130. Průběh zrychlení
 $f=0,2$, R_1 , $R_2=1$, $R_3=2$



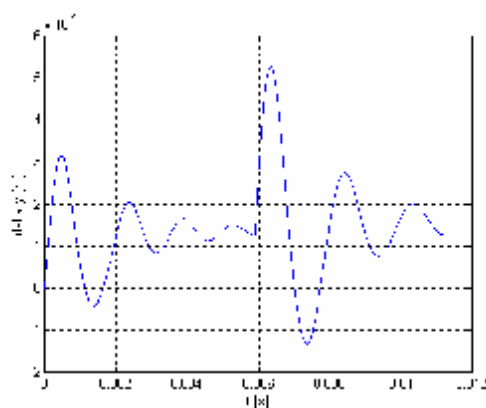
Obr. A.131. Průběh zrychlení
 $f=0,2$, R_1 , $R_2=2$, $R_3=4$



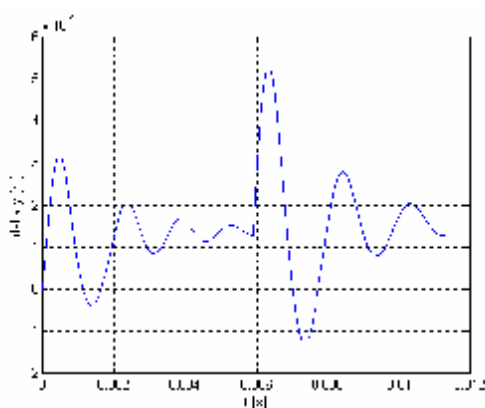
Obr. A.132. Průběh zrychlení
 $f=0,2$, R_1 , $R_2=5$, $R_3=10$



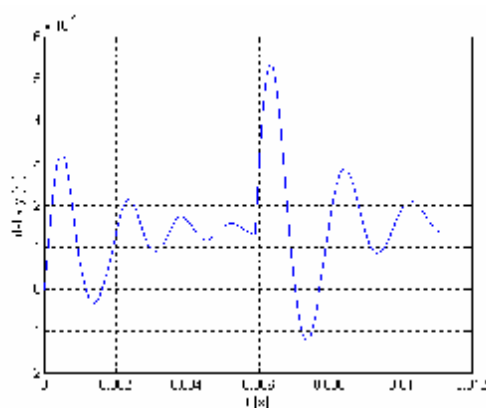
Obr. A.133. Průběh rozdílu drah
 $f=0,01, R_1, R_2, R_3=0$



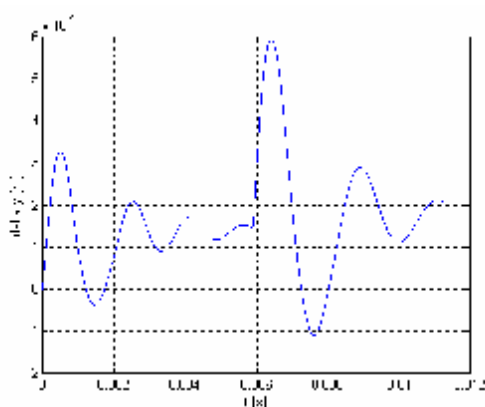
Obr. A.134. Průběh rozdílu drah
 $f=0,01, R_1, R_2=1, R_3=2$



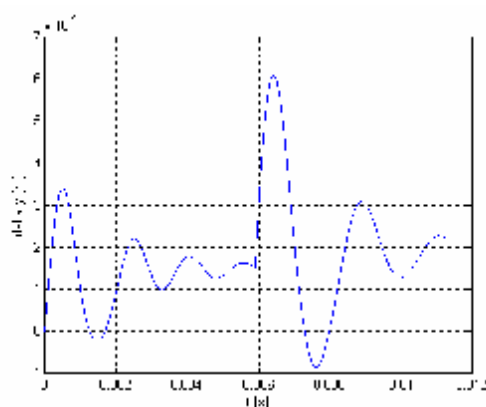
Obr. A.135. Průběh rozdílu drah
 $f=0,01, R_1, R_2=2, R_3=4$



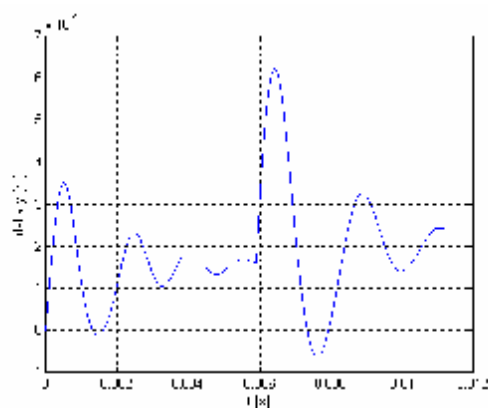
Obr. A.136. Průběh rozdílu drah
 $f=0,01, R_1, R_2=5, R_3=10$



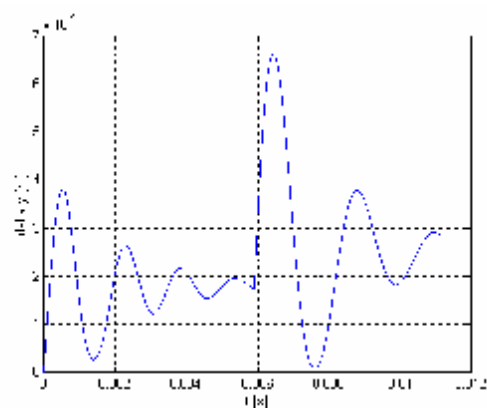
Obr. A.137. Průběh rozdílu drah
 $f=0,05, R_1, R_2, R_3=0$



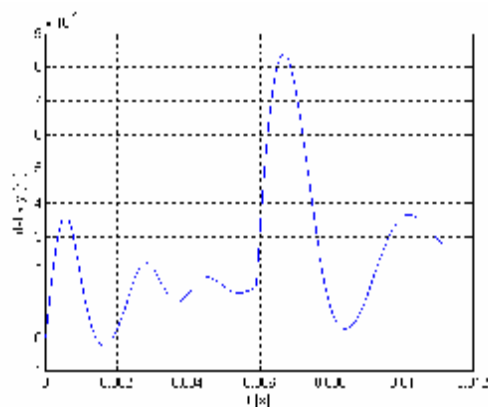
Obr. A.138. Průběh rozdílu drah
 $f=0,05, R_1, R_2=1, R_3=2$



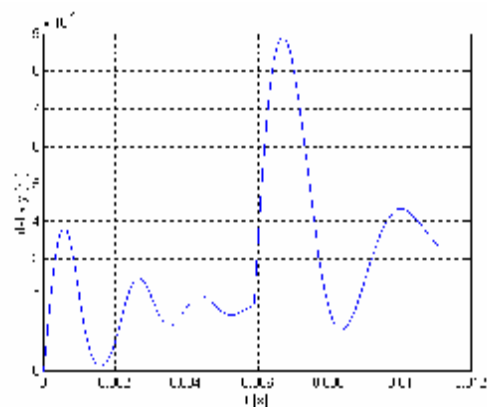
Obr. A.139. Průběh rozdílu drah
 $f=0,05$, R_1 , $R_2=2$, $R_3=4$



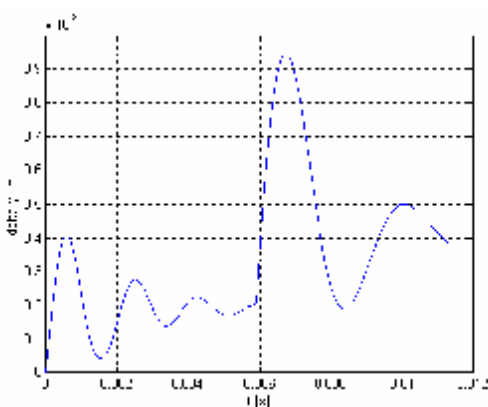
Obr. A.140. Průběh rozdílu drah
 $f=0,05$, R_1 , $R_2=5$, $R_3=10$



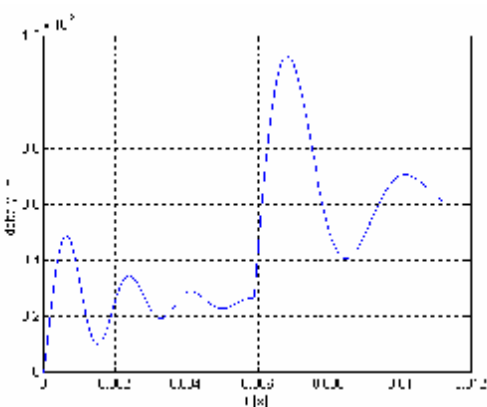
Obr. A.141. Průběh rozdílu drah
 $f=0,1$, R_1 , R_2 , $R_3=0$



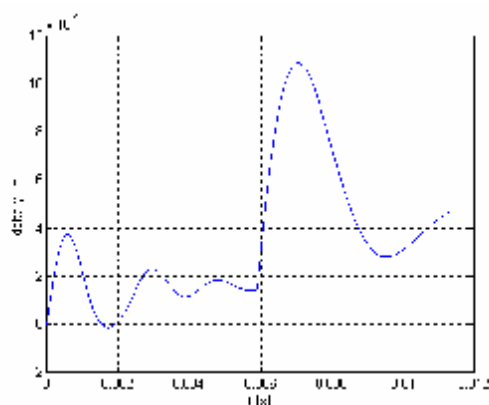
Obr. A.142. Průběh rozdílu drah
 $f=0,1$, R_1 , $R_2=1$, $R_3=2$



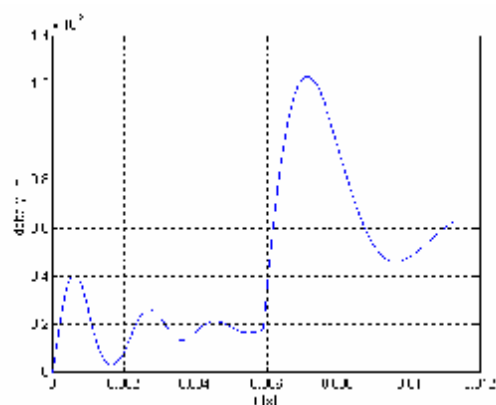
Obr. A.143. Průběh rozdílu drah
 $f=0,1$, R_1 , $R_2=2$, $R_3=4$



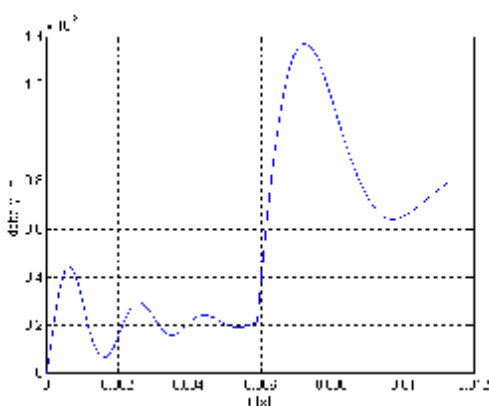
Obr. A.144. Průběh rozdílu drah
 $f=0,1$, R_1 , $R_2=5$, $R_3=10$



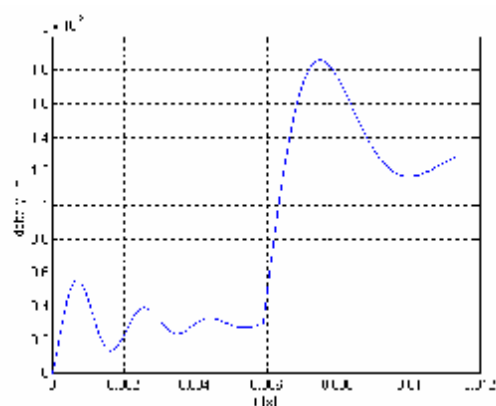
Obr. A.145. Průběh rozdílu drah
 $f=0,12, R_1, R_2, R_3=0$



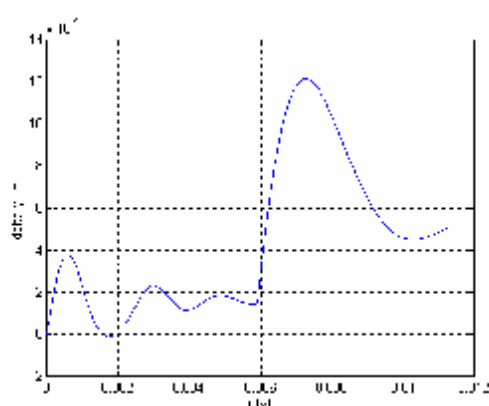
Obr. A.146. Průběh rozdílu drah
 $f=0,12, R_1, R_2=1, R_3=2$



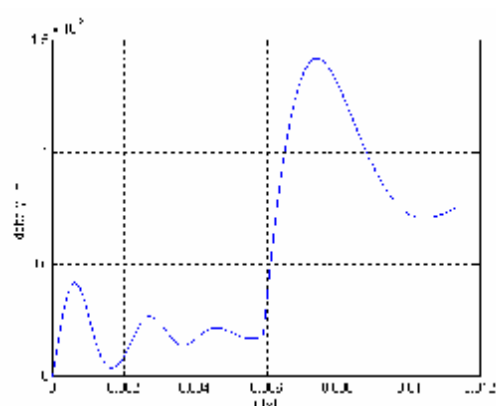
Obr. A.147. Průběh rozdílu drah
 $f=0,12, R_1, R_2=2, R_3=4$



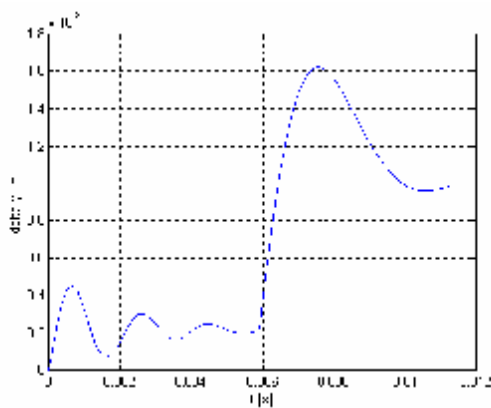
Obr. A.148. Průběh rozdílu drah
 $f=0,12, R_1, R_2=5, R_3=10$



