

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI
NOSITELKA ŘÁDU PRÁCE

Fakulta strojní

Obor: 23 - 21 - 8

Strojní zařízení pro chemický, potravinářský a spotřební průmysl

Zaměření: textilní a oděvní stroje

Katedra textilních a oděvních strojů

Dynamika přírazového mechanismu tkacího stroje

Jiří Mrázek

Vedoucí práce: Doc.Ing. Jiří Mrázek, CSc

Počet stran:	48
Počet příloh:	42
Počet tabulek:	6
Počet obrázků:	8
Počet výkresů:	1
Počet modelů:	-

Vysoká škola strojní
Vysoká škola: a textilní v Liberci

Fakulta: s t r o j n í

Katedra: textilních a oděvních
strojů

Školní rok: 1987/88

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro Jaroslava B l a h u

obor 23-21-8 Stroje a zařízení pro chemický, potravinářský a
spotřební průmysl.

Vedoucí katedry Vám ve smyslu nařízení vlády ČSSR č. 90/1980 Sb., o státních závěrečných zkouškách a státních rigorózních zkouškách, určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu: Dynamika přírazového mechanismu tkacího stroje.

Zásady pro vypracování:

- 1) Proveďte rozbor dosavadních řešení na čtyřčlenném a šestičlenném mechanismu.
- 2) Sestavte dynamický model šestičlenného přírazového mechanismu typu OK a porovnejte se čtyřčlenným.
- 3) Sledujte vliv vůlí v náhonu u čtyřčlenného a šestičlenného řetězce.
- 4) Navrhněte konstrukční úpravy směřující ke zlepšení dynamických vlastností.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 6
PSČ 461 17

Průběhy vypočtených kinematických veličin
Rozsah grafických prací: Konstrukční schéma

Rozsah průvodní zprávy: 15-20 stran strojopisu form. A4

Seznam odborné literatury:

Mrázek, J.: Dynamické vlastnosti tkacích strojů.
Výzk. zpráva, VŠST Liberec, 1985

Vedoucí diplomové práce: Doc. Ing. Jiří Mrázek, CSc.

Datum zadání diplomové práce: 30. 9. 1987

Termín odevzdání diplomové práce: 10. 5. 1988

L. S.

Prof. Ing. Vl. Prášil, DrSc.

Vedoucí katedry

Vl. Prášil
Prof. Ing. Vl. Prášil, DrSc.

Děkan

v Liberci dne 25. 9. 1987

Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci
vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury.

V Liberci, dne 2.5.1988

Jaroslav Blaha

Děkuji tímto vedoucímu diplomové práce
Doc. Ing. Jiřímu Vrážkovi, CSc. za odborné vedení diplo-
mové práce a Ing. Liborovi Tůmovi za podnětné připo-
mínky a rady k diplomové práci.

Seznam použitých symbolů

<u>Symbol</u>	<u>Název</u>	<u>Jednotka</u>
φ	úhlová dráha	rad
$\dot{\varphi} = \omega$	úhlová rychlost	rad s^{-1}
$\ddot{\varphi} = \varepsilon$	úhlové zrychlení	rad s^{-2}
c	konstanta tuhosti	Nm
k	konstanta tlumení	Nm s
I	hmotný moment	
	setrvačnosti	kg m^2
M	moment	Nm
$\angle$	úhel	rad
l	délka	m
x, y	souřadnice	
	úložných bodů	m
v, y, u	modelovaná vůle	rad
Ω	frekvence	Hz
F	přírazná síla	N

SEZNAM PŘÍLOH

- A1 - A16 Grafické závislosti-čtyřčlenný přírazový mechanismus
- B1 - B17 Grafické závislosti-šestičlenný přírazový mechanismus
- C1 - C5 Grafické závislosti-čtyřčlenný přírazový mechanismus-oboustranný náhon
- MRM1 Program matematického modelu-4.čl.mechanismus-oboustranný náhon
- MRM6 Program matematického modelu-6.čl.mechanismus
- MRM8 Program matematického modelu-4.čl.mechanismus
- Výkres čtyřčlenného přírazového mechanismu

OBSAH

1. Úvod	8
2. Výstava textilních strojů - ITMA 87	9
3. Přírazové mechanismy tkacích strojů	12
4. Matematický model přírazového mechanismu	13
4.1. Matematický model- čtyřčlenný přírazový mechanismus	14
4.2. Matematický model- šestičlenný přírazový mechanismus	17
4.3. Matematický model- čtyřčlenný přírazový mechanismus-oboustranný náhon	19
5. Určení převodových funkcí	21
6. Působení osnovy	24
7. Zavedení vůlí	26
8. Průběh hnacího momentu M_2	27
9. Stanovení vstupních parametrů	28
9.1. Geometrické rozměry-čtyřčlenný přírazový mechanismus	29
9.2. Geometrické rozměry-šestičlenný přírazový mechanismus	30
10. Popis sestavených programů	31
11.1. Vyhodnocení-čtyřčlenný přírazový mechanismus	33
11.2. Vyhodnocení-šestičlenný přírazový mechanismus	36
11.3. Vyhodnocení-čtyřčlenný přírazový mechanismus-oboustranný náhon	38
12. Závěr	40
13.1. Tabulka-čtyřčlenný přírazový mechanismus	42
13.2. Tabulka-šestičlenný přírazový mechanismus	44
13.3. Tabulka-čtyřčlenný přírazový mechanismus-oboustranný náhon	47
Použitá literatura	48

1. ÚVOD

V současné době dochází ke stále větší spotřebě textilií a spotřeba stále vzrůstá. Proto se výrobci tkacích stavů zaměřují na zvyšování výkonů.

Na moderní výkonný stroj jsou kladeny tyto požadavky:

- vysoký výrobní výkon
- nízká spotřeba energie na jednotku výkonu
- bezpečnost a spolehlivost chodu
- maximální využití materiálů
- co největší možný stupeň automatizace
- co největší možný stupeň unifikace jednotlivých částí

Se zvyšujícím se výkonem a spolehlivostí současných tkacích stavů se dostává do popředí otázka správné a přesné funkce jednotlivých mechanických uzlů na tkacím stroji.

Jedná se hlavně o mechanismy prošlupního, prohozního, odtahovacího, podávacího ústrojí, ale jedná se zde také o přírazový mechanismus tkacího stroje. Tyto mechanismy jsou v důsledku stále zvyšujících se otáček více zatěžovány dynamickými silami.

Tím vyvstává pro konstruktéry tkacích stavů další velký problém a to je kmitání částí strojů či celých strojů. Řešení těchto velice složitých problémů umožňuje výpočetní technika.

2.VÝSTAVA TEXTILNÍCH STROJŮ - ITMA 87

Světová výstava textilních strojů ITMA 87 v Paříži nepřinesla principiálně nové textilní technologie a novou techniku, ale přinesla zintenzivnění výzkumu existujících principů, jejich konstrukční řešení a precizní strojařské provedení.

Hydraulické tkací stroje

Výkony strojů dle zanesených metrů útku za min.:

<u>Firma</u>	<u>Stroj</u>	<u>m /ú/ min</u>
TSUDAKOMA	ZW 303	1 980
ELITEX	H 175 MA	1 720
NISSAN	LW 54	1 700
ELITEX	H 175 MT	1 275
ELITEX	H 175 MS	1 207
NISSAN	LW 34	1 190
METEOR	3H 1100	1 142
ELITEX	H 175 MM	1 039
TSUDAKOMA	ZW 302	1 050

Podrobnější pohled na tabulku ukazuje, že je nutno provádět hodnocení strojů dle šíře a provedení, protože např. barevná záměna je určujícím a omezujícím faktorem výkonu stroje.

<u>Firma</u>	<u>Stroj</u>	<u>m /ú/ min</u>	<u>Barevné záměny</u>
NISSAN	LW 34	1 190	2
ELITEX	H 175 MM	1 139	2
TSUDAKOMA	ZW 302	1 050	4

Rozvoj v oblasti hydraulických stavů lze předpokládat tímto směrem:

- zvýšení výkonů strojů
- dokonalé konstrukční a výrobní provedení všech mechanismů, zčehož vyplýne vyšší spolehlivost a životnost strojů
- rozšíření oblasti zpracování materiálu
- elektronizace v oblasti sběru dat, diagnostiky, náhrada mechanických funkcí
- nástup automatizace a robotizace tkacího procesu

Pneumatické tkací stroje

<u>Firma</u>	<u>Prac.šíře /cm/</u>	<u>Max.teor. výkon m/ú/min</u>	<u>Skuteč. výkon</u>
STROJIMPORT	170,130,190, 280	1 615	1 560
PICANOL	190,280,330	2 223	1 825
VAMATEX	170,190,300, 320	2 212	2 055
SULZER-RUTTI	190,280,400	1 760	1 672
TSUDAKOMA	190,230,280, 420	1 976	1 789
METEOR	190	1 463	1 371
NISSAN	150,190,350	1 650	1 566
TOYODA	150,190	1 330	1 249
GUNNE	200,230,250	1 140	1 003

Další oblast vývoje pneumatických tkacích strojů:

- nárůst výkonu strojů
- elektronizace/řízení pohonu,mikroprocesorové ovládání funkcí stroje/
- automatizace/automatické páření/

Československá vzduchová tkací technika

<u>Stroj</u>	<u>m/ú/ min⁻¹</u>	<u>prac. šíře /cm/</u>
UNITIS 190 E	1 560	190
JETTIS 280 NFBL R4C	1 540	200-280
JETTIS 190 NFA-RM	1 137,5	190

Skřípcové tkací stroje

<u>Firma</u>	<u>Stroj</u>	<u>prac. šíře /cm/</u>	<u>m/ú/ min⁻¹</u>
SULZER-RUTTI	P 710	190-540	760-1100
ELITEX	OK 3	160	416
ELITEX	OK 4	120-240	475-576

3. PŘÍRAZOVÉ MECHANISMY TKACÍCH STROJŮ

Prvořadou úlohou při tvorbě tkaniny je zatlačení útku do vytvořeného prošlupu určitou silou, která má dynamický charakter. Zatlačení útku je realizováno přírazovým mechanismem tkacího stroje.

