

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ LIBEREC

NOSITELKA ŘÁDU PRÁCE

Fakulta strojní

Katedra textilních a oděvních strojů

obor : 23 - 21 - 8

Strojní zařízení pro chemický, potravinářský a spotřební průmysl

Zeměření: textilní a oděvní stroje

Michal Průcha

Název práce: Dynamické vlastnosti ráme tkacího stroje PS
a FN 130 B

číslo: DP - KTS - 126 / 1988

Vedoucí práce: Doc Ing Jiří Mrázek, CSc

Počet stran	:	85
Počet příloh	:	37
Počet tabulek	:	46
Počet obrázků	:	18
Počet výkresů	:	1
Počet modelů	:	-

Vysoká škola: **Vysoká škola strojní 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 **Josefa Blahoudka**
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 rámu tkacích strojů.**

Zásady pro vypracování:

- 1) Seznamte se s výsledky dosavadních řešení rámu na katedře textilních a oděvních strojů.
- 2) Zpracujte kinetové parametry rámu PS a P.
- 3) Proveďte řešení dynamického modelu rámu tkacího stroje s pružnou podložkou.
- 4) Zhodnoťte dosažené výsledky a navrhněte konstrukční úpravy.

V 101/88 5
VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 8
PSC 461 17
Dynamika -
stroje tkací

Rozsah grafických prací: **Průběhy kinematických veličin
Konstrukční schéma rámu**

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

Seznam odborné literatury:

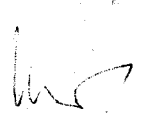
**Mrázek J.: Dynamické vlastnosti tkacího stroje.
Výzkumná zpráva, VŠST, Liberec 1986.**

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

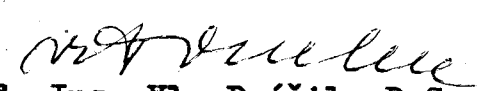
Datum zadání diplomové práce: **30. 9. 1987**

Termín odevzdání diplomové práce: **10. 5. 1988**

L. S.


Prof. Ing. Vl. Prášil, DrSc.

.....
Vedoucí katedry


Prof. Ing. Vl. Prášil, DrSc.

.....
Děkan

Liberci **25. 9.** **87**
V dne 19.....

Děkuji tímto vedoucím diplomové práce Doc. Ing. Jiřímu Mrázkovi, CSc. za odborné vedení diplomové práce a Ing. Liborovi Tímovi a Ing. Milanu Bandouchovi za jejich podnětné připomínky a rady k diplomové práci.

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

V Liberci, dne 5.5. 1988

Josef Blahoudek

O B S A H :

	1
1. Úvod	3
2. Rozdělení tkacích strojů	7
3. Současné tkací technika	10
4. Rémy tkacích strojů	10
4.1. Složení rámu tkacích strojů	12
4.2. Statické a dynamické vlastnosti rámu	13
4.3. Rám tkacího stroje PS	17
5. Model rámu tkacího stroje PS	18
5.1. Matematický popis modelu rámu str. PS	24
6. Určení vstupních parametrů	24
6.1. Určení hmotových momentů setrvačnosti	34
6.2. Určení tuhostí	37
6.3. Určení konstant tlumení	39
6.4. Tabulka vstupních parametrů	41
7. Rám tkacího stroje PN 130 B	42
7.1. Matematický model rámu stroje PN 130 B	47
8. Určení hmotových momentů setrvačnosti	52
8.1. Určení tuhostí	53
8.2. Určení konstant tlumení	54
8.3. Tabulka vstupních parametrů	56
9. Závěr a hodnocení / rám str. PS /	57
9.1. Základní varianta řešení	59
9.2. Vliv konstant tlumení	59
9.3. Vliv torzních tuhostí hlavního spojníku	62
9.4. Vliv hmotových momentů setrvačnosti	62
9.5. Vliv rychlosti otáčení stroje	65
9.6. Vliv tuhosti podložky	65
9.7. Vliv ohybových tuhostí hlavního spojníku	67
10. Závěr a hodnocení / rám str. PN 130 B /	68
10.1. Základní varianta modelu	70
10.2. Vliv pružných vazeb členů 1 a 2	71
10.3. Vliv otáček stroje	77
10.4. Vliv budících účinků	77
10.5. Vliv hmotností $m_1 - m_3$	82
10.6. Vliv tuhostí hlavní rozpěrné trubky	82
10.7. Vliv hmotových momentů setrvačnosti	82
10.8. Zavedení kritických konstant tlumení	85
11. Závěr	