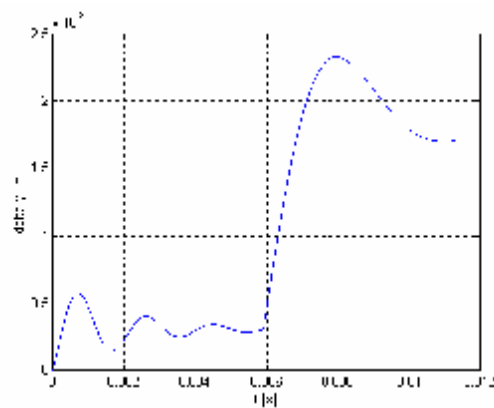
Obr. A.149. Průběh rozdílu drah
 $f=0,125, R_1, R_2, R_3=0$



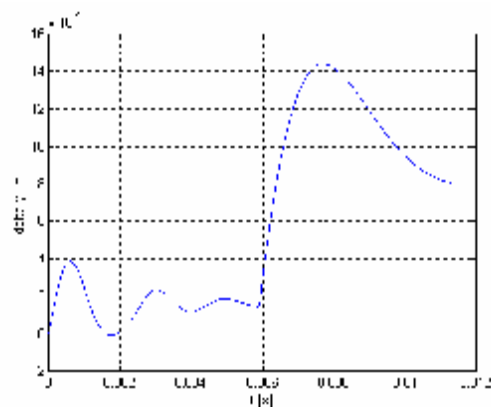
Obr. A.150. Průběh rozdílu drah
 $f=0,125, R_1, R_2=1, R_3=2$



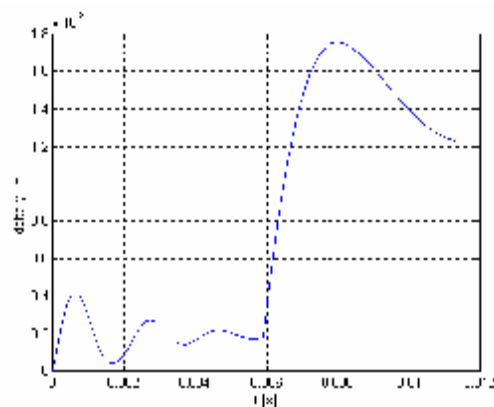
Obr. A.151. Průběh rozdílu drah
 $f=0,125$, R_1 , $R_2=2$, $R_3=4$



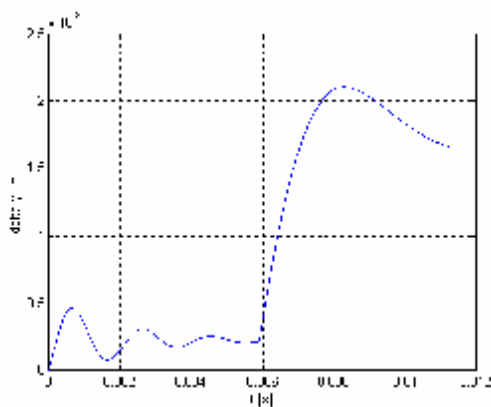
Obr. A.152. Průběh rozdílu drah
 $f=0,125$, R_1 , $R_2=5$, $R_3=10$



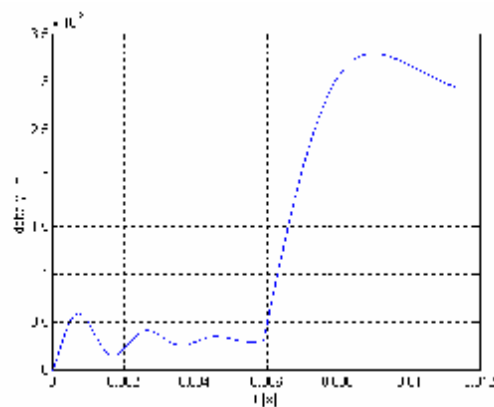
Obr. A.153. Průběh rozdílu drah
 $f=0,13$, R_1 , R_2 , $R_3=0$



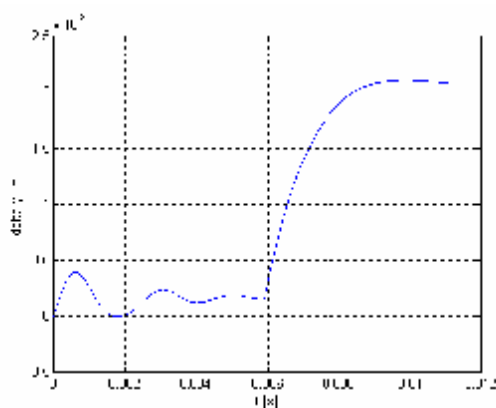
Obr. A.154. Průběh rozdílu drah
 $f=0,13$, R_1 , $R_2=1$, $R_3=2$



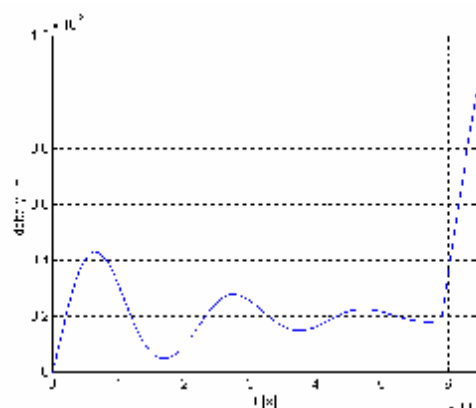
Obr. A.155. Průběh rozdílu drah
 $f=0,13$, R_1 , $R_2=2$, $R_3=4$



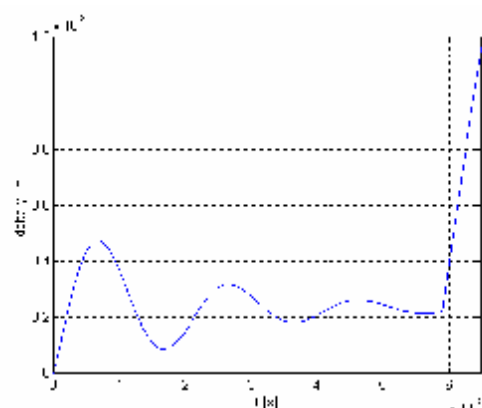
Obr. A.156. Průběh rozdílu drah
 $f=0,13$, R_1 , $R_2=5$, $R_3=10$



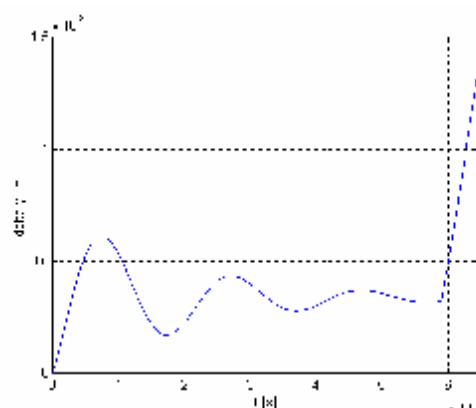
Obr. A.157. Průběh rozdílu drah
 $f=0,135$, R_1 , R_2 , $R_3=0$



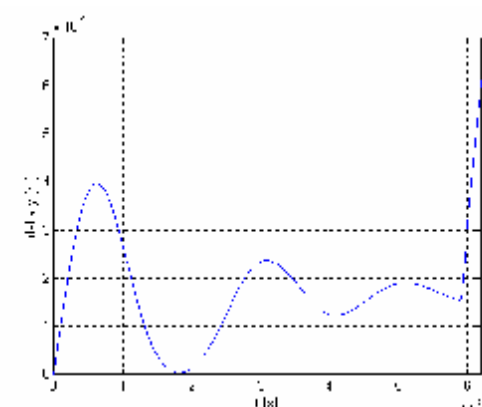
Obr. A.158. Průběh rozdílu drah
 $f=0,135$, R_1 , $R_2=1$, $R_3=2$



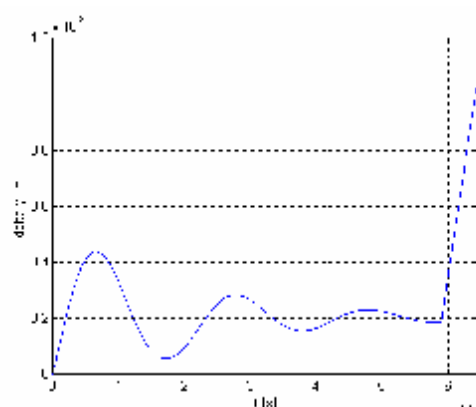
Obr. A.159. Průběh rozdílu drah
 $f=0,135$, R_1 , $R_2=2$, $R_3=4$



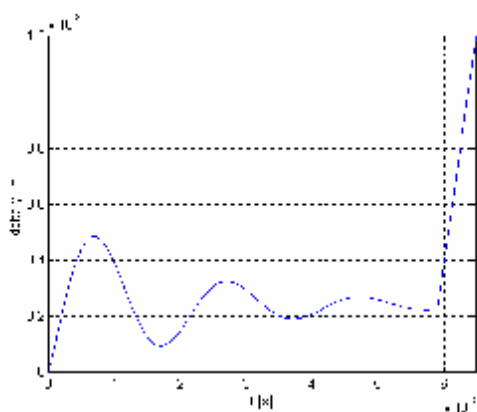
Obr. A.160. Průběh rozdílu drah
 $f=0,135$, R_1 , $R_2=5$, $R_3=10$



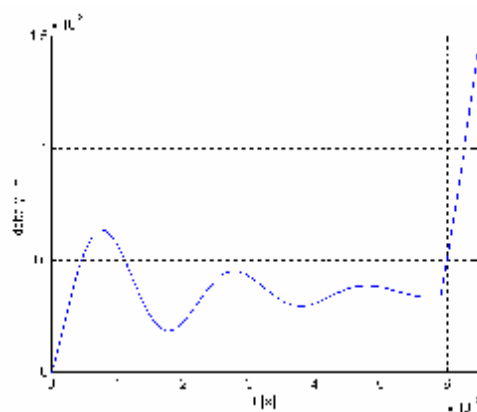
Obr. A.161. Průběh rozdílu drah
 $f=0,14$, R_1 , R_2 , $R_3=0$



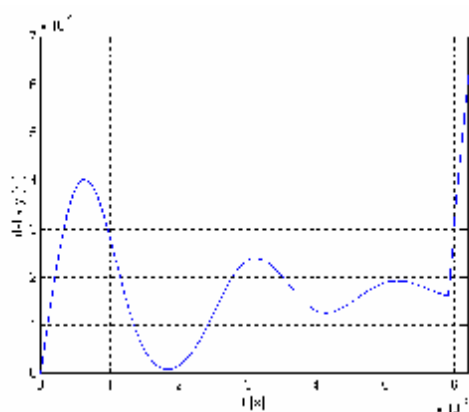
Obr. A.162. Průběh rozdílu drah
 $f=0,14$, R_1 , $R_2=1$, $R_3=2$



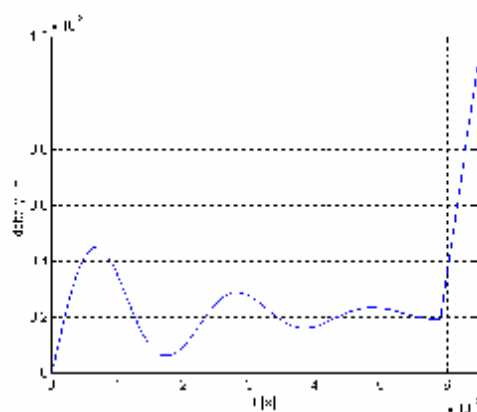
Obr. A.163. Průběh rozdílu drah
 $f=0,14$, R_1 , $R_2=2$, $R_3=4$



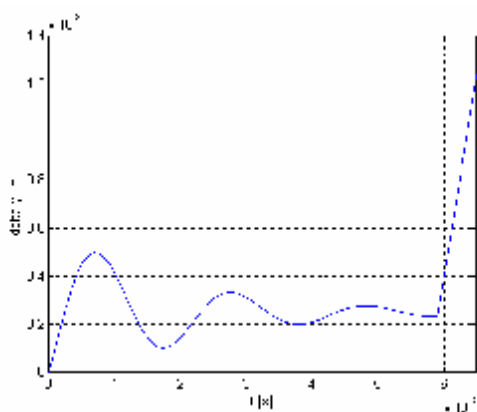
Obr. A.164. Průběh rozdílu drah
 $f=0,14$, R_1 , $R_2=5$, $R_3=10$



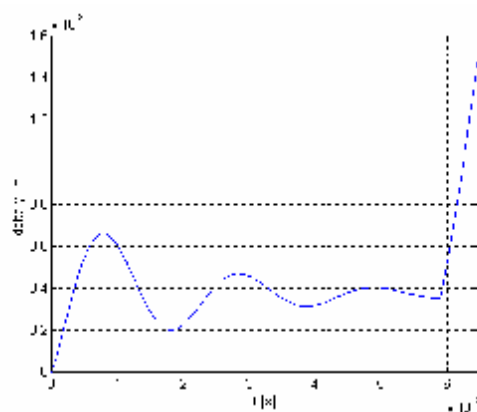
Obr. A.165. Průběh rozdílu drah
 $f=0,145$, R_1 , R_2 , $R_3=0$



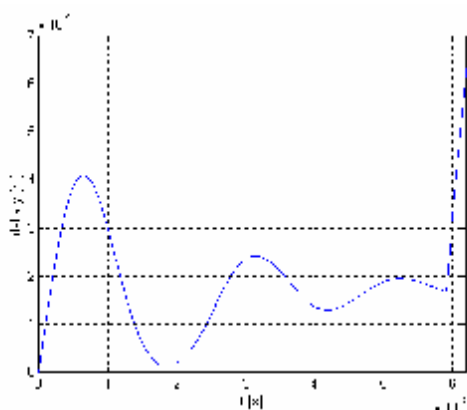
Obr. A.166. Průběh rozdílu drah
 $f=0,145$, R_1 , $R_2=1$, $R_3=2$