Mechanismus přírazu je nutno zařadit ze stránky energetické do hlavních mechanismů tkacího stroje.

V průběhu vývoje vzniklo několik typů přírazových mechanismů:

- kloubové mechanismy

čtyřčlenné, šestičlenné nebo i osmičlenné

Kloubové mechanismy mají velkou výhodu proti vačkovým mechanismům hlavně v jednodušší výrobě.

Nevýhodou kloubových mechanismů je obtížné zajištění klidové výdrže v prohozní poloze a také je to velký počet kloubů u mechanismů s více členy.

U reálných mechanismů se vlivem poddajnosti a zavedením vůlí mezi jednotlivými členy mechanismu projevují přídatná namáhání, která výrazně překračují teoretické hodnoty.

- vačkové mechanismy

jsou uskutečněny nejčastěji soustavou inverzních vaček

- speciální přířezové mechanismy

jsou sestaveny kombinací kinematických dvojic kloubových, valivých /vačky, ozubená kola/ nebo smykových /kulisy/ podle svého určení

4. MATEMATICKÝ MODEL PŘÍRAZOVÉHO MECHANISMU TKACÍHO STROJE

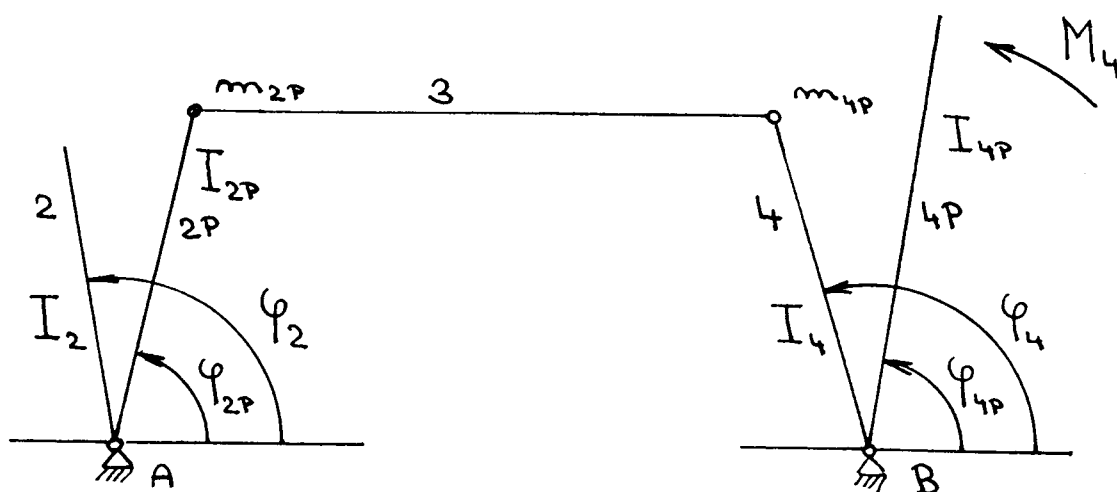
Jak již bylo uvedeno na celkové dynamické chování tkacího stroje má základní vliv přírazový mechanismus. Významným parametrem bude průběh kinematických veličin na paprsku v místě přírazu, což v podstatě přímo ovlivňuje kvalitu tkaniny.

Pro rozbor těchto vlastností je vhodné vytvořit matematický model celého přírazového mechanismu, jehož pomocí je možno prověřit optimální strukturu přírazového mechanismu, vliv rozběhu, případně nerovnoměrnosti chodu klikového hřídele na provedení přírazu.

Základní podmínkou pro hodnocení musí být věrnost vytvořeného matematického modelu celého přírazového mechanismu při simulaci skutečných jevů a jednoduchost spolu s možností numerického řešení pomocí výpočetní techniky.

4.1. MATEMATICKÝ MODEL-

-ČTYŘČLENNÝ PŘÍRAZOVÝ MECHANISMUS



Schema modelu přírazového mechanismu

Matematický popis je proveden na základě následujících předpokladů:

- všechny členy mechanismu a úložné klouby jsou považovány za dokonale tuhé
- těhlice 3 je nahrazena dvěma hmotnými body soustředěnými v jejich koncových bodech
- působení osnovy je zavedeno prostřednictvím momentu

$$M_4 = f(\varphi_{4P})$$

/4.1/

- poddajnost náhonu i bidlenu je nahrazena torsními tuhostmi c_2 , c_4 mezi rameny 2-2P a 4-4P
- vstupní veličinou je libovolný pohybový zákon nehmotného členu 2
- mezi členy 2-2P, 4-4P jsou vloženy tlumicí členy s viskózním tlumením
- do modelu byly zavedeny vůle v náhonu i v jednotlivých kinematických dvojicích
- není uvažována vlastní váha členů

Model je matematicky popsán pomocí Lagrangeovy rovnice druhého druhu

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial K}{\partial q} = - \frac{\partial U}{\partial q} - \frac{\partial R}{\partial \dot{q}} \quad /4.2/$$

K-kinetická energie soustavy

U-potenciální energie soustavy

R-disipativní funkce

q-obecná souřadnice

$$K = \frac{1}{2} I_{2P} \dot{\varphi}_{2P}^2 + \frac{1}{2} I_4 \dot{\varphi}_4^2 + \frac{1}{2} I_{4P} \dot{\varphi}_{4P}^2$$

$$R = \frac{1}{2} k_2 (\dot{\varphi}_{2P} - \dot{\varphi}_2)^2 + \frac{1}{2} k_4 (\dot{\varphi}_{4P} - \dot{\varphi}_4)^2$$

$$U = \frac{1}{2} c_2 (\varphi_{2P} - \varphi_2)^2 + \frac{1}{2} c_4 (\varphi_{4P} - \varphi_4)^2 + \int M_4 d\varphi_{4P} \quad /4.3/$$

$\varphi_2, \varphi_{2P}, \varphi_4, \varphi_{4P}$ -úhly určující polohu jednotlivých vahadel

$\dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_{2P}, \dot{\varphi}_4, \dot{\varphi}_{4P}$ -úhlové rychlosti jednotlivých vahadel

I_{2P}, I_4, I_{4P} -hmotné momenty setrvačnosti jednotlivých členů soustavy

c_2, c_4 -torsní tuhosti tyčí mezi členy 2-2P, 4-4P

k_2, k_4 -koeficienty viskosního tlumení soustavy

M_4 - moment působící na člen 4P vlivem osnovy

Řešením získáme dvě diferenciální rovnice druhého řádu:

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_{2P} (I_{2P} + I_4 \gamma_{24}^2) = & - I_4 \gamma_{24} \gamma_{24} \dot{\varphi}_{2P}^2 - c_2 (\varphi_{2P} - \varphi_2) + \\ & + c_4 (\varphi_{4P} - \varphi_4) \gamma_{24} - k_2 (\dot{\varphi}_{2P} - \dot{\varphi}_2) + \\ & + k_4 \gamma_{24} (\dot{\varphi}_{4P} - \dot{\varphi}_4) \end{aligned} \quad /4.4/$$

$$I_{4P} \ddot{\varphi}_{4P} = -c_4(\varphi_{4P} - \varphi_4) - M_4 - k_4(\dot{\varphi}_{4P} - \dot{\varphi}_4)$$

Převodové funkce:

$$\varphi_4 = f_{24}(\varphi_{2P})$$

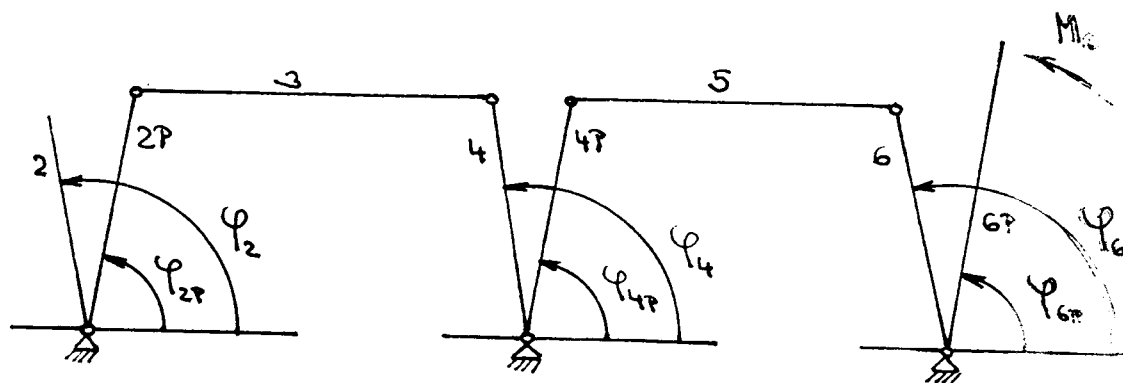
$$\dot{\varphi}_4 = g_{24}(\dot{\varphi}_{2P}) \quad /4.5/$$

$$\ddot{\varphi}_4 = v_{24} \dot{\varphi}_{2P}^2 + g_{24} \ddot{\varphi}_{2P}$$

Převodovými funkcemi je vyjádřena vazba mezi členem 2P a členem 4. Hodnoty převodových funkcí /4.5/ je nutno určit ze čtyřkloubového mechanismu 1,2P,3,4.