O B S A H :

1.	Úvod	1
2.	Rozdělení tkacích strojů	3
3.	Současné tkací technika	7
4.	Rémy tkacích strojů	10
4.1.	Složení rámu tkacích strojů	10
4.2.	Statické a dynamické vlastnosti rámu	12
4.3.	Rám tkacího stroje PS	13
5.	Model rámu tkacího stroje PS	17
5.1.	Matematický popis modelu rámu str. PS	18
6.	Určení vstupních parametrů	24
6.1.	Určení hmotových momentů setrvačnosti	24
6.2.	Určení tuhostí	34
6.3.	Určení konstant tlumení	37
6.4.	Tabulka vstupních parametrů	39
7.	Rám tkacího stroje PN 130 B	41
7.1.	Matematický model rámu stroje PN 130 B	42
8.	Určení hmotových momentů setrvačnosti	47
8.1.	Určení tuhostí	52
8.2.	Určení konstant tlumení	53
8.3.	Tabulka vstupních parametrů	54
9.	Závěr a hodnocení / rám str. PS /	56
9.1.	Základní varianta řešení	57
9.2.	Vliv konstant tlumení	59
9.3.	Vliv torzních tuhostí hlavního spojníku	59
9.4.	Vliv hmotových momentů setrvačnosti	62
9.5.	Vliv rychlosti otáčení stroje	62
9.6.	Vliv tuhosti podložky	65
9.7.	Vliv ohybových tuhostí hlavního spojníku	65
10.	Závěr a hodnocení / rám str. PN 130 B /	67
10.1.	Základní varianta modelu	68
10.2.	Vliv pružných vazeb členů 1 a 2	70
10.3.	Vliv otáček stroje	71
10.4.	Vliv budících účinků	77
10.5.	Vliv hmotností $m_1 - m_3$	77
10.6.	Vliv tuhostí hlavní rozpěrné trubky	82
10.7.	Vliv hmotových momentů setrvačnosti	82
10.8.	Zavedení kritických konstant tlumení	82
11.	Závěr	85

S e z n a m p ř í l o h :

- č. 1 - 34 Grafické závislosti výchylek, rychlostí a zrychlení
 na čase
- č. 35 Program matematického modelu rámu tkacího stroje PS
- č. 36 Program matematického modelu rámu tkacího stroje PN
- č. 37 Výkres upravené rozpěrné trubky stroje PN 130 B

Poznámky: Přílohy č. 1 - 34 jsou vyhotoveny pouze jednou a
přiloženy k originálu diplomové práce.

Přehled nejpoužívanějších symbolů

<u>Symbol</u>	<u>Název</u>	<u>Jednotka</u>
φ	úhlová dráha	rad
$\omega = \dot{\varphi}$	úhlová rychlost	rad s ⁻¹
$\varepsilon = \ddot{\varphi}$	úhlové zrychlení	rad s ⁻²
x, y	dráha	m
$\dot{x}, \dot{y} = v_x, v_y$	rychlost	m s ⁻¹
$\ddot{x}, \ddot{y} = a_x, a_y$	zrychlení	m s ⁻²
K	konstanta tlumení	N m s
I	moment setrvačnosti	kg m ²
m	hmotnost	kg
r	poloměr	m
α	úhel	rad
M	moment	N m
F	síl a	N
g	tíhové zrychlení	m s ⁻²
ρ	hustota	kg m ⁻³
G	modul pružnosti v kruhu	MPa
E	modul pružnosti v ohybu	MPa
l	délka	m
T	čas	s
N	tlumicí frekvence	s ⁻¹
Ω	vlastní frekvence	s ⁻¹
$\varkappa$	kritický součinitel tlumení	N m s
δ	poměrný útlum	1
f	frekvence	Hz

1. ÚVOD

Československé strojírenství zaujímá stále ještě jedno z předních míst ve světové produkci strojů a zařízení. Je však nutno přiznat, že celá řada strojírenských oborů již nedokáže držet krok se světovou šířkou, a ztrácí tak své těžce vyboyté pozice. Má-li Československo i nadále úspěšně pronikat na světové trhy a patřit k uznávaným obchodním partnerům, musí odolávat stále ostřejšímu konkurenčnímu boji a přicházet na trh se stále dokonalejšími výrobky.