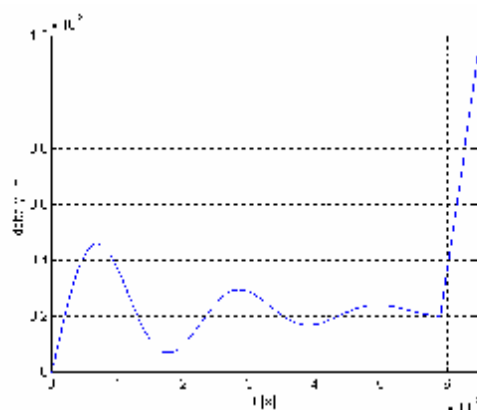
Obr. A.167. Průběh rozdílu drah
 $f=0,145$, R_1 , $R_2=2$, $R_3=4$



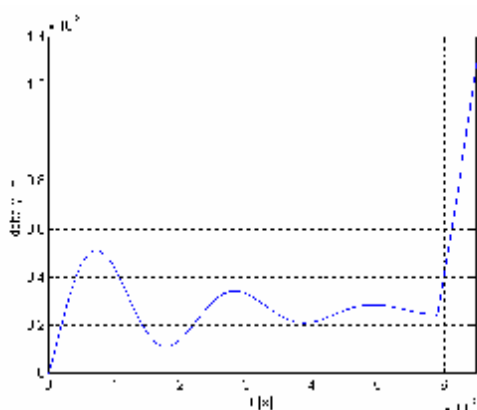
Obr. A.168. Průběh rozdílu drah
 $f=0,145$, R_1 , $R_2=5$, $R_3=10$



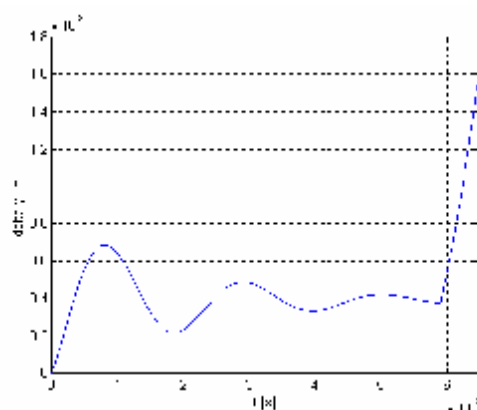
Obr. A.169. Průběh rozdílu drah
 $f=0,15, R_1, R_2, R_3=0$



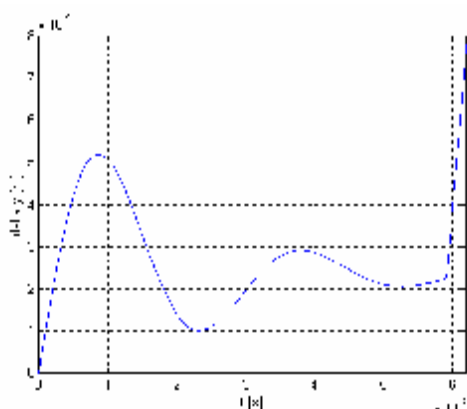
Obr. A.170. Průběh rozdílu drah
 $f=0,15, R_1, R_2=1, R_3=2$



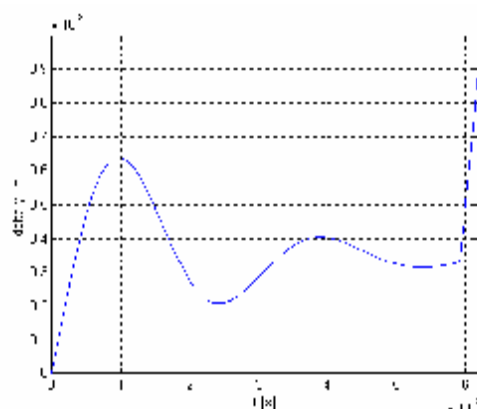
Obr. A.171. Průběh rozdílu drah
 $f=0,15, R_1, R_2=2, R_3=4$



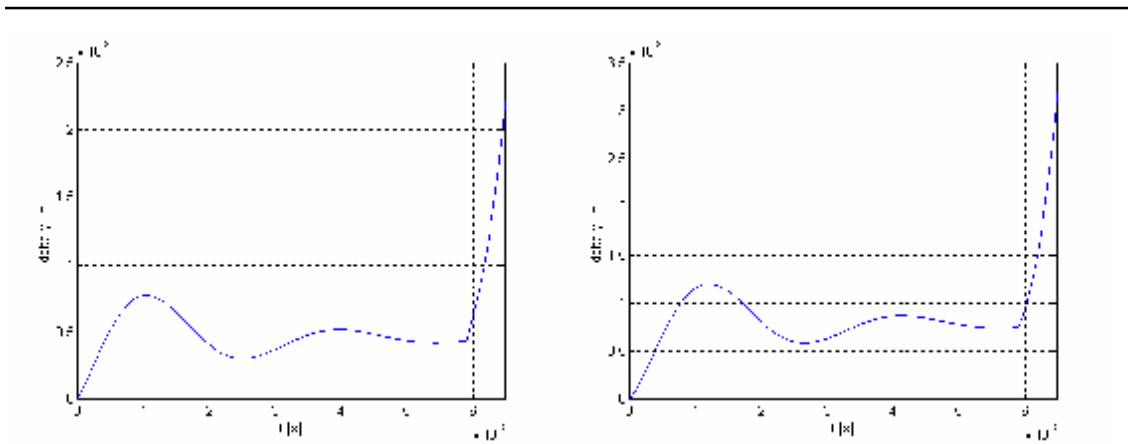
Obr. A.172. Průběh rozdílu drah
 $f=0,15, R_1, R_2=5, R_3=10$



Obr. A.173. Průběh rozdílu drah
 $f=0,2, R_1, R_2, R_3=0$



Obr. A.174. Průběh rozdílu drah
 $f=0,2, R_1, R_2=1, R_3=2$



Obr. A.175. Průběh rozdílu drah
 $f=0,2$, R_1 , $R_2=2$, $R_3=4$

Obr. A.176. Průběh rozdílu drah
 $f=0,2$, R_1 , $R_2=5$, $R_3=10$

PŘÍLOHA B

(Tabulka odečtených hodnot z grafů)

Tabulka B.1 Odečtené hodnoty

f	R ₁ , R ₂ , R ₃	a (m.s ⁻²)		v (m.s ⁻¹)		y ₂ -y (mm)		N (N) pro c=3,5.10 ⁴ N.m ⁻¹	
		30°	55°	30°	55°	30°	55°	30°	55°
0,01	0, 0, 0	3500	4900	1,6	3,75	0,3	0,52	10,5	18,2
	1, 1, 2	3500	4900	1,6	3,75	0,3	0,52	10,5	18,2
	2, 2, 4	3500	4900	1,6	3,75	0,3	0,52	10,5	18,2
	5, 5, 10	3700	4700	1,6	3,75	0,3	0,55	10,5	19,25
0,05	0, 0, 0	3100	4000	1,6	3,75	0,32	0,6	11,2	21
	1, 1, 2	3200	4000	1,6	3,75	0,32	0,6	11,2	21
	2, 2, 4	3200	4900	1,6	3,75	0,32	0,6	11,2	21
	5, 5, 10	3500	4900	1,6	3,75	0,38	0,65	13,3	22,75
0,1	0, 0, 0	2800	2600	1,6	3,5	0,38	0,85	13,3	29,75
	1, 1, 2	2800	2500	1,6	3,5	0,38	0,9	13,3	31,5
	2, 2, 4	3000	2500	1,6	3,5	0,4	0,95	14	33,25
	5, 5, 10	3200	2400	1,7	3,5	0,5	1,01	17,5	35,35
0,12	0, 0, 0	2600	1800	1,6	3,25	0,38	1,1	13,3	38,5
	1, 1, 2	2600	1600	1,6	3,25	0,4	1,25	14	43,75
	2, 2, 4	2800	1600	1,6	3,25	0,4	1,35	14	47,25
	5, 5, 10	3000	1500	1,6	3,25	0,55	1,85	19,25	64,75
0,125	0, 0, 0	2500	1400	1,6	3,2	0,38	1,21	13,3	42,35
	1, 1, 2	2600	1300	1,6	3,2	0,4	1,4	14	49
	2, 2, 4	2600	1200	1,6	3,15	0,45	1,6	15,75	56
	5, 5, 10	3000	1100	1,7	3,15	0,6	2,25	21	78,75
0,13	0, 0, 0	2500	1200	1,55	3	0,3	1,4	10,5	49
	1, 1, 2	2500	1000	1,55	3	0,4	1,75	14	61,25
	2, 2, 4	2500	900	1,55	2,9	0,65	2,2	22,75	77
	5, 5, 10	3000	800	1,7	2,9	0,6	3,25	21	113,75
0,135	0, 0, 0	2500	1100	1,55	2,75	0,4	2,2	14	77
	1, 1, 2	2500	800	1,55	2,75	0,4	3	14	105
	2, 2, 4	2500	500	1,55	2,7	0,5	3,8	17,5	133
	5, 5, 10	3000	500	1,75	2,4	0,6	-	21	-
0,14	0, 0, 0	2400	-	1,55	1,8	0,38	-	13,3	-
	1, 1, 2	2400	-	1,6	1,45	0,45	-	15,75	-
	2, 2, 4	2500	-	1,6	1,18	0,48	-	16,8	-
	5, 5, 10	2800	-	1,7	-	0,63	-	22,05	-
0,145	0, 0, 0	2300	-	1,55	-	0,4	-	14	-
	1, 1, 2	2500	-	1,55	-	0,44	-	15,4	-
	2, 2, 4	2500	-	1,6	-	0,5	-	17,5	-
	5, 5, 10	2800	-	1,7	-	0,65	-	22,75	-
0,15	0, 0, 0	2300	-	1,6	-	0,4	-	14	-
	1, 1, 2	2400	-	1,6	-	0,45	-	15,75	-
	2, 2, 4	2450	-	1,6	-	0,5	-	17,5	-
	5, 5, 10	2800	-	1,7	-	0,68	-	23,8	-
0,2	0, 0, 0	1500	-	1,45	-	0,5	-	17,5	-
	1, 1, 2	1600	-	1,45	-	0,62	-	21,7	-
	2, 2, 4	1700	-	1,5	-	0,75	-	26,25	-
	5, 5, 10	2300	-	1,7	-	1,2	-	42	-

PŘÍLOHA C

(Tabulky naměřených hodnot)

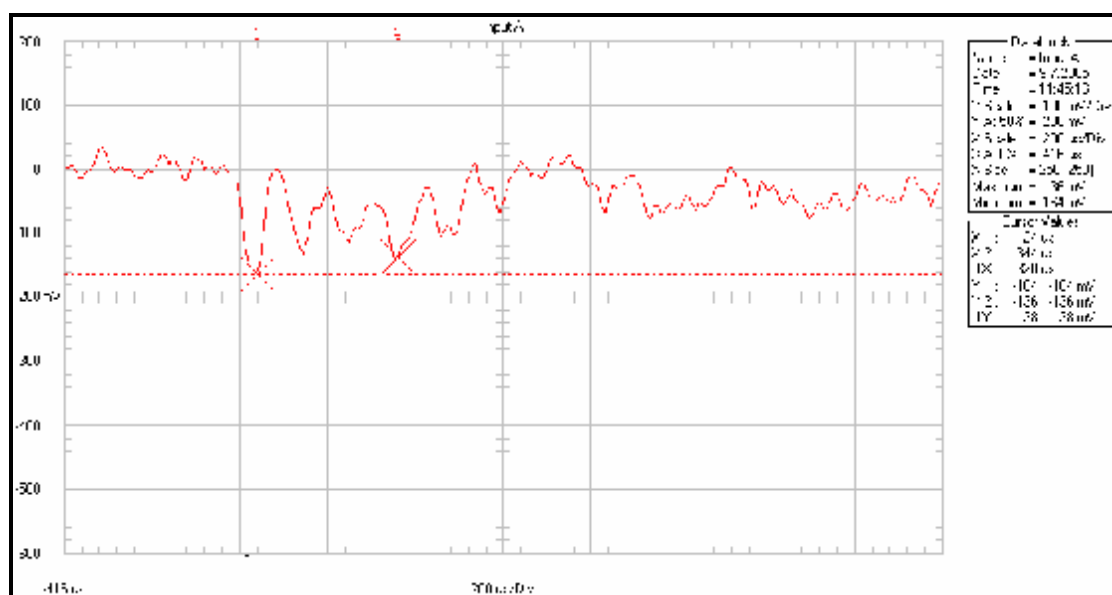
Tabulka C.1. Naměřené hodnoty normálové síly

otáčky válce min ⁻¹	55°		45°		30°	
	N[N]	f [Hz]	N[N]	f [Hz]	N[N]	f [Hz]
87	27,65	7812	5,2	8928	6,99	10666
105	36,19	6382	13,8	9523	7,17	9259
122	43,3	7894	14,5	9677	8	9615
139	52,9	8695	19,4	9210	9,7	9259
157	58,9	8928	27,3	8620	10,6	9433
173	69,1	8928	23,5	8620	11,9	8802
191	83,6	8928	33,1	8163	19,2	8928
208	87,1	8928	40,9	9210	25,9	8928
226	99	8928	45,2	9210	27,3	8928
243	108,4	8928	53,7	9210	31,4	8928
261	119,5	9090	58,9	9210	33,1	9090