4.2. MATEMATICKÝ MODEL-

-ŠESTIČLENNÝ PŘÍRAZOVÝ MECHANISMUS



Schema modelu přírazového mechanismu

Dle schematu lze napsat:

$$K = \frac{1}{2} I_{2P} \dot{\varphi}_{2P}^2 + \frac{1}{2} I_4 \dot{\varphi}_4^2 + \frac{1}{2} I_{4P} \dot{\varphi}_{4P}^2 + \frac{1}{2} I_6 \dot{\varphi}_6^2 + \frac{1}{2} I_{6P} \dot{\varphi}_{6P}^2$$

$$U = \frac{1}{2} c_2 (\varphi_{2P} - \varphi_2)^2 + \frac{1}{2} c_4 (\varphi_{4P} - \varphi_4)^2 + \frac{1}{2} c_6 (\varphi_{6P} - \varphi_6)^2 + \int M_6 d\varphi_{6P}$$

$$R = \frac{1}{2} k_2 (\dot{\varphi}_{2P} - \dot{\varphi}_2)^2 + \frac{1}{2} k_4 (\dot{\varphi}_{4P} - \dot{\varphi}_4)^2 + \frac{1}{2} k_6 (\dot{\varphi}_{6P} - \dot{\varphi}_6)^2 \quad /4.6/$$

$\varphi_2, \varphi_{2P}, \varphi_4, \varphi_{4P}, \varphi_6, \varphi_{6P}$ - úhly určující polohu jednotlivých vahadel

$\dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_{2P}, \dot{\varphi}_4, \dot{\varphi}_{4P}, \dot{\varphi}_6, \dot{\varphi}_{6P}$ - úhlové rychlosti jednotlivých vahadel

$I_{2P}, I_4, I_{4P}, I_6, I_{6P}$ - hmotné momenty setrvačnosti jednotlivých členů soustavy

c_2, c_4, c_6 - torsní tuhosti tyčí mezi členy 2-2P, 4-4P, 6-6P

k_2, k_4, k_6 - koeficienty viskosního tlumení soustavy

M_6 - moment působící na člen 6P vlivem osnovy

Dosažením výrazů /4.6/ do základní rovnice /4.2/ dostaneme pohybové rovnice:

$$\ddot{\varphi}_{2P}(I_{2P} + I_{4P} \gamma_{24}^2) = -I_{4P} \gamma_{24} \nu_{24} \dot{\varphi}_{2P}^2 - c_2(\varphi_{2P} - \varphi_2) + \\ + c_4 \gamma_{24}(\varphi_{4P} - \varphi_4) - k_2(\dot{\varphi}_{2P} - \dot{\varphi}_2) + \\ + k_4 \gamma_{24}(\dot{\varphi}_{4P} - \dot{\varphi}_4)$$

$$\ddot{\varphi}_{4P}(I_{4P} + I_{6P} \gamma_{46}^2) = I_{6P} \gamma_{46} \nu_{46} \dot{\varphi}_{4P}^2 + \quad /4.7/ \\ + c_6 \gamma_{46}(\varphi_{6P} - \varphi_6) - c_4(\varphi_{4P} - \varphi_4) - k_4(\dot{\varphi}_{4P} - \dot{\varphi}_4) + \\ + k_6 \gamma_{46}(\dot{\varphi}_{6P} - \dot{\varphi}_6)$$

$$\ddot{\varphi}_{6P} I_{6P} = -c_6(\varphi_{6P} - \varphi_6) - k_6(\dot{\varphi}_{6P} - \dot{\varphi}_6) - M_6$$

Převodové funkce:

$$\varphi_4 = f_{24}(\varphi_{2P})$$

$$\dot{\varphi}_4 = \gamma_{24}(\dot{\varphi}_{2P})$$

$$\ddot{\varphi}_4 = \nu_{24} \dot{\varphi}_{2P}^2 + \gamma_{24} \ddot{\varphi}_{2P}$$

$$\varphi_6 = f_{46}(\varphi_{4P})$$

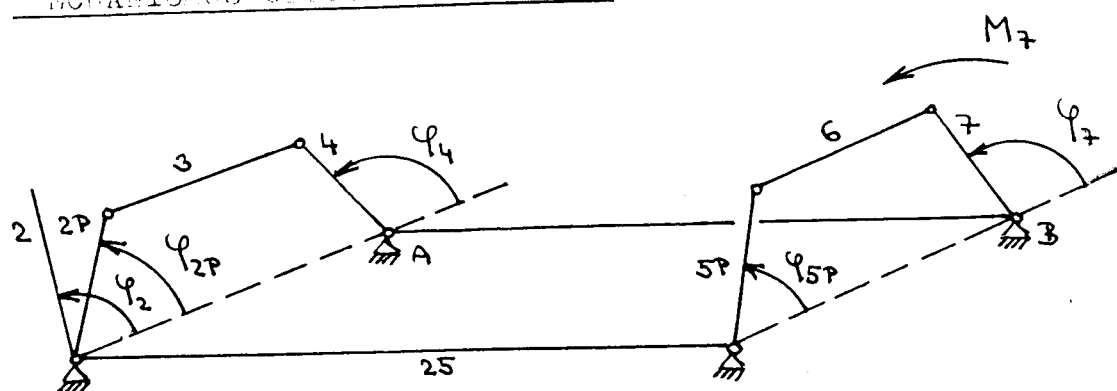
$$\dot{\varphi}_6 = \gamma_{46}(\dot{\varphi}_{4P})$$

/4.8/

$$\ddot{\varphi}_6 = \nu_{46} \dot{\varphi}_{4P}^2 + \gamma_{46} \ddot{\varphi}_{4P}$$

Převodovými funkcemi je vyjádřena vazba mezi členy 2P-4, 4P-6.

4.3. MATEMATICKÝ MODEL-ČTYŘČLENNÝ PŘÍRAZOVÝ
MECHANISMAUS-OLOUSTRANÝ MÁVON



Schema modelu přírazového mechanismu

Obdobným řešením jako u čtyřčlenného mechanismu získáme:

$$\ddot{\varphi}_{2P} (I_{2P} + I_4 y_{w24}^2) = -I_4 y_{w24} v_{24} \dot{\varphi}_{2P}^2 - c_2 (\varphi_{2P} - \varphi_2) + c_4 (\varphi_{4P} - \varphi_4) y_{w24} - k_2 (\dot{\varphi}_{2P} - \dot{\varphi}_2) + k_4 y_{w24} (\dot{\varphi}_{4P} - \dot{\varphi}_4)$$

$$\ddot{\varphi}_{5P} (I_{5P} - I_7 y_{w57}^2) = -I_7 y_{w57} v_{57} \dot{\varphi}_{5P}^2 - c_{25} (\varphi_{5P} - \varphi_2) + c_7 (\varphi_{4P} - \varphi_7) y_{w57} - k_5 (\dot{\varphi}_{5P} - \dot{\varphi}_2) + k_7 y_{w57} (\dot{\varphi}_{4P} - \dot{\varphi}_7) \quad /4.9/$$

$$\ddot{\varphi}_{4P} I_{4P} = -c_4 (\varphi_{4P} - \varphi_4) - c_7 (\varphi_{4P} - \varphi_7) - M_7 - k_4 (\dot{\varphi}_{4P} - \dot{\varphi}_4) - k_7 (\dot{\varphi}_{4P} - \dot{\varphi}_7)$$

Převodové funkce:

$$\varphi_4 = f_{24}(\varphi_{2P})$$

$$\dot{\varphi}_4 = g_{24}(\dot{\varphi}_{2P})$$

$$\ddot{\varphi}_4 = \nu_{24} \dot{\varphi}_{2P}^2 + g_{24} \ddot{\varphi}_{2P} \quad //4.10//$$

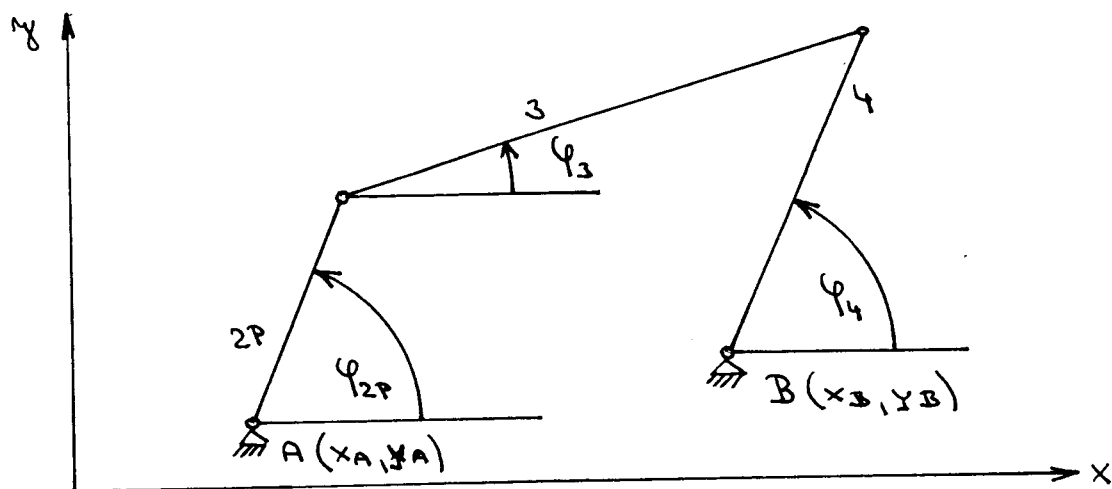
$$\varphi_7 = f_{57}(\varphi_{5P})$$

$$\dot{\varphi}_7 = g_{57}(\dot{\varphi}_{5P})$$

$$\ddot{\varphi}_7 = \nu_{57} \dot{\varphi}_{5P}^2 + g_{57} \ddot{\varphi}_{5P}$$

5. URČENÍ PŘEVODOVÝCH FUNKCÍ

Do pohybových rovnic /4.4/ a /4.7/ je nutné určit převodové funkce dle vztahů /4.5/ a /4.8/.



Kinematické schéma čtyřkloubového mechanismu

Jedná se o převodové funkce čtyřkloubového mechanismu dle kinematického schématu, což ve skutečnosti odpovídá čtyřčlennému přírazovému mechanismu.