K tomu je třeba lépe a dokonaleji využívat nejnovějších poznatků vědeckotechnické revoluce a zkrátit dobu jejich zavádění do praxe. Je nutno také zkrátit dobu od návrhu výrobku do jeho výroby, které je u nás ve srovnání se světem příliš dlouhá. Nezbytné je také lépe využívat a zdokonalovat současnou materiálně technickou základnu v oblasti výroby i výzkumu, kvalifikaci technických kádru a zkušenosti dělníků.

Zavedení automatizace a robotizace a využití nejmodernější výpočetní techniky se dnes nemůže vyhnout žádné odvětví průmyslu, neboť se stalo jedním ze základních stavebních kamenů, na kterých stojí hospodářství a ekonomika všech průmyslově vyspělých zemí. Dnes již téměř každý složitější stroj světových parametrů je vybaven elektronikou, řízen mikroprocesorem nebo počítačem. Pokud v této oblasti náš průmysl nechytí krok se světem, nemohou československé výrobky obstát ve světové konkurenci.

Toto se obzvlášť týká textilního průmyslu, který má v našem státě dlouholetou tradici. Československé textilní stroje v minulosti proslavily naši zemi na mnoha zahraničních výstavách a veletrzích. Úspěchů dosahovaly zejména bezvřetenové dopřádací stroje, prototypy tryskových stavů hydraulických i pneumatických, malopříměrové pletací stroje na výrobu punčochového zboží i velkopříměrové okrouhlé pletací stroje.

Současné textilní stroje se stávají stále složitějšími celky a jsou na ně kladeny stále náročnější požadavky. Nezbytné zavedení elektronických prvků na jedné straně značně usnadňuje práci obsluhy stroje, na druhé straně však klade vyšší

požadavky na kvalifikaci pracovníků, kteří zajišťují údržbu a opravy strojů. Mezi hlavní požadavky na moderní textilní stroj patří:

- vysoký výrobní výkon
- co nejvyšší kvalita produkce
- možnost zpracovávat co nejvíce druhů textilních materiálů
- provozní spolehlivost a bezpečnost
- co nejvyšší stupeň automatizace
- nízká spotřeba energie na jednotku výkonu
- vysoký stupeň unifikace jednotlivých dílů stroje

Splnění těchto náročných požadavků s sebou přináší celou řadu technických problémů, které se v minulosti podceňovaly a neřešily, nebo se řešily jako okrajové záležitosti.

Mezi významné problémy, jež vystupují v současné době do popředí zájmu všech techniků a konstruktérů ve světě patří problém dynamických poměrů při provozu stroje.

Jde zejména o problém kmitání částí strojů či kmitání strojů celých. Chvění má velmi negativní vliv nejen na konstrukci samotného stroje, ale i na budovy, ve kterých jsou stroje umístěny a v neposlední řadě i na člověka.

U strojů se nežádoucí kmitání může projevovat např. snížením životnosti součástí, vznikem únavových lomů, mikrokorozí, uvolňováním spojů a tím i snížením přesnosti stroje či dokonce znemožněním funkce stroje.

Na budovách kmitání způsobuje trhliny a také se přenáší na sousední stroj a zařízení.

U člověka může chvění vyvolat trvalé poškození zdraví a sníženou pracovní schopnost. Chvění způsobuje člověku nepříjemný vjem, který ovlivňuje pracovní pohodu a bezpečnost práce.

V minulosti nebyly tyto problémy tak patrné, ovšem se stoupajícími rychlostmi a zrychleními jednotlivých částí strojů se stalo řešení otázky dynamiky nezbytnou součástí konstrukčního návrhu.

Řešení těchto složitých problémů umožnilo teprve nasazení moderní výpočetní techniky.

Ve své diplomové práci se zabývám dynamickým chováním rámu pneumatického tkacího stroje PS-190 se středovým provozem, který byl vyvinut ve výzkumném ústavu koncernového podniku Elitex Chrastava a rámu pneumatického tryskového stroje PN-130 B, jehož výrobcem je Zbrojovka Vsetín. Dále sleduji vliv přírazového mechanismu na rámy obou strojů a mým cílem je dosažení optimální varianty rámu obměnou vstupních dat programu, případně navržení konstrukčních úprav rámu sledovaných strojů.

Těžištěm mé práce je zpracování matematického modelu rámu tkacího stroje PS-190 a PN-130 B pro počítač EC 1033. Model je třeba řešit tak, aby byl dostatečně jednoduchý, zároveň však je třeba, aby při svém zjednodušení a zanedbání některých méněvýznamných faktorů byl dostatečně přesný a umožnil tak nezkrácený obraz skutečností jež se vyskytují při provozu tkacího stroje.