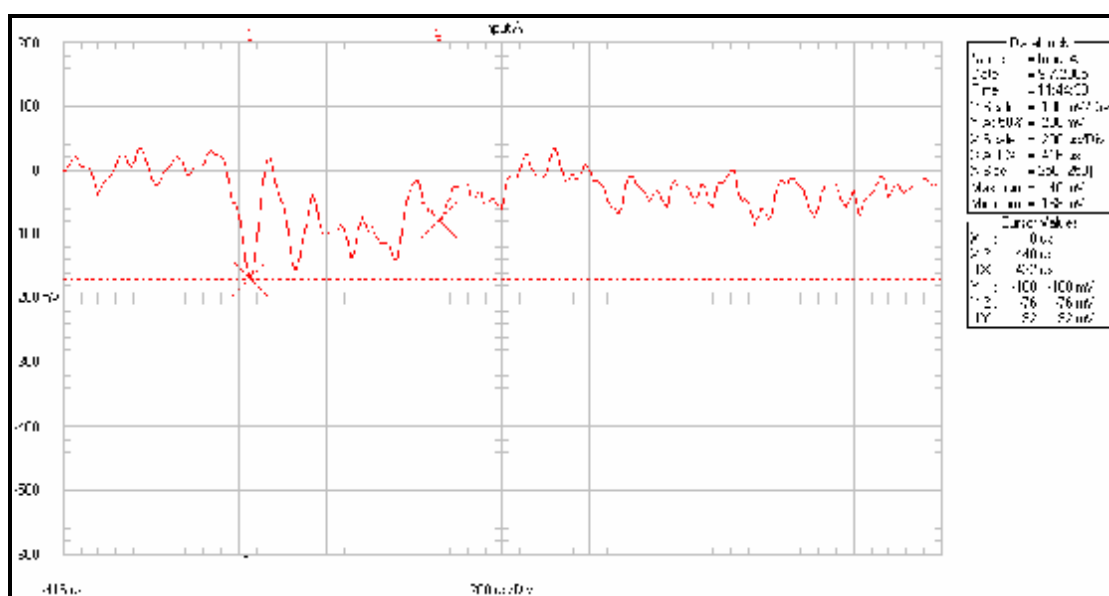
Tabulka C.2. Naměřené hodnoty zrychlení

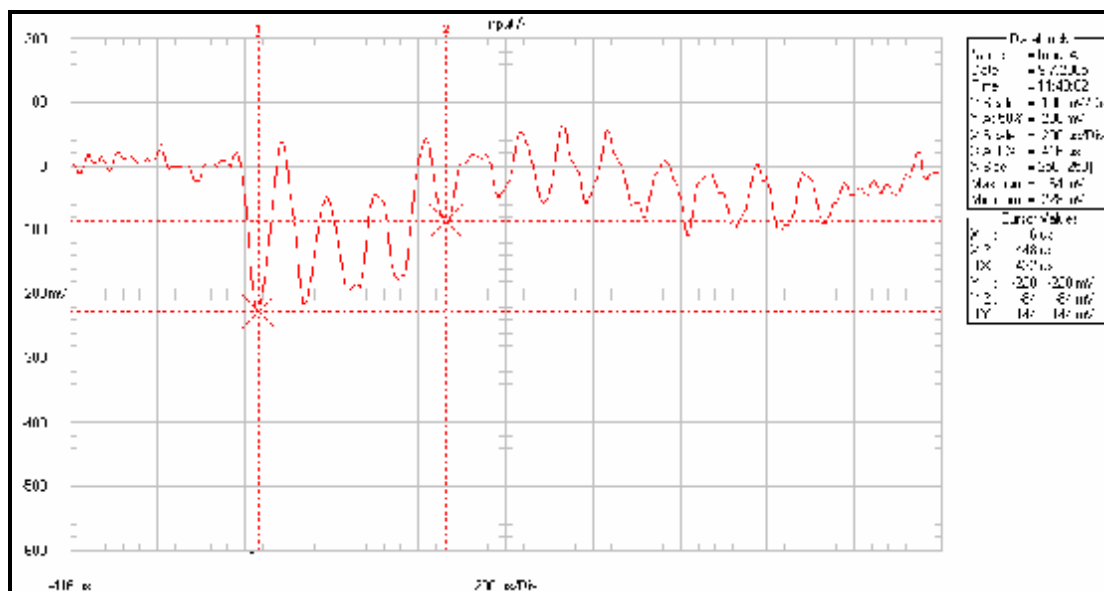
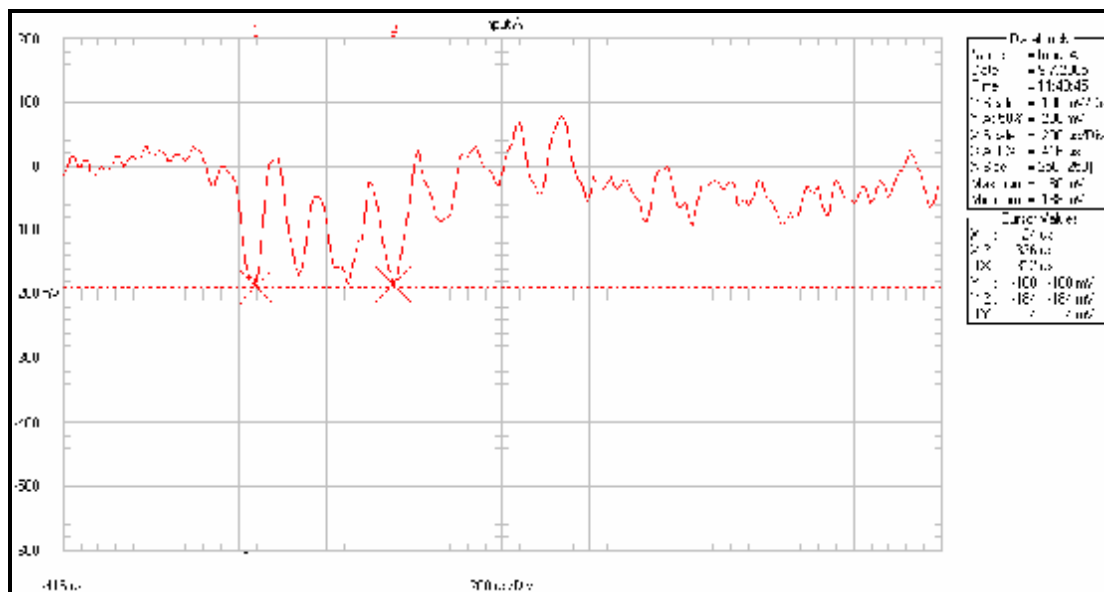
otáčky válce [min ⁻¹]	a [m.s ⁻¹] pro 30°	a [m.s ⁻¹] pro 45°	a [m.s ⁻¹] pro 50°	a [m.s ⁻¹] pro 55°
87	75	228,25	255	295
173	277,5	815	825	870
261	615	1340	1485	1525

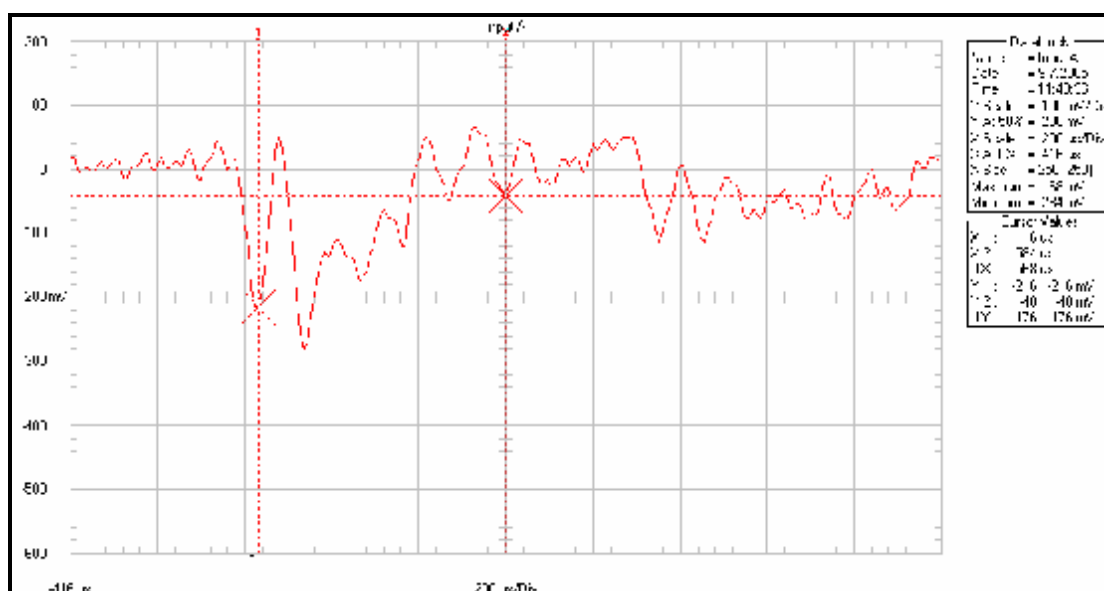
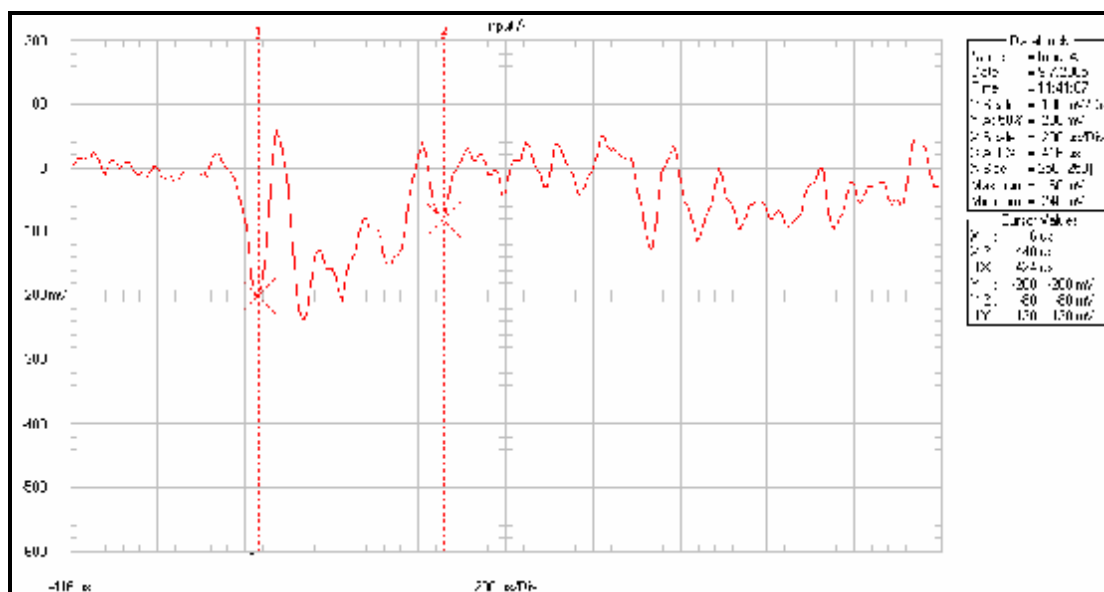
PŘÍLOHA D
(průběh normálových sil pro úhel stahovače 30°, 45° a 55°)

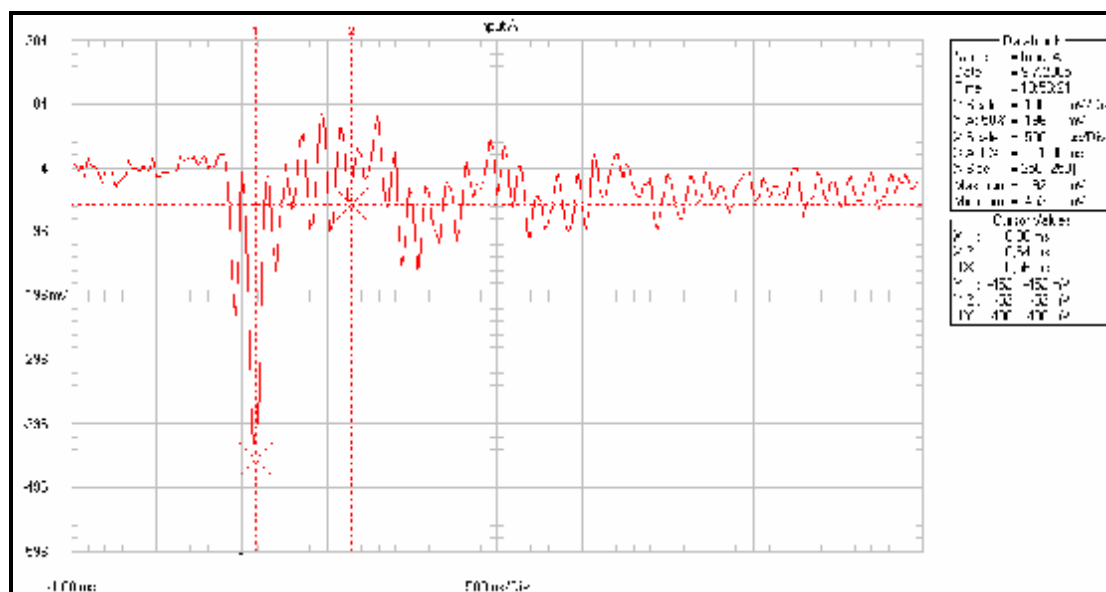


Obr. D.1. Průběh normálové síly, $n = 87 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
úhel stahovače $\alpha = 30^\circ$