Dle schématu lze psát:

$$l_3 \cos \varphi_3 - l_4 \cos \varphi_4 = x_B - x_A - l_2 \cos \varphi_2$$

/5.1/

$$l_3 \sin \varphi_3 - l_4 \sin \varphi_4 = y_B - y_A - l_2 \sin \varphi_2$$

l_2, l_3, l_4 - délky jednotlivých členů mechanismu

x_A, x_B, y_A, y_B - souřadnice kloubů A, B na rámu

$\varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ - úhly, které svírají jednotlivé členy s kladným směrem osy x

Pro úhel φ_4 platí:

$$\sin \varphi_4 = \frac{G_1 D_y \pm D_x \sqrt{D^2 - G_1^2}}{D^2}$$

/5.2/

$$\cos \varphi_4 = \frac{G_1 D_x \pm D_y \sqrt{D^2 - G_1^2}}{D^2}$$

$$D_x = -(x_B - x_A - l_{2P} \cos \varphi_{2P})$$

$$D_y = -(y_B - y_A - l_{2P} \sin \varphi_{2P})$$

$$D^2 = D_x^2 + D_y^2$$

/5.3/

$$G_1 = \frac{l_4^2 + D^2 - l_3^2}{2l_4}$$

Pro úhel φ_3 platí:

$$\sin \varphi_3 = \frac{G_2 D_y \pm D_x \sqrt{D^2 - G_2^2}}{D^2}$$

$$\cos \varphi_3 = \frac{G_2 D_x \mp D_y \sqrt{D^2 - G_2^2}}{D^2}$$

/5.4/

$$G_2 = \frac{l_4^2 - l_3^2 - D^2}{2l_3}$$

/5.5/

Hodnotu funkce f_{24} lze určit ze vztahů /5.2/ a /5.4/.
Úhlové rychlosti členů 3 a 4 získáme časovou derivací rovnice /5.1/.

$$-l_3 \dot{\varphi}_3 \sin \varphi_3 + l_4 \dot{\varphi}_4 \sin \varphi_4 = v_x$$

/5.6/

$$l_3 \dot{\varphi}_3 \cos \varphi_3 - l_4 \dot{\varphi}_4 \cos \varphi_4 = -v_y$$

$$v_x = l_{2P} \dot{\varphi}_{2P} \sin \varphi_{2P}$$

/5.7/

$$v_y = l_{2P} \dot{\varphi}_{2P} \cos \varphi_{2P}$$

Dále řešením rovnic /5.6/ dostaneme:

$$\dot{\varphi}_3 = \frac{1}{G_v} (v_x l_4 \cos \varphi_4 + v_y l_4 \sin \varphi_4)$$

$$\dot{\varphi}_4 = \frac{1}{G_v} (v_y l_3 \sin \varphi_3 + v_x l_3 \cos \varphi_3)$$

/5.8/

$$G_v = l_3 l_4 (\sin \varphi_3 \cos \varphi_4 - \sin \varphi_4 \cos \varphi_3) \quad /5.9/$$

První převodovou funkci μ_{24} určíme přímo ze vztahů /5.8/ pro $\varphi_{2P} = 1$.

Další časovou derivací rovnic /5.6/ a za předpokladu, že $\varphi_{2P} = \text{konst.}$ dostaneme vztahy pro úhlová zrychlení členů 3 a 4.

$$\ddot{\varphi}_3 = \frac{1}{G_V} (A_x l_4 \cos \varphi_4 + A_y l_4 \sin \varphi_4)$$

$$\ddot{\varphi}_4 = \frac{1}{G_V} (A_y l_3 \sin \varphi_3 + A_x l_3 \cos \varphi_3) \quad /5.10/$$

$$A_x = l_{2P} \dot{\varphi}_{2P}^2 \cos \varphi_{2P} - l_3 \dot{\varphi}_3^2 \cos \varphi_3 + l_4 \dot{\varphi}_4^2 \cos \varphi_4$$

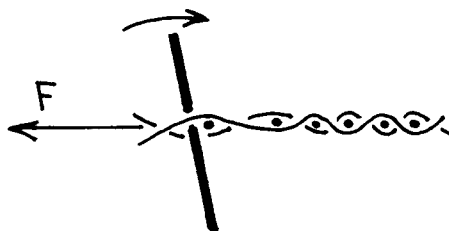
$$A_y = l_{2P} \dot{\varphi}_{2P}^2 \sin \varphi_{2P} - l_3 \dot{\varphi}_3^2 \sin \varphi_3 + l_4 \dot{\varphi}_4^2 \sin \varphi_4 \quad /5.11/$$

Bruhou převodovou funkci $\mathcal{D}_{24}$ určíme z rovnic /5.10/ pro $\varphi_{2P} = 1$.

Vztahy pro převodové funkce čtyřčlenného mechanismu lze po úpravách použít i pro šestičlenný přírazový mechanismus.

6. PŮSOBENÍ OSNOVY

Paprsek při svém pohybu do přední krajní polohy naráží na poslední zanesený útek a posouvá jej ve směru osnovy. Přírazná síla F musí překonat odpor osnovních nití, které se musí rozevřít před vnikajícím útkem a dále odpor třením útku při jeho posunu v osnově viz obr.6a.



obr.6a

Proto bylo zavedeno působení osnovy prostřednictvím momentu M_4 . Moment M_4 je funkcí úhlu φ_{4P} .

V programu je ale použito zjednodušení a to takové, že moment M_4 je funkcí úhlu φ_{2P} , tj. úhlu natočení kliky, který začne platit tehdy, je-li splněna podmínka /6.2/.

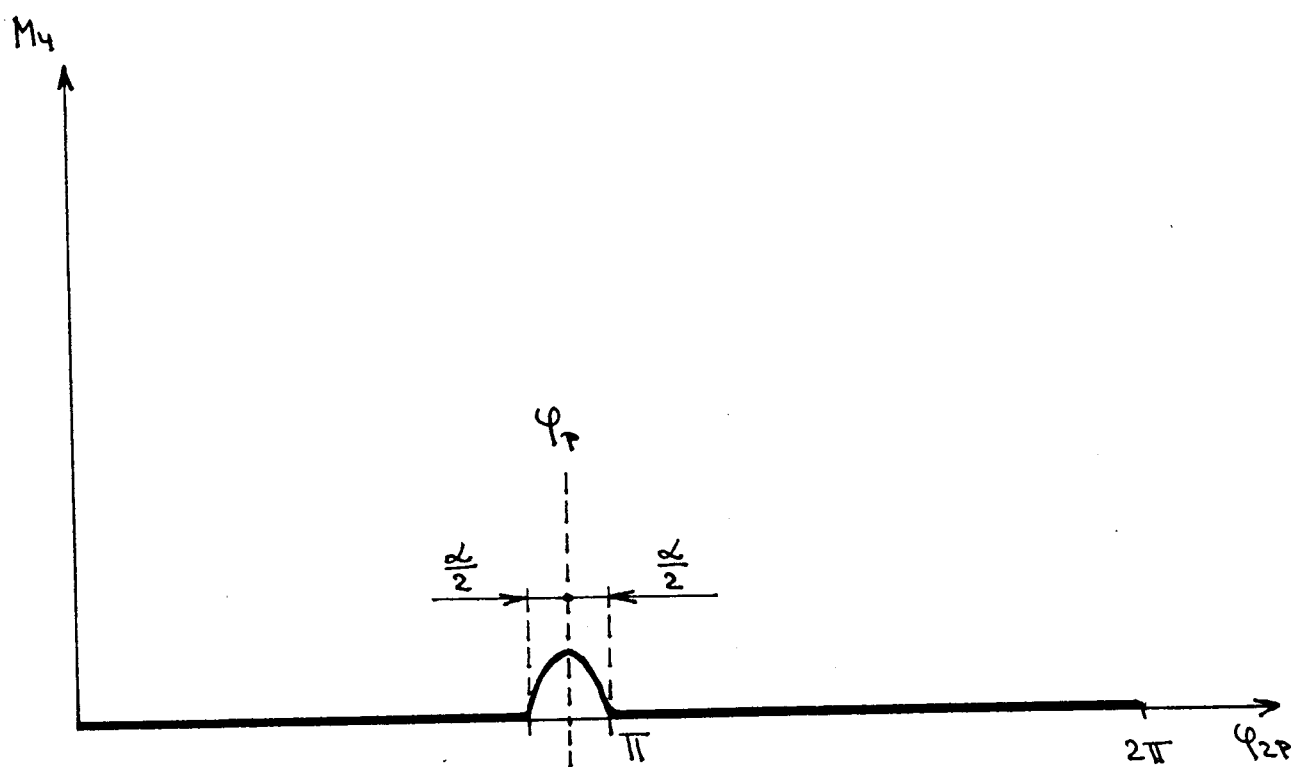
$$M_4 = M_0 \sin \left[\pi \left(\varphi_{2P} - \varphi_P + \frac{\alpha}{2} \right) / \alpha \right] \quad /6.1/$$

$$\varphi_P - \frac{\alpha}{2} \leq \varphi_{2P} \leq \varphi_P + \frac{\alpha}{2} \quad /6.2/$$

Působící moment M_4 začíná narůstat určitou dobu před přírazem a působí ještě po přírazu viz obr.6b.

α - úhel působení momentu M_4 , zvolen úhel 10° .

φ_P - úhel přírazu



obr. 6b

7. ZAVEDENÍ VŮLF

Na čtyřčlenný i šestičlenný přírazový mechanismus byly zavedeny vůle jak v náhonu, tak i na dalších členech mechanismu.

7.1. Čtyřčlenný přírazový mechanismus

Vůle v náhonu mechanismu:

-vztah v rovnicích/4.4// $\varphi_{2p} - \varphi_2$ /je nahrazen takovým vztahem, aby byla splněna jedna z následujících

podmínek: $|\varphi_{2p} - \varphi_2| < V$ $\varphi_{2p} - \varphi_2 = 0$

$$\varphi_{2p} - \varphi_2 < -V \quad \varphi_{2p} - \varphi_2 = \varphi_{2p} - \varphi_2 + V \quad /7.1/$$

$$\varphi_{2p} - \varphi_2 > V \quad \varphi_{2p} - \varphi_2 = \varphi_{2p} - \varphi_2 - V$$

Vůle na členu 4:

-vztah v rovnicích/4.4// $\varphi_{4p} - \varphi_4$ /je též nahrazen takovým vztahem, aby byla splněna jedna z následujících

podmínek: $|\varphi_{4p} - \varphi_4| < Y$ $\varphi_{4p} - \varphi_4 = 0$

$$\varphi_{4p} - \varphi_4 < -Y \quad \varphi_{4p} - \varphi_4 = \varphi_{4p} - \varphi_4 + Y \quad /7.2/$$

$$\varphi_{4p} - \varphi_4 > Y \quad \varphi_{4p} - \varphi_4 = \varphi_{4p} - \varphi_4 - Y$$

7.2. Šestičlenný přírazový mechanismus

Vůle v náhonu i vůle na členu 4 je zavedena stejným způsobem jako u čtyřčlenného přírazového mechanismu.