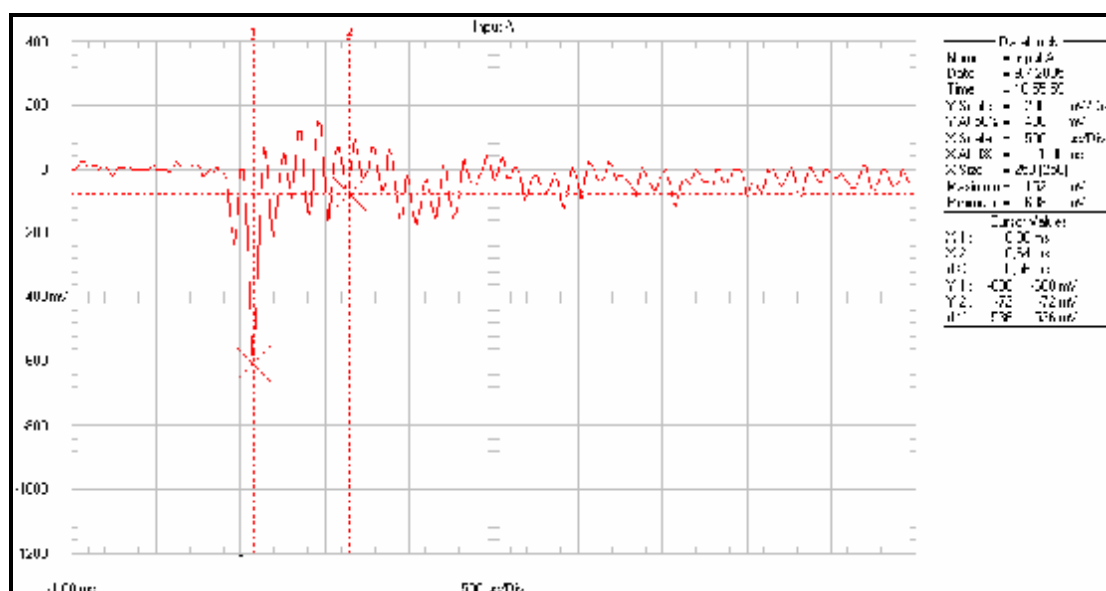




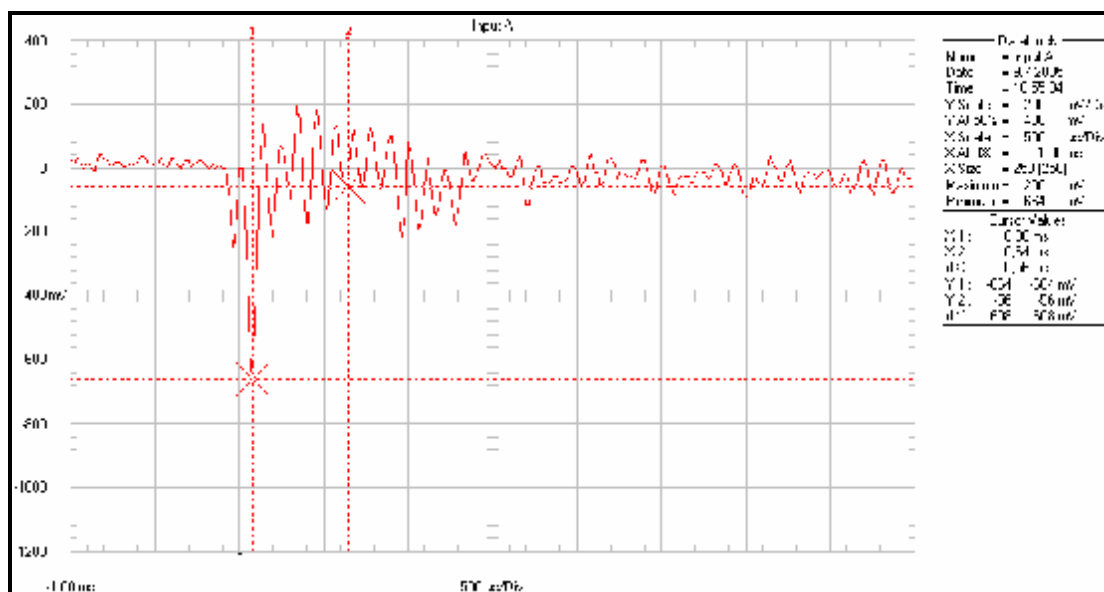




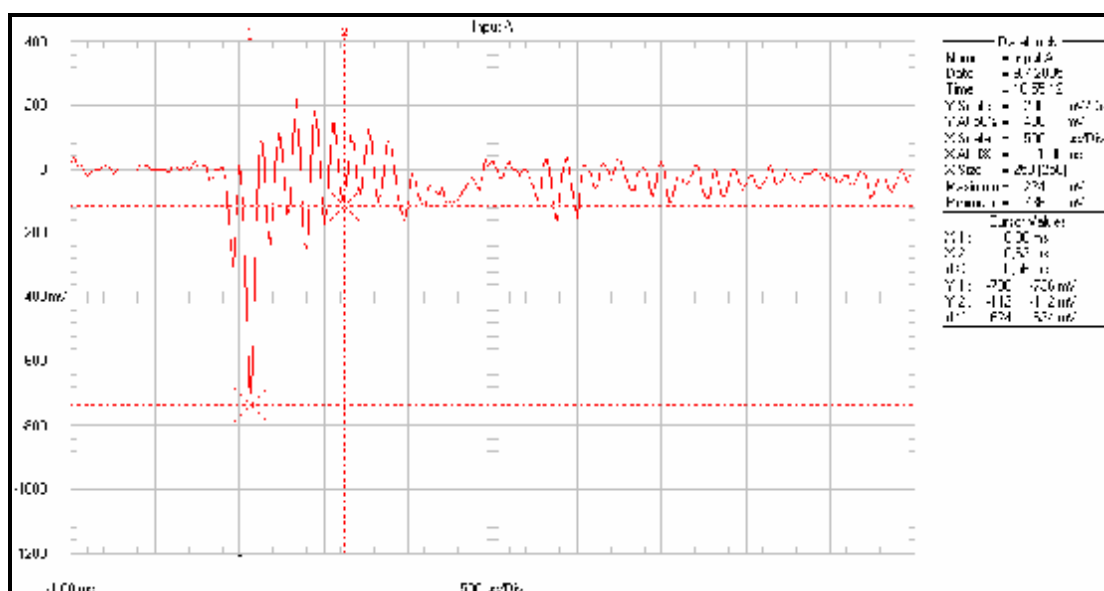
Obr. D.7. Průběh normálové síly, $n = 191 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
úhel stahovače $\alpha = 30^\circ$



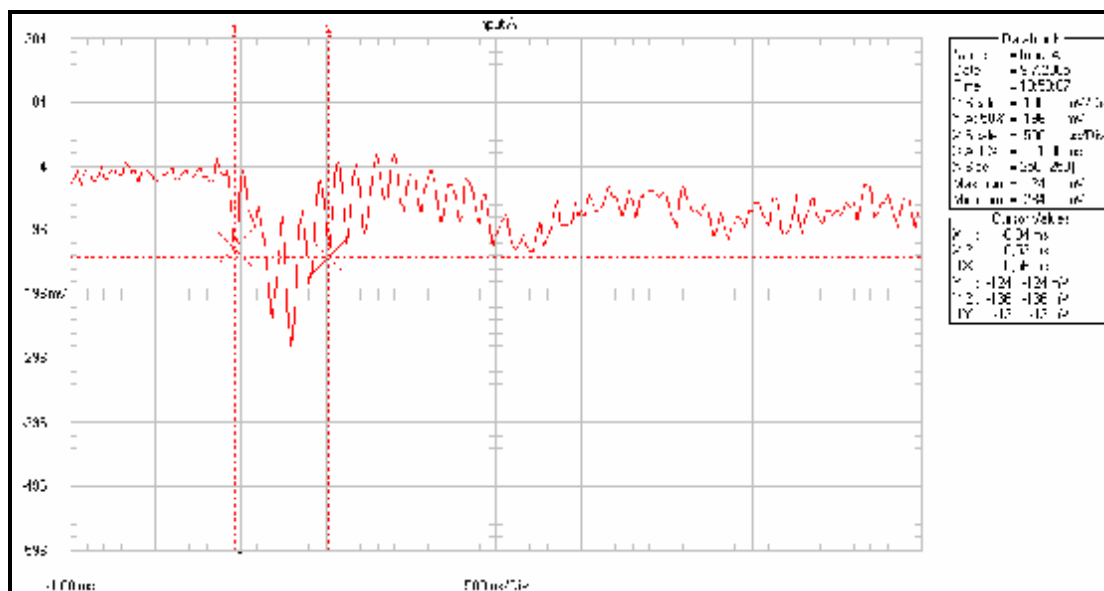
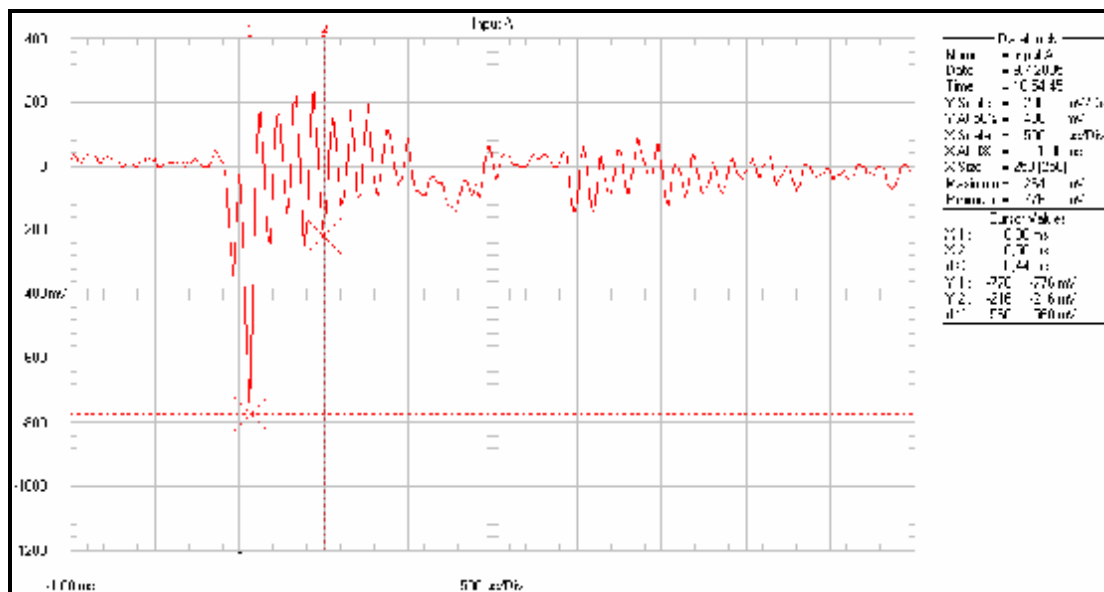
Obr. D.8. Průběh normálové síly, $n = 208 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
úhel stahovače $\alpha = 30^\circ$

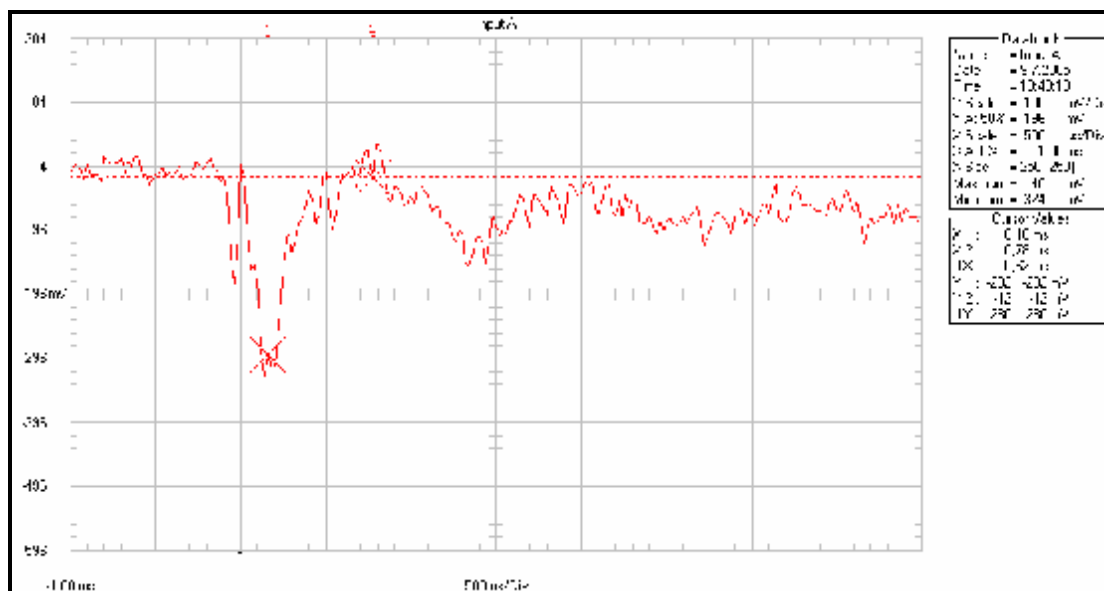
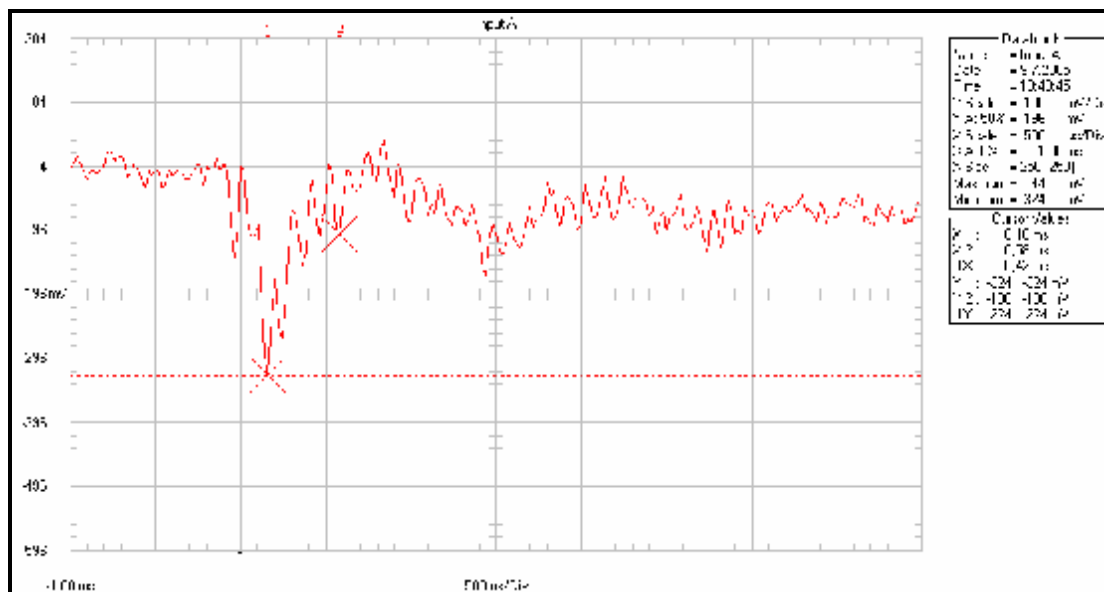


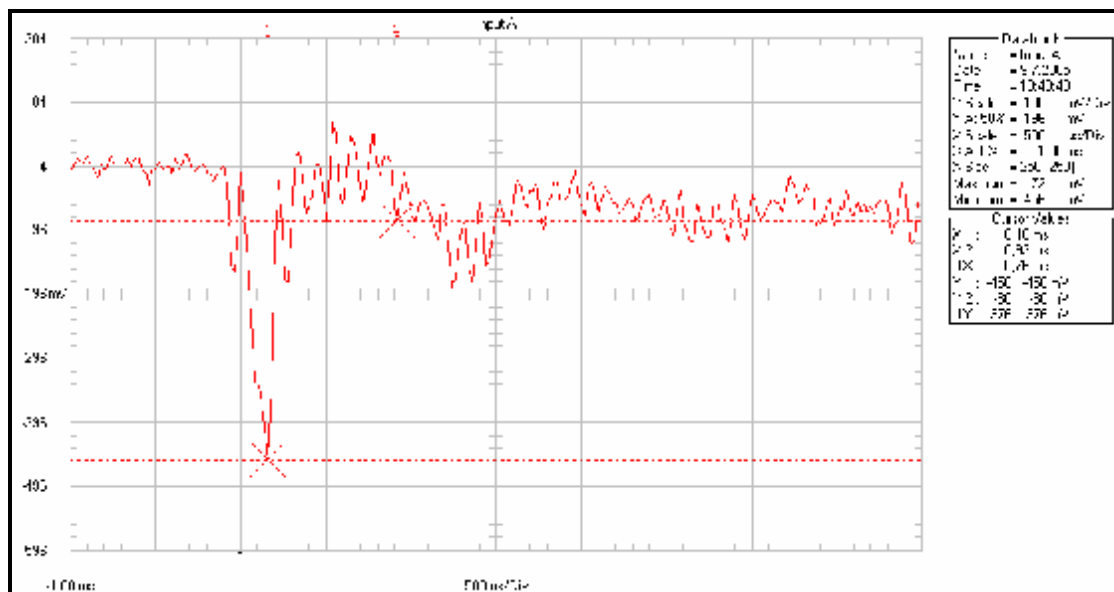
Obr. D.9. Průběh normálové síly, $n = 225 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
úhel stahovače $\alpha = 30^\circ$



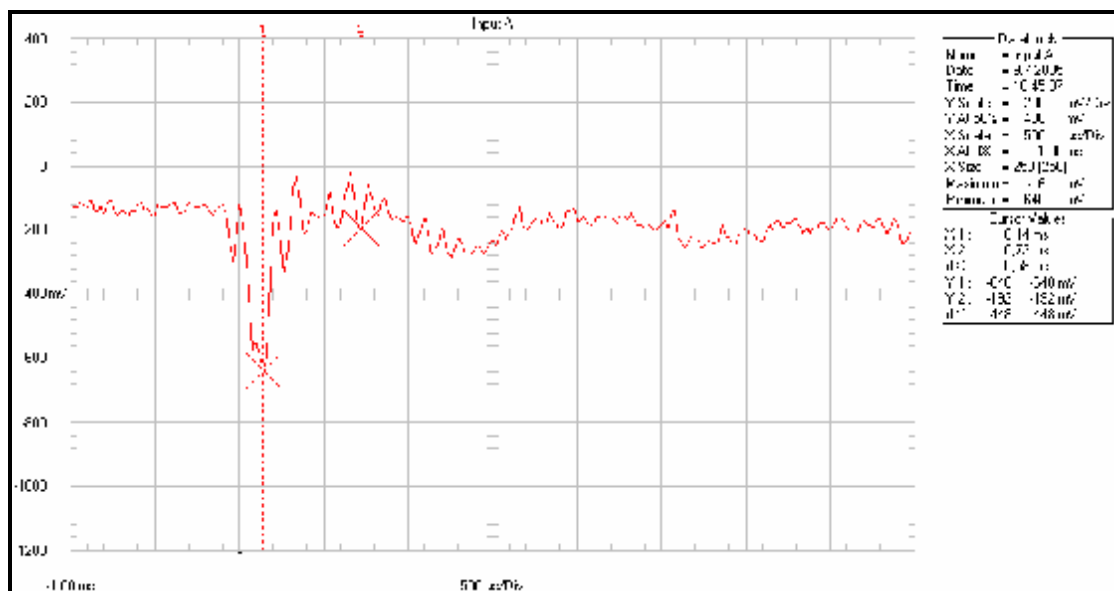
Obr. D.10. Průběh normálové síly, $n = 243 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
úhel stahovače $\alpha = 30^\circ$



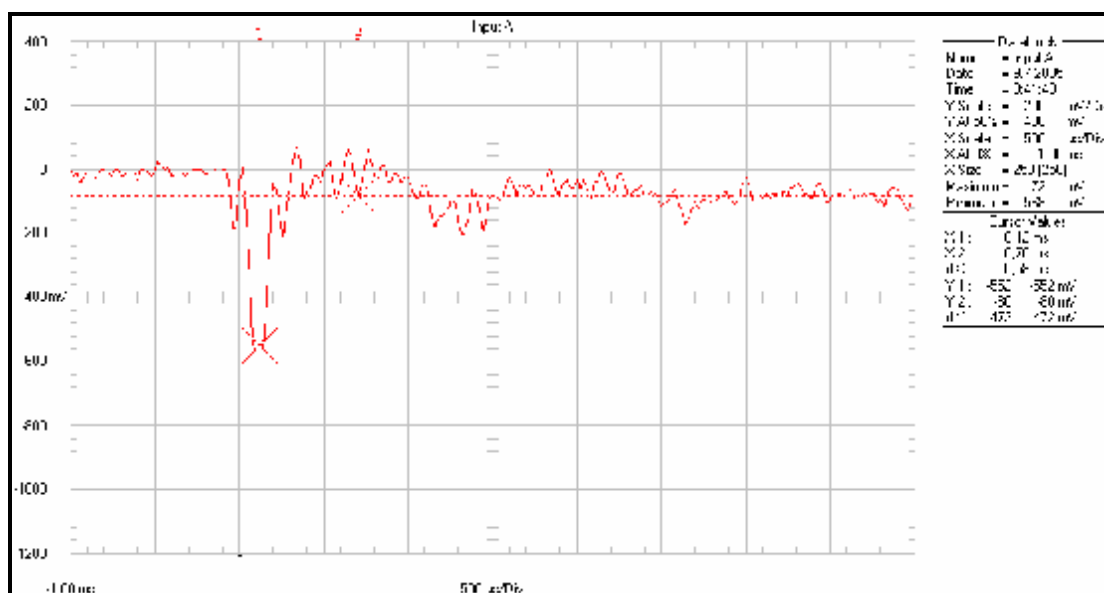




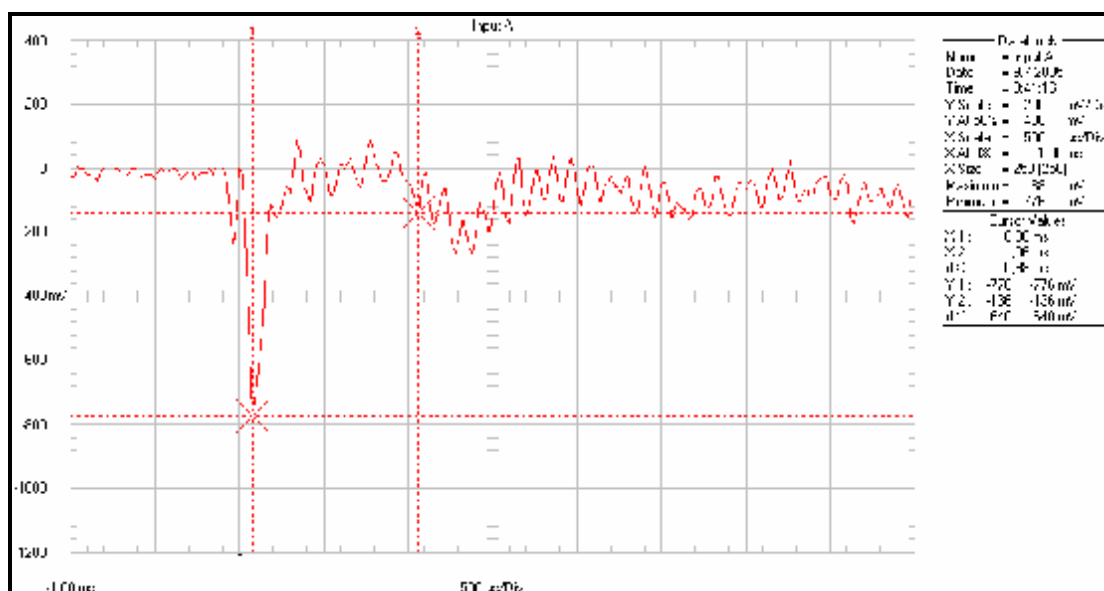
Obr. D.15. Průběh normálové síly, $n = 139 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
úhel stahovače $\alpha = 45^\circ$



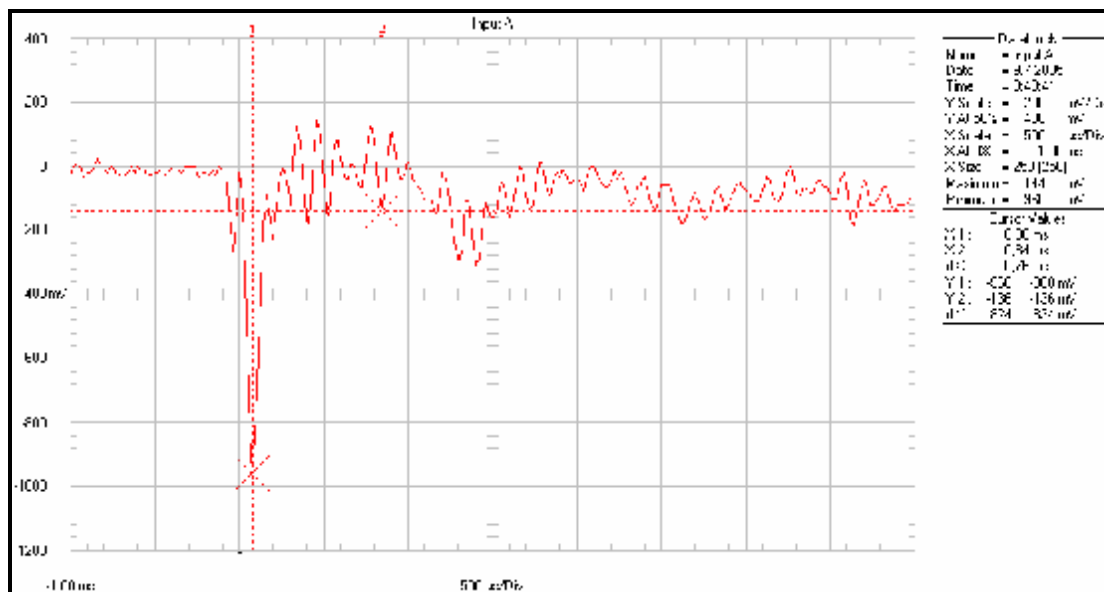
Obr. D.16. Průběh normálové síly, $n = 157 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
úhel stahovače $\alpha = 45^\circ$



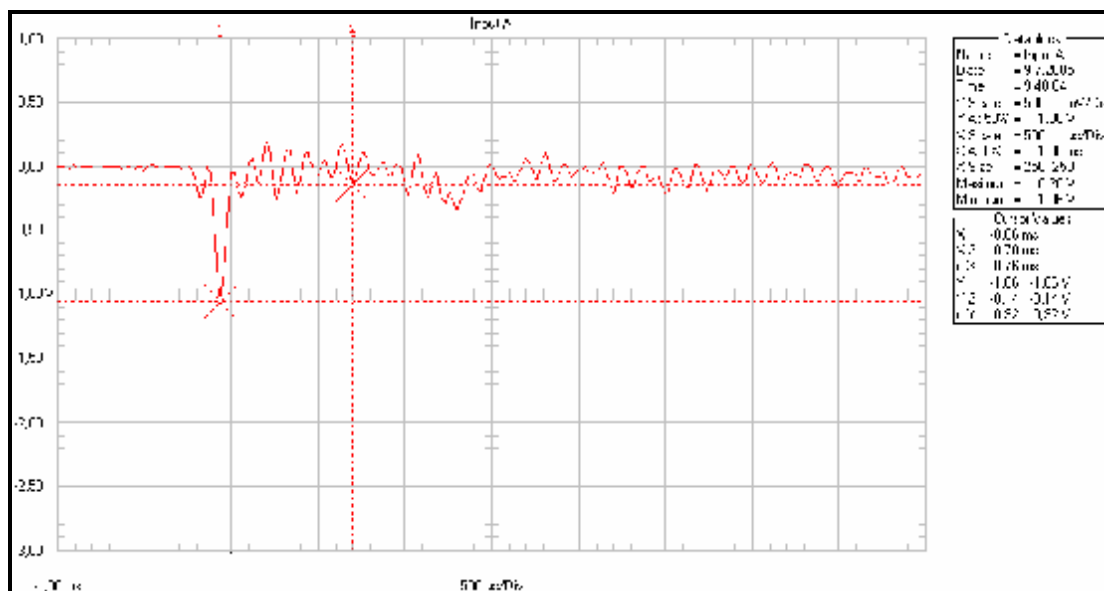
Obr. D.17. Průběh normálové síly, $n = 173 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
úhel stahovače $\alpha = 45^\circ$