Vůle na členu 6:

-vztah v rovnicích/4.7// $\varphi_{6p} - \varphi_6$ /je opět nahrazen takovým vztahem, aby byla splněna jedna z podmínek:

$$|\varphi_{6p} - \varphi_6| < U \quad \varphi_{6p} - \varphi_6 = 0 \quad /7.3/$$

$$\varphi_{6p} - \varphi_6 < -U \quad \varphi_{6p} - \varphi_6 = \varphi_{6p} - \varphi_6 + U$$

$$\varphi_{6p} - \varphi_6 > U \quad \varphi_{6p} - \varphi_6 = \varphi_{6p} - \varphi_6 - U$$

8. PRŮBĚH HNACÍHO MOMENTU M_2

Rovnoměrnost chodu tkacího stroje narušují mechanismy s vratným pohybem, kam také patří mechanismus přírazu. Na vstupu je sledován hnací moment M_2 , jež je dán vztahem:

$$M_2 = c_2 (\varphi_{2p} - \varphi_2) \quad /8.1/$$

Při zavedených vůlích je nutné, aby tento moment také zahrnul tyto vůle:

$$M_2 = c_2 \cdot AK1 \quad /8.2/$$

kde $AK1$ je získáno z podmínek pro zavedené vůle:

$$|\varphi_{2p} - \varphi_2| < V$$

$$AK1 = 0$$

$$\varphi_{2p} - \varphi_2 < -V$$

$$AK1 = \varphi_{2p} - \varphi_2 + V$$

$$\varphi_{2p} - \varphi_2 > V$$

$$AK1 = \varphi_{2p} - \varphi_2 - V$$

/8.3/

9. STANOVENÍ VSTUPNÍCH PARAMETRŮ

Pro vlastní numerické řešení bylo nutné spočítat nebo určit vstupní parametry:

- zvolení základního souřadného systému os $/x, y/$

U čtyřčlenného i šestičlenného přírazového mechanismu byl zvolen základní souřadný systém tak, že počátek základního souřadného systému je totožný s osou rotace hlavního hřídele.

- určení hmotných momentů setrvačnosti jednotlivých členů mechanismu

Hmotné momenty setrvačnosti jsou určeny s dostatečnou přesností analytickými metodami.

- umístění hmot vzhledem k ose rotace

Torzní tuhosti c můžeme určit dle vztahu:

$$c = \frac{M}{\varphi} \quad /9.1/$$

c_2 -tuhosti na členu 2 byly určeny přibližně se zřetelem na náhon.

Hodnoty tlumení jsou určeny z logaritmického dekrementu na základě experimentálně určených hodnot.

$$\ddot{\varphi} + 2N\dot{\varphi} + \Omega^2\varphi = 0$$

$$2N = \frac{k}{I}$$

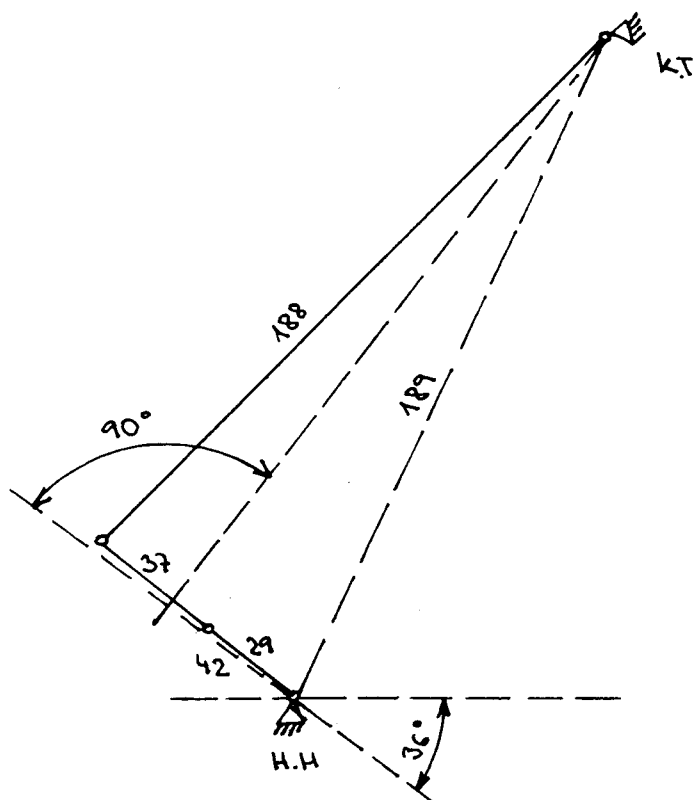
$$\Omega^2 = \frac{c}{I} \quad /9.2/$$

$$T = \frac{2\pi}{\Omega}$$

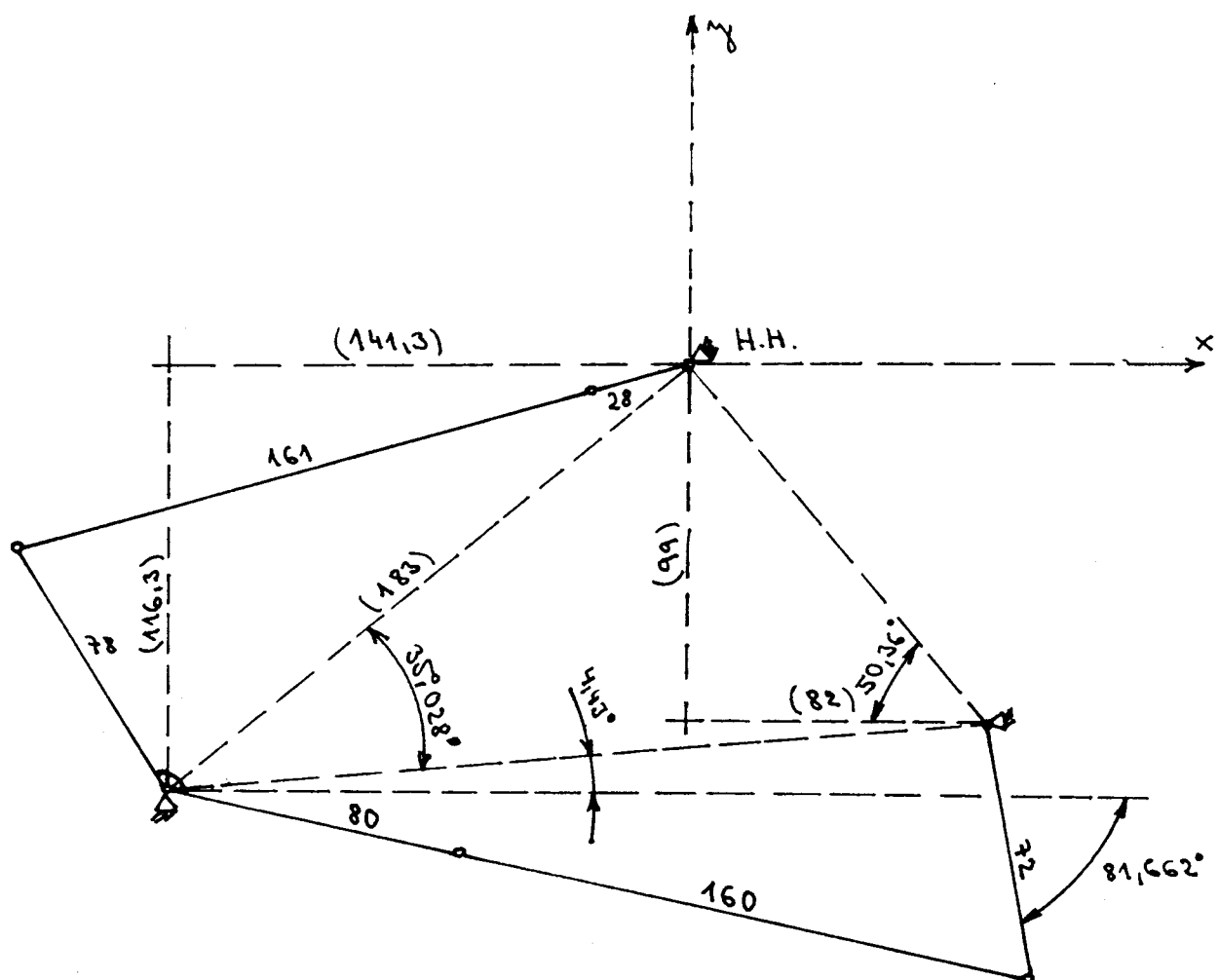
pak určíme koeficient tlumení:

$$k = \frac{I}{\pi} \sqrt{\frac{c}{I}} \ln 2 \quad /9.3/$$

9.1. Geometrické rozměry čtyřčlenného přírazového mechanismu



9.2. Geometrické rozměry šestičlenného přírazového mechanismu



10. POPIS SESTAVENÝCH PROGRAMŮ

Matematické modely jednotlivých přírazových mechanismů jsou programově zpracovány na počítači EC 1033 v jazyce FORTRAN 4.

Programy bylo nutno sestavit tak, aby co nejlépe sledovaly průběh daných kinematických veličin.

Jednotlivé programy jsou složeny z hlavního programu a 3 podprogramů:

1/ hlavní program::

-zajišťuje načítání dat, výpočet vlastních kinematických veličin pomocí čtyřbodové Runge-Kuttovy metody pro řešení diferenciálních rovnic druhého řádu a ovládá tisk výsledných hodnot. Program je spuštěn v okamžiku nulového zrychlení, to jest tehdy kdy rychlost je maximální. Měřítka teoretických a skutečných průběhů kin. veličin jsou shodné.

2/ první podprogram:

-uskutečňuje výpočet převodových funkcí

3/ druhý podprogram:

-zde jsou uloženy diferenciální rovnice

4/ třetí podprogram:

-zajišťuje tisk výsledných hodnot ve formě grafu.