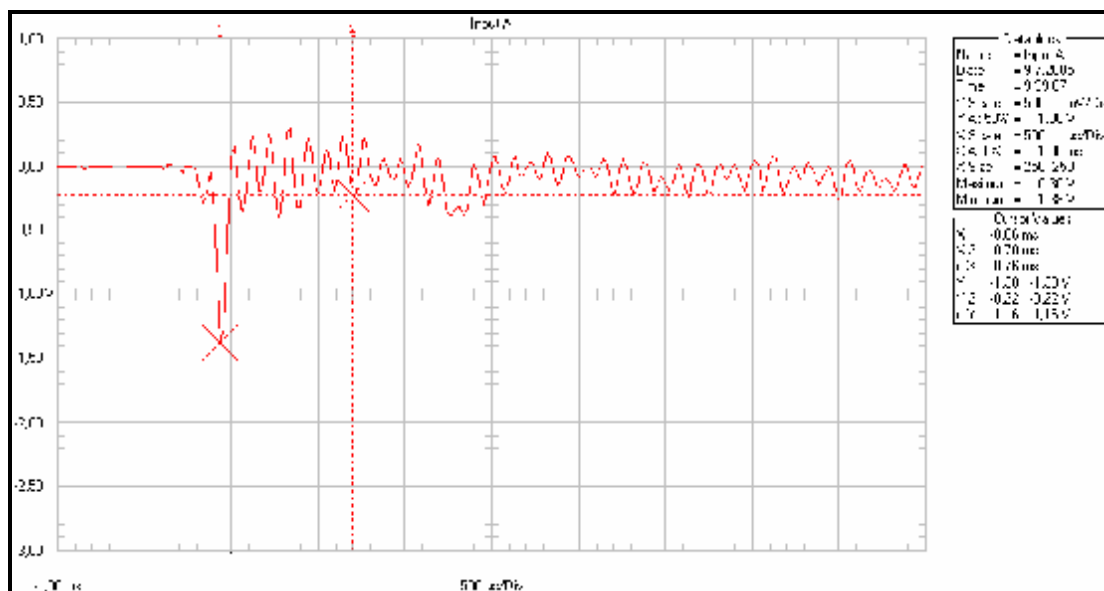
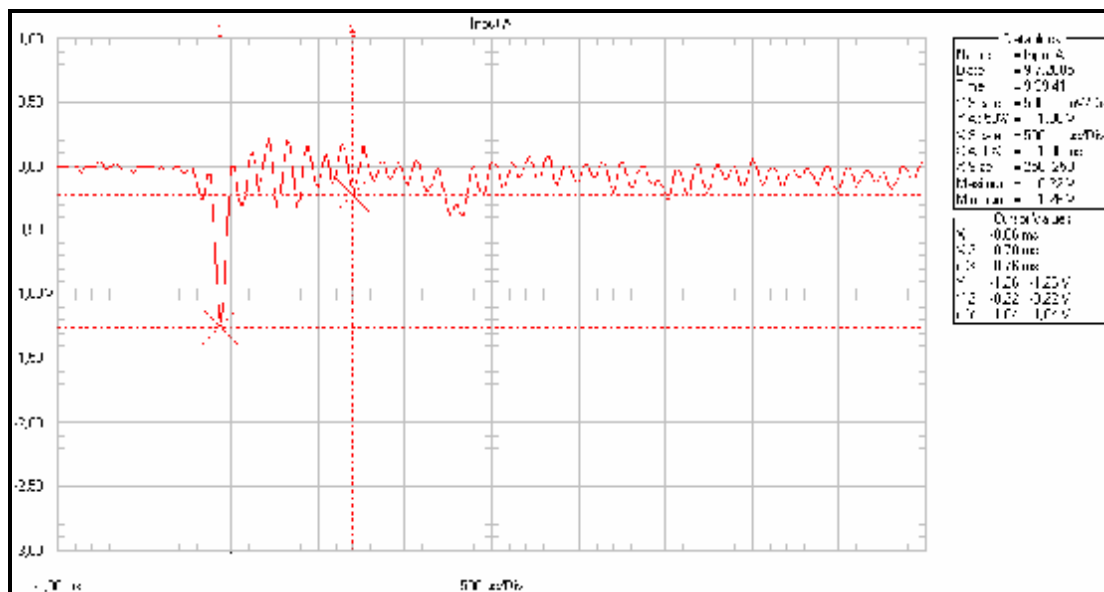
Obr. D.18. Průběh normálové síly, $n = 191 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
úhel stahovače $\alpha = 45^\circ$

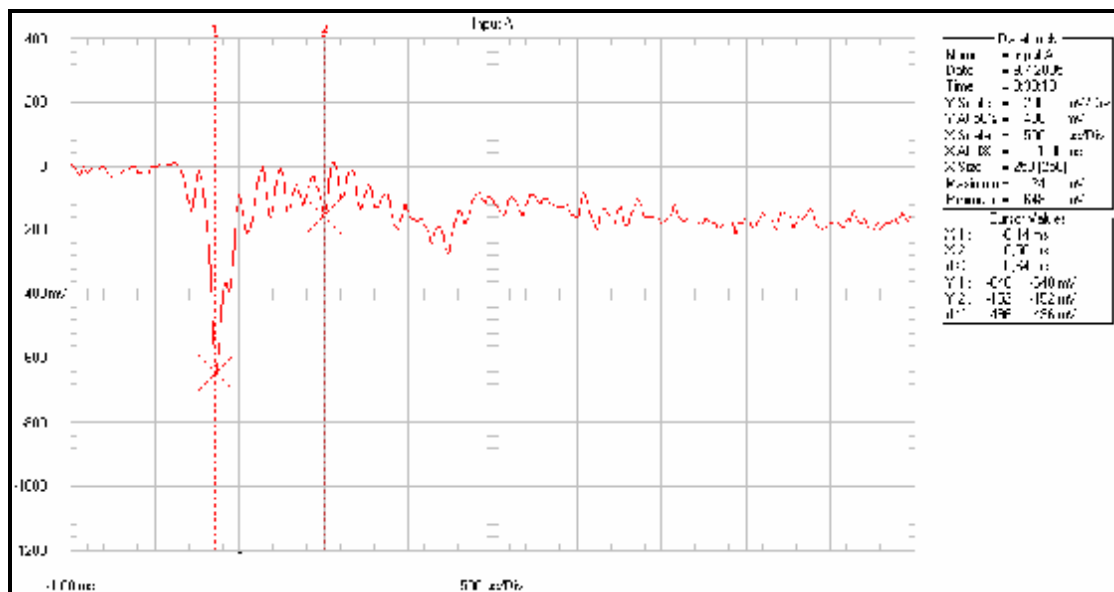


Obr. D.19. Průběh normálové síly, $n = 208 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
úhel stahovače $\alpha = 45^\circ$

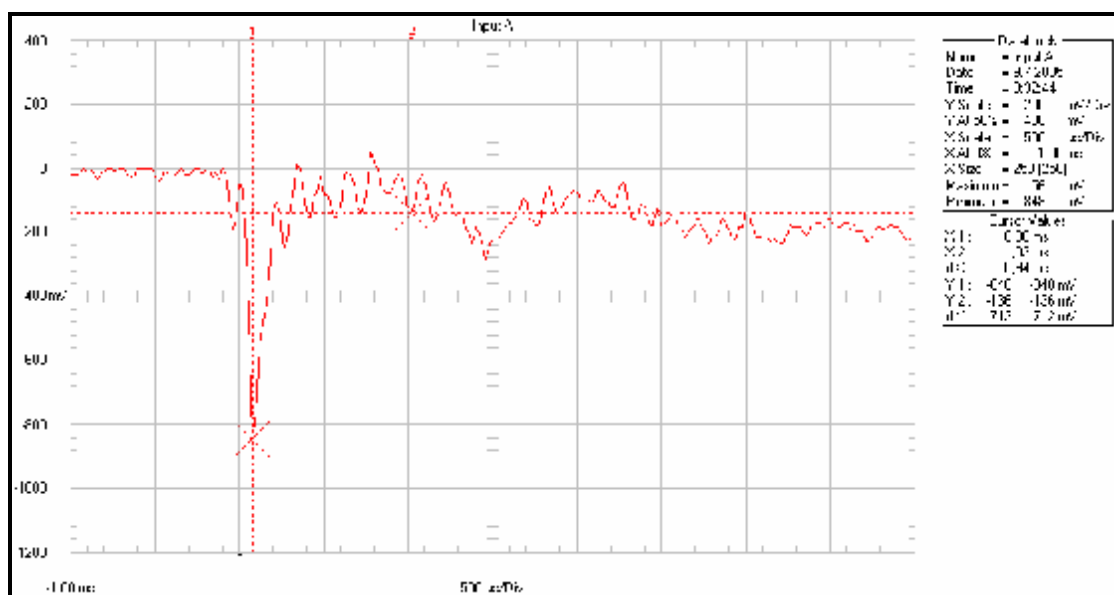


Obr. D.20. Průběh normálové síly, $n = 225 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
úhel stahovače $\alpha = 45^\circ$

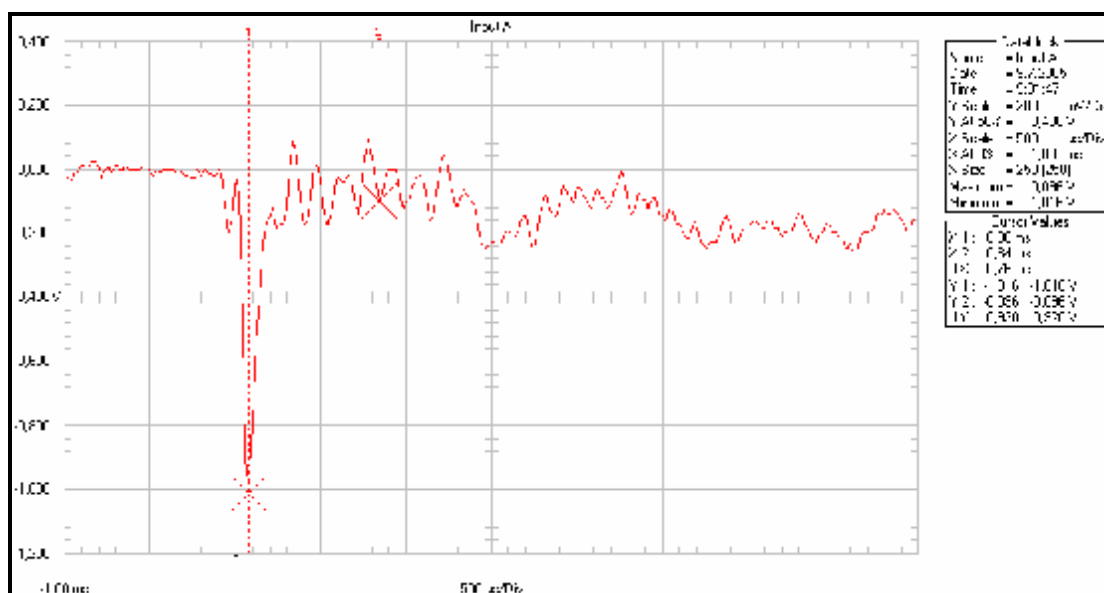




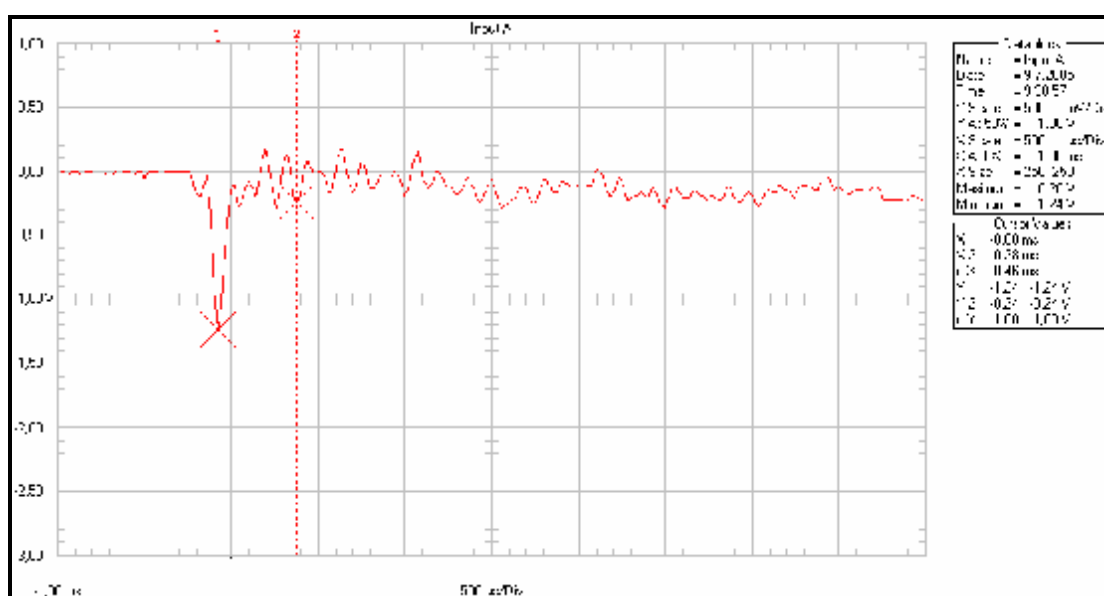
Obr. D.23. Průběh normálové síly, $n = 87 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
úhel stahovače $\alpha = 55^\circ$



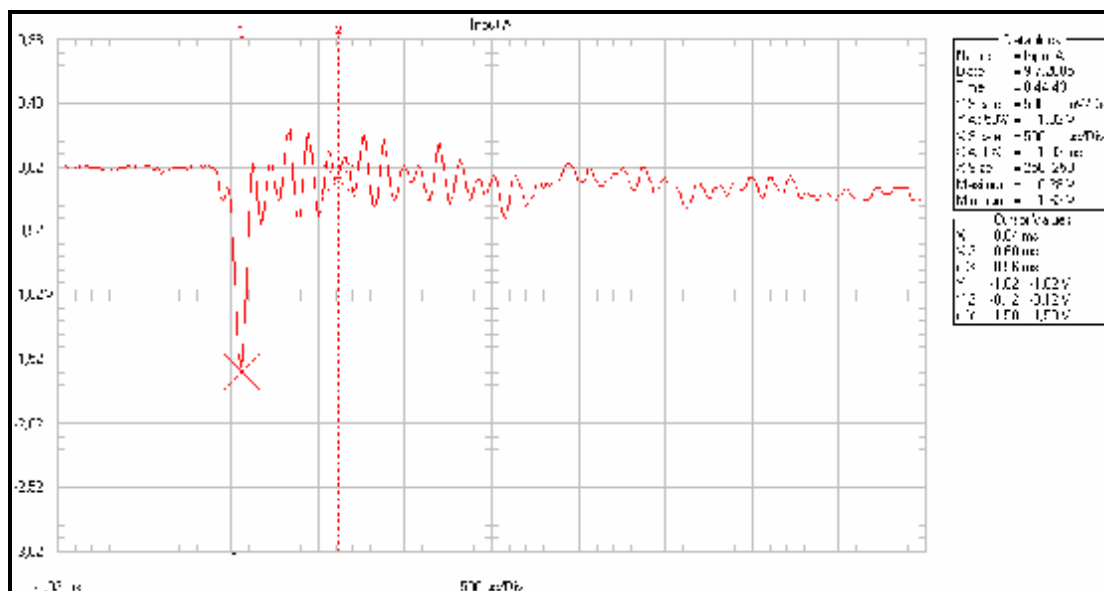
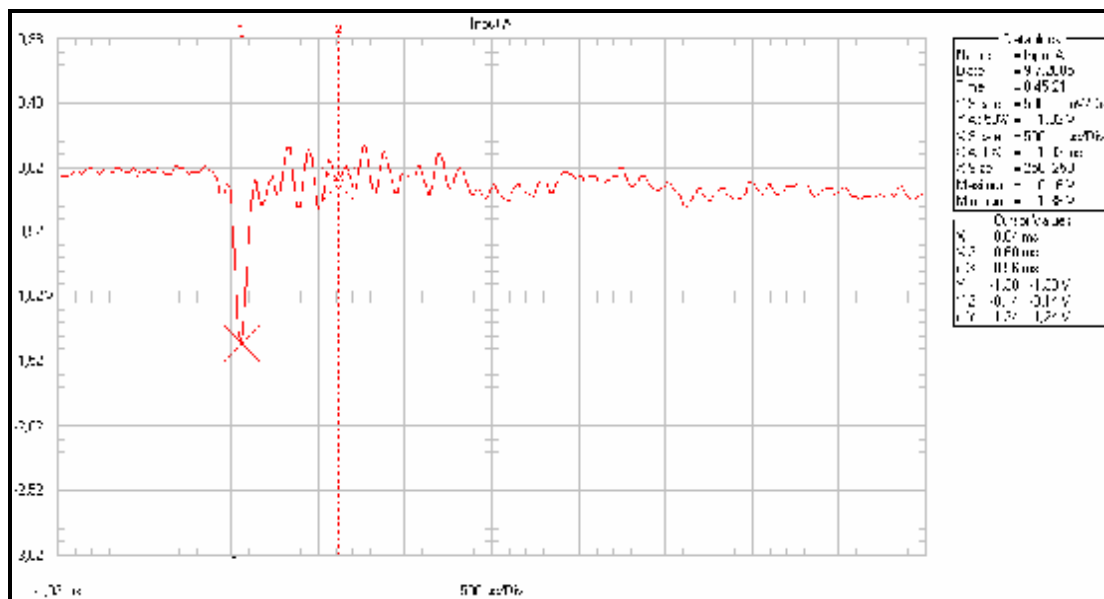
Obr. D.24. Průběh normálové síly, $n = 105 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
úhel stahovače $\alpha = 55^\circ$

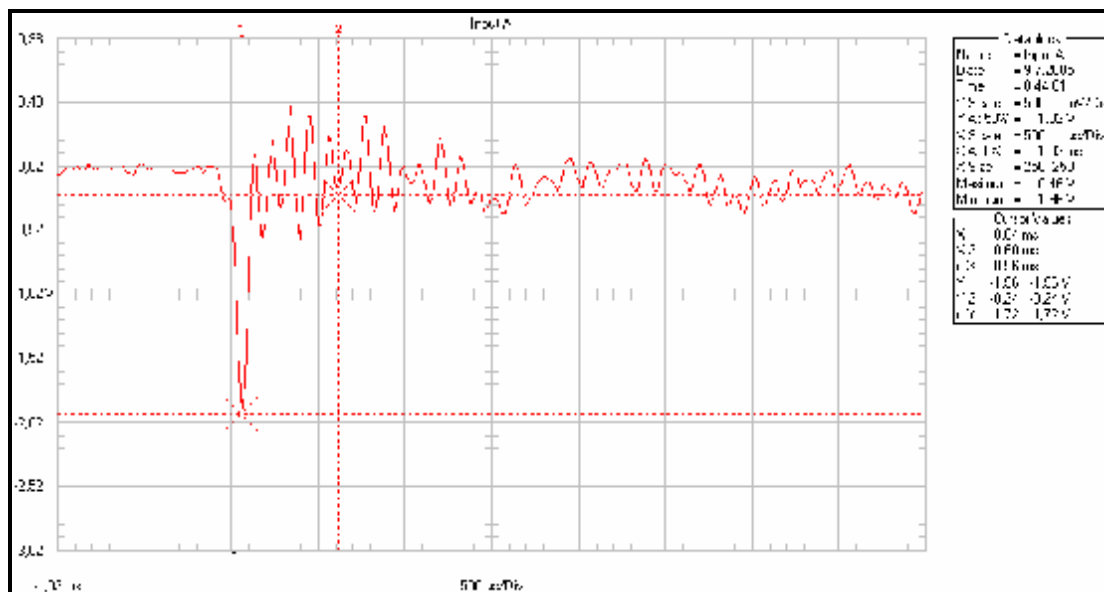


Obr. D.25. Průběh normálové síly, $n = 122 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
úhel stahovače $\alpha = 55^\circ$

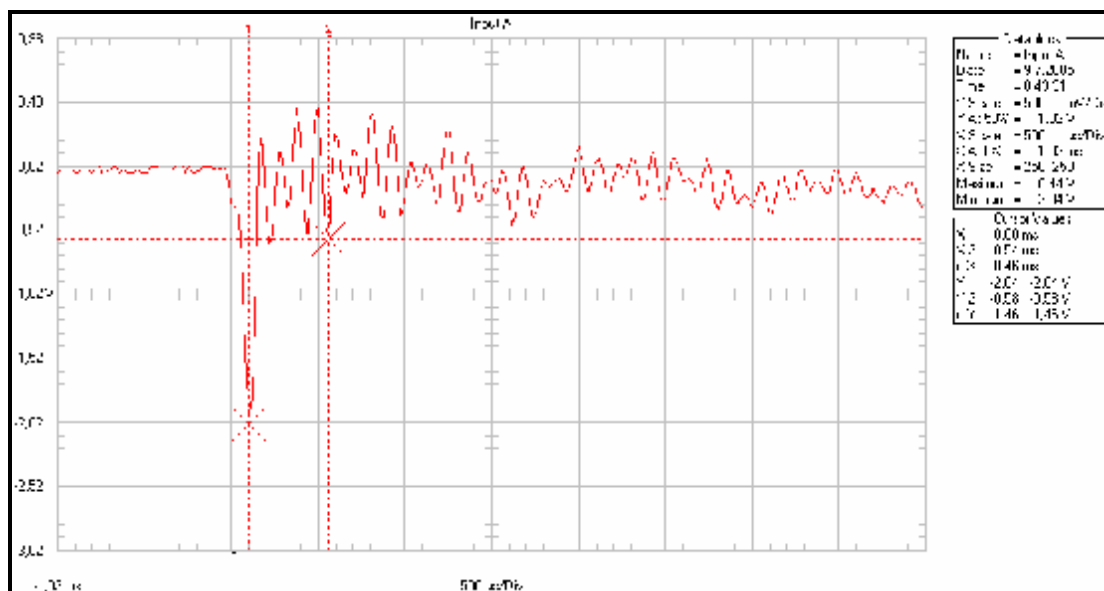


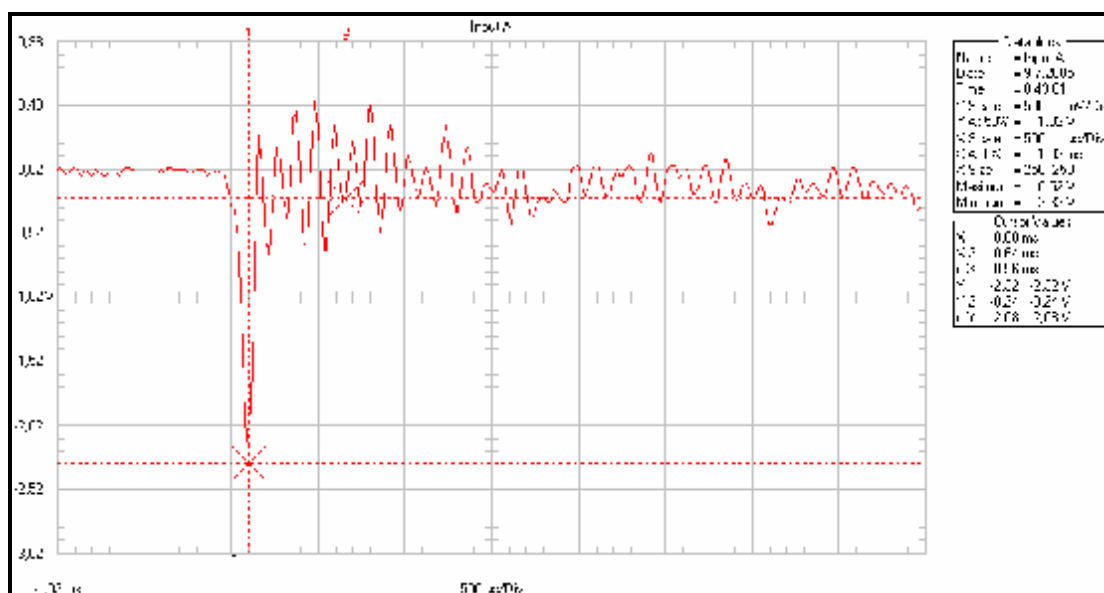
Obr. D.26. Průběh normálové síly, $n = 139 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
úhel stahovače $\alpha = 55^\circ$



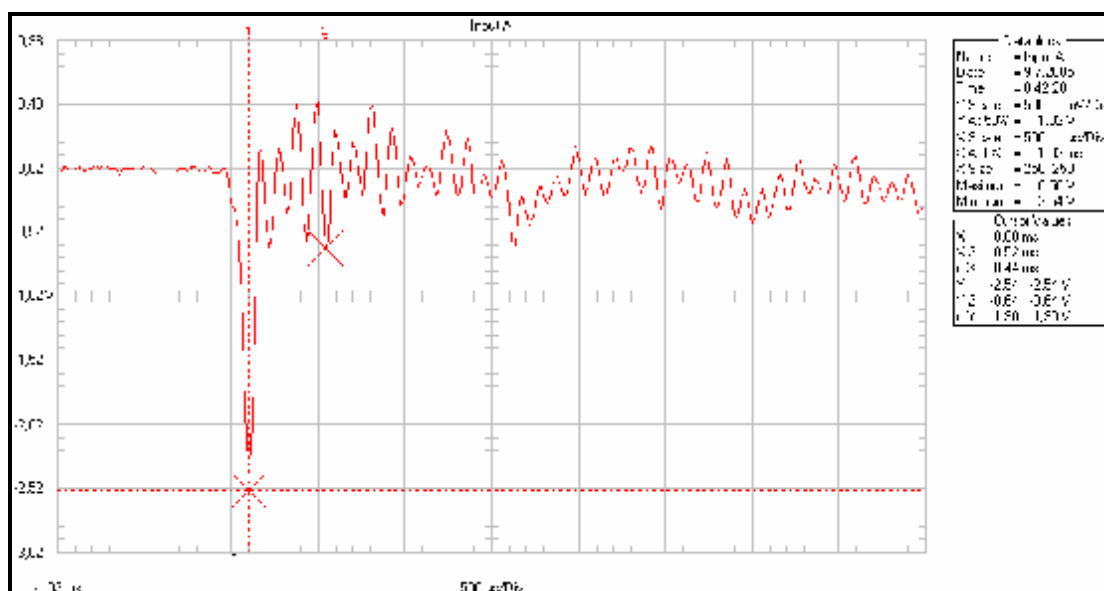


Obr. D.29. Průběh normálové síly, $n = 191 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
úhel stahovače $\alpha = 55^\circ$

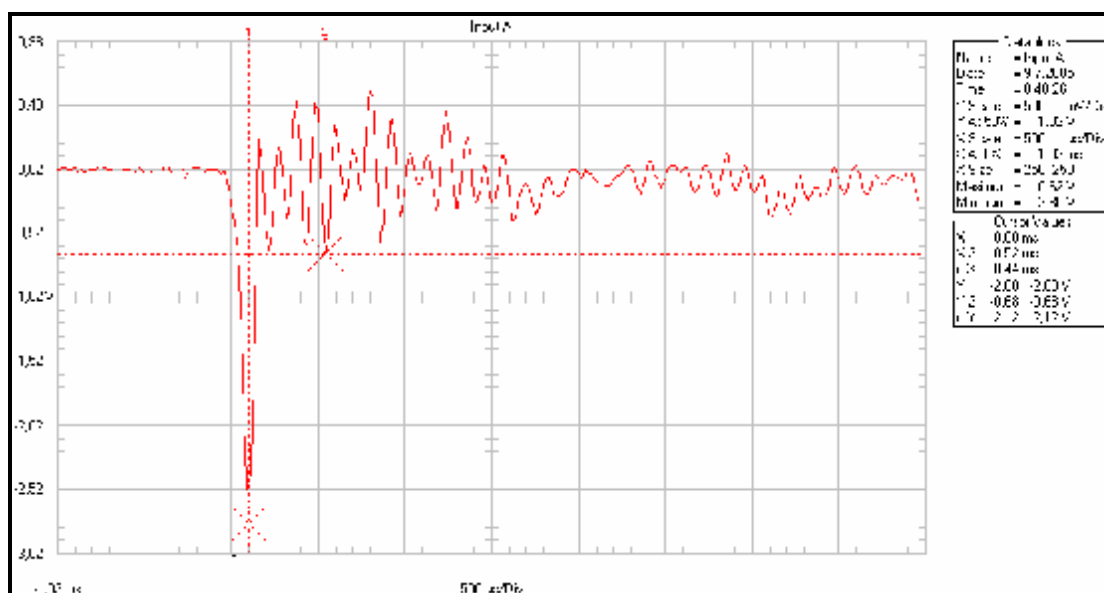




Obr. D.31. Průběh normálové síly, $n = 225 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
úhel stahovače $\alpha = 55^\circ$



Obr. D.32. Průběh normálové síly, $n = 243 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
úhel stahovače $\alpha = 55^\circ$



Obr. D.33. Průběh normálové síly, $n = 261 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
úhel stahovače $\alpha = 55^\circ$

PŘÍLOHA E
(Výkresová dokumentace)

PŘÍLOHA F
(Sestava mechanismu – varianta 3)