Graficky jsou vyjádřeny výsledné teoretické i skutečné hodnoty kinematických veličin a odchylky jejich průběhů. Dále je tištěn průběh hnacího momentu M_2 .

Výpisy jednotlivých programů jsou uloženy pod pracovními názvy v příloze:

MRM1-čtyřčlenný přírazový mechanismus-oboustranný náhon

MRM8-čtyřčlenný přírazový mechanismus

MRM6-šestičlenný přírazový mechanismus

U šestičlenného přírazového mechanismu byly u každé varianty spočteny dvě otáčky, aby byl odstraněn vliv počátečních podmínek při spuštění výpočtu, kde dochází ke zkreslení průběhu kinematických veličin.

Všechny vstupní hodnoty, jež byly do programů zadávány, byly zadávány jako data a označovány symbolem w/i/ s proměnným indexem i.

Význam těchto symbolů se snadno zjistí z tabulek variant pro daný mechanismus.

Názvy datových souborů pro jednotlivé mechanismy přírazu:

DAM1-data pro čtyřčlenný přírazový mechanismus-
-oboustranný náhon

DAM4-data pro čtyřčlenný přírazový mechanismus

DAM6-data pro šestičlenný přírazový mechanismus

Před spuštěním výpočtu je nutné použít příkazu ALLOC.

11.1. VYHODNOCENÍ-ČTYŘČLENNÝ PŘÍRAZOVÝ MECHANISMUS

Vypočtené varianty jsou uvedeny v tabulkách, kde jsou také uvedeny minimální a maximální hodnoty úhlu $/\varphi_{\min}, \varphi_{\max}/$, rychlosti $/\omega_{\min}, \omega_{\max}/$ a zrychlení $/\varepsilon_{\min}, \varepsilon_{\max}/$ členu 4.

Pro další vyhodnocování se stala důležitým ukazatelem frekvence Ω_1 . Je to frekvence kmitání skutečných kinematických veličin kolem teoretických frekvencí.

První tři varianty byly spočteny pro dvě otáčky, protože první otáčka je ovlivněna počátečními podmínkami. Ale protože počáteční podmínky se zde tolik neprojevují, tak další varianty jsou spočteny pro jednu otáčku kliky.

Variantu č.1 budeme považovat za základní. V této variantě nejsou zavedeny vůle, tuhosti c_2, c_4 jsou zvoleny vysoké. Průběh hnacího momentu M_2 považujeme také za základní, podle něj budeme porovnávat další varianty. V této variantě dochází vlivem přírazu k rozkmitání $\varepsilon_{y_{sk}}$, které se postupně zatlumuje s určitou frekvencí Ω_1 , kterou budeme také považovat za základní.

V dalších variantách jsou zavedeny vůle V, Y na členy 2 a 4.

Ve variantách č.2-5 se zavedené vůle výrazně projevíly v oblasti přírazu, kde dostáváme velký ráz. Došlo také ke značnému zvětšení výchylek $\omega_{y_{sk}}$ a $\varepsilon_{y_{sk}}$.

V těchto variantách je též měněna tuhost c_2, c_4 , které má velký vliv na průběh skutečných kinematických veličin. Při podstatném snížení tuhostí vzrostou výchylky $\omega_{y_{sk}}$ i $\varepsilon_{y_{sk}}$. Frekvence Ω_1 se snižující se tuhostí c_2, c_4 klesá.

Ve variantě č.3 byly sníženy hodnoty tlumení k_2, k_4 . Snížení těchto hodnot se projevilo na vzrůstu výchylek $\omega_{y_{sk}}$ a $\varepsilon_{y_{sk}}$.

Při zavedených vůlích se velice změnil průběh hnacího momentu M_2 . Dochází zde k rychlému nárůstu M_2 s výchylkou dvakrát větší než je ve variantě č.1.

Ve variantách č.6-8 byly měněny hodnoty hmotného momentu setrvačnosti I_{47} . Růst I_{47} se projevil na průběhu hnacího momentu M_2 , kde jeho výchylky rostou.

Se vzrůstajícím hmotným momentem setrvačnosti klesá frekvence Ω_1 .

Ve variantě č.9 byla změněna hodnota přírazového momentu M_0 . Zvýšením tohoto momentu se zvětšila výchylka ε_{454} i momentu M_2 ve srovnání s variantou č.3, kde je $M_0 = 800 \text{ Nm}$.

Ve variantách č.10-12 byly měněny hodnoty koef. tlumení k_2, k_4 . Velký vliv na průběh hnacího momentu M_2 má hodnota k_2 . Při podstatném zvýšení hodnoty tlumení na členu 2 $/k_2/$, se výchylky momentu M_2 sníží a to i pod hodnotu uvedenou ve variantě č.1.

Ve variantách č.13 a 15 byly změněny hodnoty rychlosti ω . Změnou hodnoty ω se změnil i vypočtené teoretické hodnoty kinematických veličin, proto nelze přímo srovnávat tyto dvě varianty s ostatními variantami. Také frekvence Ω_1 se nemůže porovnávat s frekvencí v druhých variantách.

Vlivem vyšší úhlové rychlosti ω na členu 2 se podstatně zvýší výchylky zrychlení. Ve variantě č.15 při úhlové rychlosti $\omega = 70 \text{ rad s}^{-1}$ je výchylka ε_{454} dvakrát větší než ve variantě č.13, kde je úhlová rychlost $\omega = 40 \text{ rad s}^{-1}$. Je tedy zřejmé, že se vzrůstající úhlovou rychlostí je mechanismus více namáhán.

Ve variantě č.14 byly modelovány vůle $V = 0,02 \text{ rad}$ a $Y = 0,02 \text{ rad}$. Tyto velké vůle způsobily pokles frek. Ω_1 .

a zvětšení výchylek kinematických veličin ve srovnání s variantou č.3. Došlo také ke zvětšení výchylek hnacího momentu M_2 . Ve srovnání s variantou č.1 se tento moment zvětšil dvakrát.

Ve variantě č.16 je zavedena vůle $V=0,02$ rad a $Y=0,01$ rad. Hnací moment M_2 dosahuje vysokých hodnot výchylek obdobně jako u varianty č.14.

Došlo zde ale ke snížení výchylek ξ_{4sk} .

11.2. VYHODNOCENÍ-ŠESTIČLENNÝ PŘÍRAZOVÝ MECHANISMUS

Všechny varianty jsou spočítány pro dvě otáčky.
Vypočtené varianty jsou uvedeny v příslušných tabulkách.

Za základní variantu budeme považovat variantu č.1, kde byly na jednotlivých členech mechanismu 2,4,6 modelovány vůle V,Y,U velice malé. Jsou zde také zavedeny vysoké hodnoty tuhostí c_2, c_4, c_6 .

Tato varianta nám bude sloužit pro porovnání s dalšími variantami, kde jsou zavedeny vůle o mnoho větší.

Pro další vyhodnocování se stává důležitým ukazatelem frekvence Ω_1 .

V této variantě dojde vlivem přírazu k rozkmitání skutečných hodnot kinematických veličin kolem teoretických a jejich postupnému zatlumování.

Za základní budeme také považovat průběh hnacího momentu M_2 .

Ve variantách č.2-6 jsou měněny tuhosti c_2, c_4, c_6 .
Ve variantě č.2-3 je zavedena vysoká tuhost c_2, c_4, c_6 i vyšší tlumení k_2, k_4, k_6 , potom se rázy rychleji zatlumují. Při snížení tuhostí na členu 2 a 6 a výrazném snížení tuhosti c_4 na členu 4 ve variantě č.6 dochází k velkému rozkmitání.

Zavedené vůle mají velký vliv na průběh hnacího momentu M_2 . Průběh M_2 není tak plynulý jako ve variantě č.1, jsou zde náhlé velké výchylky. Se zmenšující se tuhostí roste výchylka hnacího momentu M_2 .

S růstem c_2, c_4 ale hlavně c_6 roste i frekvence Ω_1 .
Zavedené vůle se hlavně projevují na méně hmotném členu 4, na člen 6 se již přenáší rázy značně menší.

Ve variantách č.7-8 byl měněn hmotný moment setrvačnosti I_{cp} . S rostoucím I_{cp} rostou výchylky hnacího momentu M_2 a klesá hodnota frekvence Ω_1 .

Ve variantách č.9-11 byla měněna velikost přírazového momentu M_0 . Zrychlení na členu 6 nezaznamenalo velkých změn. Se vzrůstajícím momentem M_0 klesá ε_{4sk} , ale roste ε_{6sk} . Hodnoty hnacího momentu se měnily velice nepatrně.

Varianty č.12-15 řeší vliv vůlí zaváděných na jednotlivé členy zvlášť a jejich kombinace.

Ve variantě č.13 zavedením velké vůle jen na člen 4 se vlivem přírazu velice rozkmitá ε_{4sk} , ale ε_{6sk} sleduje dosti věrně ε_{6T} . Při zavedených vůlích jen na člen 4 ve variantě č.13 a na člen 6 ve variantě č.14 klesají výchylky hnacího momentu M_2 .

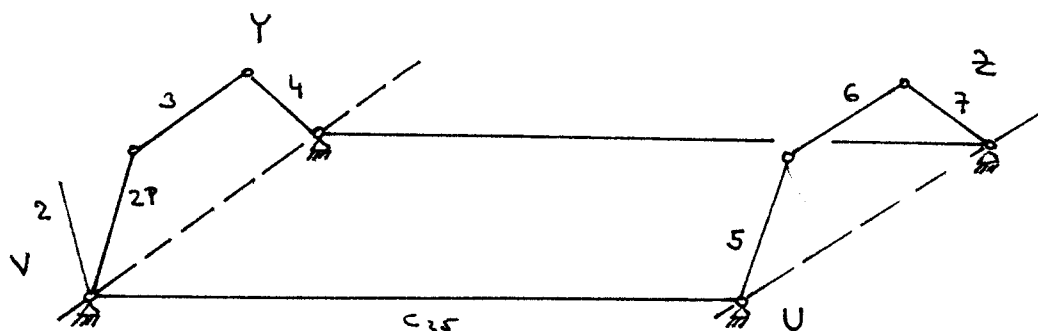
Ve variantě č.15 je zavedena vůle $V, Y, U = 0,02$ rad. Podstatně se snížila frekvence Ω_1 . Výchylky hnacího momentu M_2 dosáhly vysokých hodnot ve srovnání se zákl. variantou. Zvýšily se výchylky $\varepsilon_{4sk}, \varepsilon_{6sk}$ a to až o $\frac{1}{2}$ ve srovnání s variantou č.5.

Ve variantě č.16 jsou zavedeny vysoké hodnoty tlumení a je zde změněn Γ_{4T} . Moment M_2 se snížil ve srovnání s variantou č.5.

Ve variantě č.17 se vlivem snížení konstant tlumení zvětšily výchylky momentu M_2 na téměř stejnou hodnotu jako ve variantě č.5. Hmotný moment setrvačnosti nemá velký vliv na průběh kinematických veličin.

11.3. VYHODNOCENÍ-ČTYŘČLENNÝ PRÍRAZOVÝ MECHANISMUS- -OBOUSTRANNÝ NÁHON

Pro sledování kinematických veličin u 4.čl.mechanismu s oboustranným náhonem byl sestaven matematický model, kde byly také na jednotlivé členy zavedeny vůle V, Y, U, Z .



Vypočtené varianty jsou uvedeny v tabulce, kde jsou uvedeny minimální a maximální hodnoty sledovaných kin. veličin a hnacího momentu M_2 .

Pro vyhodnocení je důležitým ukazatelem frekvence Ω_1 .

Ve variantách č.1-2 nejsou na jednotlivé členy zavedeny vůle. Tyto varianty budeme považovat za základní z hlediska porovnání průběhů kinematických veličin s dalšími variantami.

Za základní budeme považovat také frekvenci Ω_1 . Velmi dobře patrný je průběh ε_{ssk} , kde ε_{ssk} kmitá kolem nulové osy a postupně se zatlumuje.

V těchto variantách byl měněn hmotný moment setrvačnosti I_{4p} a I_7 . Hodnoty výchylek ε_{4sk} a ε_{ssk} vzrostly se snižujícím se hmotným momentem setrvačnosti I_{4p} a I_7 .

Ve variantách č.3-5 byly na členy mechanismu zavedeny vůle V, Y, U, Z .

Tyto vůle se projevují ve výrazném rozkmitání zrychlení na členu 5 ε_{ssk} , které se zvětšilo ve srovnání s variantou č.1 téměř třikrát.

Výchylky zrychlení na členu $4\epsilon_{45k}$ nedosáhly podstatného vzrůstu. Ve variantě č.4 byla zaznamenána nejnižší frekvence Ω_1 . Toto bylo způsobeno vysokým hmotovým momentem setrvačnosti I_{y1}, I_z .

ve variantě č.5 byla zvýšena tuhost c_{25} a současně s ní snížen hmotový moment setrvačnosti I_{y1} a I_z . Tato změna vstupních parametrů způsobila zvýšení výchylek zrychlení ϵ_{45k} a ϵ_{55k} .

Maximálních výchylek hnacího momentu M_2 bylo dosaženo ve variantě č.3.

V předešlých pracích, které se zabývaly 4.čl. a 6.čl. mechanismy byly sledovány průběhy kinematických veličin bez zavedených vůlí. Tyto práce objasnily chování 4.čl. a 6.čl. mechanismů v závislosti na jednotlivých parametrech, jako je např. tuhost a hmotný moment setrvačnosti.

Cílem mé diplomové práce bylo to, aby se rozšířila oblast sledování chování 4.čl. a 6.čl. přírazového mechanismu. Tohoto se docílilo hlavně zavedením vůlí na jednotlivé členy mechanismu. Tyto modelované vůle ve skutečnosti představují výrobní a montážní nepřesnosti, ale také nepřesnosti jež se objevují po delší době provozu mechanismu. Zavedenými vůlemi se tedy přibližujeme skutečnému chování mechanismů.

V práci je také sledován průběh hnacího momentu M_2 , který velice závisí na modelovaných vůlích a na dalších parametrech, např. na tuhosti a konst. tlumení.

Na celkové chování přírazového mechanismu má velký vliv příraz, kde dochází k velkému rázu čímž se zvětší výchylky ω, ε . Při zavedených vůlích se průběhy ω, ε velice liší od teoretických hodnot ω_T, ε_T . Největší výkmity jsou pozorovatelné na průběhu ε , kde hodnoty ε_{sk} vysoce převyšují teoretické hodnoty ε_T .

Na chování 4.čl i 6.čl. přírazového mechanismu, při zavedených vůlích má velký vliv hodnota tuhosti. Při rostoucí tuhosti jednotlivých členů u obou mechanismů dochází k rychlejšímu zatlumení amplitud výchylek ε_{sk} .

U 6.čl. mechanismu se rázy hlavně projevují na členu 4, jež má menší hmotnost. Na člen 6 tyto rázy přechází značně zmenšené. Z tohoto vyplývá, že pohyb členu 6 je plynulejší, bez výrazného kmitání.

Vysoké tuhosti a nižší hodnoty hmotných momentů setrvačnosti posouvají přídavné chvění k vyšším frekvencím Ω_n . Tím se také sníží amplitudy výchylek, což má za následek rychlejší zatlumení kmitů, které pak nejsou tak nebezpečné pro chod mechanismů.

Vlivem zavedených vůlí dochází u 4.čl. i 6.čl. mechanismu k velké deformaci průběhu hnacího momentu M_2 . Jedná se zde hlavně o velké rázy v průběhu hnacího momentu při protínání nulové osy. Vlivem vyšších hodnot tlumení se výchylky momentu M_2 zmenšují.

Dále byl programově zpracován matematický model čtyřčlenného přírazového mechanismu s oboustranným náhonem. Také byly vypočteny některé varianty, které podávají základní pohled na chování tohoto mechanismu bez zavedených vůlí i s vůlemi.

V diplomové práci bylo zpracováno množství různých změn v jednotlivých variantách. Tímto tato práce dává základ pro zkoumání dynamických vlastností přírazových mechanismů tkacích strojů.

TABULKA VARIANT - 4CL. MECHANISMUS

ČAST 1

JEDNOTKY	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$W_1 = C_2$	200 000		100 000			100 000			
$W_2 = C_4$	70 000		43 000	25 000	43 000				
$W_3 = k_2$	13		5						
$W_4 = k_4$	38		28						
$W_5 = I_{2P}$	0,0043								
$W_6 = I_{4P}$	0,135					0,31	0,27	0,38	0,35
$W_7 = I_4$	0,025								0
$W_8 = M_0$	800								1200
$W_9 = W$	60								
$W_{10} = d$	0,11746								
$W_{11} = l_{2P}$	0,029								
$W_{12} = l_3$	0,037								
$W_{13} = l_4$	0,188								
$W_{14} = x_B$	0,189								
$W_{15} = \beta_1$	POČÍTÁ SE								
$W_{16} = \beta_2$	POČÍTÁ SE								
$W_{17} = V$	0	0,01							
$W_{18} = Y$	0	0,01							
Ω_{21}	75,75	43,86	44,64	34,72	45,45	45,45	47,16	43,86	47,17
$\varphi_4 \min$	2,7897*	2,788	2,7607	2,7527	2,7629	2,7655	2,7681	2,7611	2,7629
$\varphi_4 \max$	3,0995	3,1096	3,1060	3,1167	3,1030	3,1003	3,1006	3,105	3,1089
$w_4 \min$	-13,442	-14,15	-15,721	-17,715	-15,090	-14,719	-15,23	-15,642	-15,818
$w_4 \max$	11,492	12,675	14,015	13,313	14,012	13,989	13,838	13,992	12,544
$E_4 \min$	-834,65	-1131,13	-2055,9	-1636,3	-2086	-2092,8	-2092,5	-2069,4	2023,3
$E_4 \max$	1049,13	2948,16	3916,8	4042,8	3725,6	3747,6	3776,5	3701,8	4734,3
$M_2 \min$	-86,021	-152,82	-206,88	-168,16	-139,41	-143,36	-108,65	-159,0	-202,2
$M_2 \max$	68,665	159,31	89,096	107,41	93,543	82,89	91,957	106,74	104,16

* Teoretické hodnoty

CAST 2

	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1											
2											
3	30	5	30	5							
4	100	100	28								
5											
6											
7											
8	800										
9				40	60	70	60				
10											
11											
12											
13											
14											
15											
16											
17											
18				0,01	0,02	0,01	0,02				
25,25		26,04		0,01	0,02	0,01	0,02				
2,7681		2,7683	50	0,01	0,02	0,01	0,01				
3,1097		3,1098	2,7633	31,25	41,66	32,46	43,01				
-14,34		-14,71	3,1015	2,7766	2,748	2,7541	2,7617				
12,211		12,488	-14,329	3,1087	3,1263	3,1109	3,1074				
-852,8		-996,09	13,601	-89635	-17,268	-18,565	-15,613				
3097,3		3062,8	-1847,9	10,104	12,484	16,063	13,07				
0		-139,55	3726,1	906,52	-1981,3	-2607	-1988,3				
48,851		155,85	0	197,87	4663,8	4797,5	3930,2				
			53,333	-106,86	-3119	-159,19	-218,06				
				45,65	119,06	123,52	173,44				

TABULKA VARIANT - 6ČL. MECHANISMUS

ČAST 1

	JEDNOT.	1	2	3	4	5	6
$W_1 = C_2$	Nm	160 000	200 000	160 000	130 000	100 000	60 000
$W_2 = C_4$	Nm	880 000	900 000	880 000	810 000	775 000	50 000
$W_3 = C_6$	Nm	70 000	85 000	70 000	55 000	43 000	43 000
$W_4 = k_2$	kg m ² s	16	28		12		
$W_5 = k_4$	kg m ² s	28	38		26		
$W_6 = k_6$	kg m ² s	36	50		28		
$W_7 = I_{2P}$	kg m ²	0,0264					
$W_8 = I_4$	kg m ²	0,0213					
$W_9 = I_{4P}$	kg m ²	0,016					
$W_{10} = I_6$	kg m ²	0,024					
$W_{11} = I_{6P}$	kg m ²	0,35					
$W_{12} = M_0$	Nm	800					
$W_{13} = \omega$	rad. s ⁻¹	60					
$W_{14} = \alpha$	rad	0,1745					
$W_{15} = l_{2P}$	m	0,028					
$W_{16} = x_A$	m	0					
$W_{17} = y_A$	m	0					
$W_{18} = l_3$	m	0,161					
$W_{19} = l_4$	m	0,078					
$W_{20} = l_{4P}$	m	0,08					
$W_{21} = x_B$	m	0,183					
$W_{22} = y_B$	m	0					
$W_{23} = l_5$	m	0,16					
$W_{24} = l_6$	m	0,072					
$W_{25} = d_4$	rad						
$W_{26} = x_C$	m	0,407					
$W_{27} = y_C$	m	0					
$W_{28} = \beta_1$	rad	POČÍTA SE					
$W_{29} = \beta_2$	rad	POČÍTA SE					
$W_{30} = V$	rad	$0,3 \cdot 10^{-4}$	0,01				
$W_{31} = Y$	rad	$0,3 \cdot 10^{-4}$	0,01				
$W_{32} = U$	rad	$0,3 \cdot 10^{-4}$	0,01				
D_1	H ₂	66,66	66,66	64,51	62,5	55,55	23,81
$\varphi_{6 \min}$	1,501 *	1,501	1,496	1,495	1,486	1,484	1,484
$\varphi_{6 \max}$	1,930	1,938	1,950	1,950	1,959	1,961	1,966
$\omega_4 \min$	-21,792	-21,854	-22,4	-22,467	-23,112	-22,729	-22,792
$\omega_4 \max$	22,054	22,062	22,472	22,325	22,76	22,958	23,369
$\omega_6 \min$	-14,621	-16,195	-16,081	-15,663	-16,582	-18,167	-21,647
$\omega_6 \max$	15,795	16,283	16,187	16,478	16,281	16,098	16,487
$\epsilon_4 \min$	-1248,6	-4705,6	-17983	-19 057	-16,184	-26 879	-5073,1
$\epsilon_4 \max$	1591,6	3498,4	40751	40310	35774	38028	6833,4
$\epsilon_6 \min$	1294,6	-3311	-3187,1	-2940,7	-2927,6	-2814	2702,8
$\epsilon_6 \max$	807,5	1250,4	1652,4	1459	1674,1	1803,7	1651,5
$M_2 \min$		-152,06	-371,98	-361,36	-533	-521,59	-421,73
$M_2 \max$		205,47	327,73	320,93	352,6	242,16	356,04

* Teoretické
hodnoty

CAST 2

	7	8	9	10	11	12	13	14
1	100 000							
2	778 000							
3	43 000							
4								
5								
6								
7								
8								
9								
10								
11	0,33	0,38	0,35					
12			0	1000	1200	800		
13								
14								
15								
16								
17								
18								
19								
20								
21								
22								
23								
24								
25								
26								
27								
28								
29								
30						0,01	$0,3 \cdot 10^{-4}$	
31						$0,3 \cdot 10^{-4}$	0,01	$0,3 \cdot 10^{-4}$
32						$0,3 \cdot 10^{-4}$		0,01
	57,14	55,55	58,82	57,14	60,6	60,6	50	57,14
	1,485	1,483	1,484	1,484	1,484	1,502	1,501	1,484
	1,958	1,963	1,971	1,959	1,956	1,947	1,958	1,956
	-22,705	-22,727	-22,921	-22,982	-22,602	-22,746	-21,836	-21,839
	22,828	23,264	22,906	22,960	23,005	22,415	22,059	22,166
	-17,631	-18,79	-18,233	-18,344	-18,578	-16,955	-15,989	-15,648
	15,668	17,354	16,076	16,135	16,189	16,796	16,536	15,866
	-23,878	-17,216	-28,114	-26,631	-26,409	-4,988,9	-25,318	-4448,6
	41,787	33,968	38,188	37,865	37,502	5096,2	19,026	4276,3
	-2809,4	-2812,8	-3360,7	3317,3	-3819,1	-3,996,2	-4,157,3	-4046,4
	1696,4	1955,8	1793,8	1812,2	1823,1	1084,3	956,1	1666,3
	-485,25	-546,1	-529,6	-529,2	-529,12	-370,24	-76,82	-98,57
	257,58	282,02	270,58	242,16	250,17	253,99	240,09	182,78

CAST 3

	15	16	17	18	19	20	21	22
1								
2								
3								
4		50	12					
5		70	26					
6		90	28					
7								
8								
9		0,02	0,02					
10								
11								
12								
13								
14								
15								
16								
17								
18								
19								
20								
21								
22								
23								
24								
25								
26								
27								
28								
29								
30	0,02	0,01						
31	0,02	0,01						
32	0,02	0,01						
	39,21	55,55	54,05					
	1,475	1,507	1,4842					
	1,955	1,9359	1,9612					
	-24,355	-22,011	-22,735					
	23,376	22,02	22,92					
	-22,391	-16,92	-18,139					
	16,778	16,122	16,116					
	-25305	-11678	-25333					
	50635	2270,8	37357					
	-3374,6	-3834,3	-2865,5					
	1567,1	1447,8	1799,8					
	-959,63	-205,44	-517,68					
	482,03	247,12	267,05					

TABULKA VARIANT - 4.ČL. MECHANISMUS - OBOUSTRANNÝ

NÁHON						
	JEDNOTKY	1	2	3	4	5
$W_1 = C_2$	Nm	100 000				36 000
$W_2 = C_5$	Nm	18 000				
$W_3 = C_4$	Nm	43 000				
$W_4 = C_7$	Nm	43 000				
$W_5 = k_2$	kg m ² s	15				
$W_6 = k_4$	kg m ² s	26				
$W_7 = k_5$	kg m ² s	15				
$W_8 = k_7$	kg m ² s	26				
$W_9 = I_{2P}$	m	0,029				
$W_{10} = \omega$	rad·s ⁻¹	60				
$W_{11} = x_A$	m	0,189				
$W_{12} = I_3$	m	0,037				
$W_{13} = I_4$	m	0,188				
$W_{14} = I_{5P}$	m	0,029				
$W_{15} = I_6$	Nm	800				
$W_{16} = x_B$	m	0,189				
$W_{17} = I_6$	m	0,037				
$W_{18} = I_7$	m	0,188				
$W_{19} = I_{2P}$	kg m ²	0,0043				
$W_{20} = I_4$	kg m ²	0,025				
$W_{21} = I_{4P}$	kg m ²	0,135	0,3		0,38	0,3
$W_{22} = I_{5P}$	kg m ²	0,0043				
$W_{23} = I_7$	kg m ²	0,135	0,3		0,38	0,3
$W_{24} = V$	rad	0		0,01		
$W_{25} = Y$	rad	0		0,01		
$W_{26} = U$	rad	0		0,01		
$W_{27} = Z$	rad	0		0,01		
R_1	Hz	90,9	86,95	76,92	66,66	80
$\varphi_6 \min$		2,7754	2,7751	2,7648	2,7658	2,7645
$\varphi_4 \max$		3,0905	3,0905	3,0805	3,0807	3,0806
$\omega_6 \min$		-17,077	-17,352	-20,157	-19,515	-20,157
$\omega_4 \max$		12,218	11,865	12,253	12,477	12,207
$E_4 \min$		-2284,1	-2664,4	-2664,4	-2103,8	-2664,4
$E_4 \max$		2401,4	2521	4094,7	3749,3	4178,2
$E_5 \min$		-1453,5	-1518	-4702,3	-4298,8	-6947,6
$E_5 \max$		1310,3	1403,8	3442,8	3464,3	4820,2
$I_{I2} \min$				-103,59	-100,16	-103,02
$I_{I2} \max$				221,84	201,47	221,84

Seznam literatury

- /1/ Ing. Bradský - Ing. Vrzala: Mechanika III /Dynamika/
Skripta VŠST Liberec, 1980
- /2/ Doc. Ing. Charvát, CSc: Mechanika II /Dynamika/
Sripta VŠST Liberec, 1978
- /3/ Prof. RNDr. Stríž, CSc a kol.: Pružnost a pevnost
Skripta VŠST Liberec, 1983
- /4/ Doc. Ing. Mrázek, CSc: Dynamické vlastnosti tkacích
strojů. Výzkumná zpráva, VŠST Liberec, 1985

1	HŘÍDEL Ø45 - 1774 ČSN42551010	11 700	001	22,5	1
1	TRUBKA 108*10-1872 ČSN425711501	11 343	007	46	2
1	ČEP KLIKY 15-50 ČSN42551010	11 523.1	007	0,035	3
1	ČEP 12-30 ČSN42551010	11 523.1	007	0,018	4
1	KLIKA ČSN42534002	11 373	000	2,1	5
1	TĚHLICE ČSN42552211	11 700	001	0,3	6
1	PODBIDELNICE 60-1789,5 ČSN42571501	11 523.1	007	22,1	7
1	MEČÍK ČSN420055	42 4250	812	0,6	8
1	DRŽÁK ČSN420055	42 4250	812	2,3	9
1	POUZDRO 18-20 ČSN42551010	11 523	007	0,02	10
1	LIŠTA 17*9 ČSN42551010	11 523	007	1,7	11
1	DRŽÁK ČSN420055	42 4250	812	0,008	12
1	OZUBENÉ KOLO ČSN42551010	11 523.1	001	2,1	13
2	KROUŽEK 15*1,5 ČSN42551010	11 343	007	0,01	14
1	KOLÍK 15*20 ČSN02 2150	11 500	001	0,01	15
2	KROUŽEK 28 ČSN022931			0,012	16
2	KROUŽEK 85 ČSN022931			0,03	17
1	KROUŽEK 45 ČSN022930			0,02	18
1	KROUŽEK 12 ČSN022930			0,01	19
1	ŠROUB M6*16 ČSN02115115			0,005	20

Blaher