Výsledky získané pomocí matematického modelu na počítači mohou být použity i pro jiné typy strojů obdobné konstrukce.

2. ROZDĚLENÍ TKACÍCH STROJŮ

Tkací stroje je možno dělit podle různých hledisek. Nejzákladnější je rozdělení podle způsobu zanášení útku, podle kterého dělíme tkací stroje na tkalcovské stavy a tkací stroje.

Do skupiny tkalcovských stavů patří stroje u nichž je zanášecím elementem útku člunek. Nevýhodou těchto strojů je značná hmotnost člunku a s tím související vznik velkých rázů a značných setrvačných účinků především v prohozném zařízení. Přesto, že tyto stroje jsou již na ústupu, jsou dosud používány zejména na zpracování hrubších materiálů. Výrobou automatických člunkových stavů se dnes zabývají např. švýcarské firmy RUTTI a SAURER, americká firma DRAPER nebo anglické BRITISCH NORTHROP. V Československu vyrábí tyto stroje koncernový podnik Elitex Chrastava pod označením UTAS.

Skupinu tkacích strojů můžeme dle zanášecího elementu rozdělit na tyto skupiny:

- skřípcové
- jehlové
- tryskové
- zvláštní

Skřípcový tkací systém představuje v současné době špičku v oblasti jednoproslupných strojů. Vyznačuje se především vysokým výkonem a mnohostrannou použitelností. Skřípcové stroje mají uplatnění v průmyslu bavlnářském, vlnářském i hedvábnickém. K hlavním světovým výrobcům skřípcové tkací techniky patří v současné době švýcarská firma SULZER a japonské TOYODA. Tyto stroje vynikají bohatými možnostmi vazebního i barevného vzorování, k čemuž je využito žakarového nebo listového zařízení a zařízení pro záměnu útků.

Výhodou skřípce je malá hmotnost /asi 10 x menší než hmotnost klasického člunku/, což dovoluje vysokou prohozní rychlost. Rovněž rozměry skřípce jsou malé, takže prošlup m ůže být nízký a tím je menší namáhání osnovních nití při tvorbě prošlupu.

Skřípcové stroje dosahují vysokého výkonu především větší pracovní šířkou, jsou však dosti složité a drahé. U nás se v yrábějí skřípcové stroje pod označením OK-3, OK-4 a NOPAS v koncernovém podniku Elitex. Je u nich využito licence japonské firmy ENSHU a americké firmy CROMPTON KNOWLES.

Stále větší pozornosti se v poslední době těší stroje jehlové. Zde jsou zanášecími elementy útku dvě jehly, které se pohybují proti sobě a uprostřed pracovní šíře jedna jehla útek předává a druhá přebírá. Dráhu jehel je možno ovládat, což u jiných principů není možné. Jehlové stroje můžeme ještě dále rozdělit na stroje s tuhými jehlami a stroje s pásy.

Jehlové stroje vyrábí celá řada firem. Stroje s tuhými jehlami např. firmy: RUTTI - ROSCHER /NSR/, SACM /FRANCIE/, GARDELLA /ITÁLIE/ a další. Jehlové stroje s pásy vyrábí např. firma KAPPS /FRANCIE/, LENTZ /NSR/, BALBE /ŠPANĚLSKO/.

Československým zástupcem v oblasti jehlových strojů je např. stroj NOPAS, na jehož výrobě se podílela i VŠST v Liberci.

Nejmladší generaci tkacích strojů představují stroje tryskové. U těchto strojů je zanášecím médiem útku proud vzduchu /pneumatické stroje/ nebo kapka vody /hydraulické stroje/.

Předností tohoto principu zanášení útku je nepatrná hmotnost zanášecího média. To umožňuje vysoké provozní otáčky stroje, neboť setrvačné účinky způsobené zanášecím médiem jsou malé. První hydraulický tryskový stav byl vyvinut v Československu v roce 1955. O čtyři roky později byla vyvinuta i pneumatická verze. Obě verze jsou československým patentem.

Samozřejmě i tyto principy mají své nevýhody. Kratší dolet útku způsobený menší hmotností nosného média a tím menší kinetickou energií, nutí konstruktéry k navrhování strojů s menší pracovní šíří. Menší šíře vyráběné tkaniny však omezuje její použití.

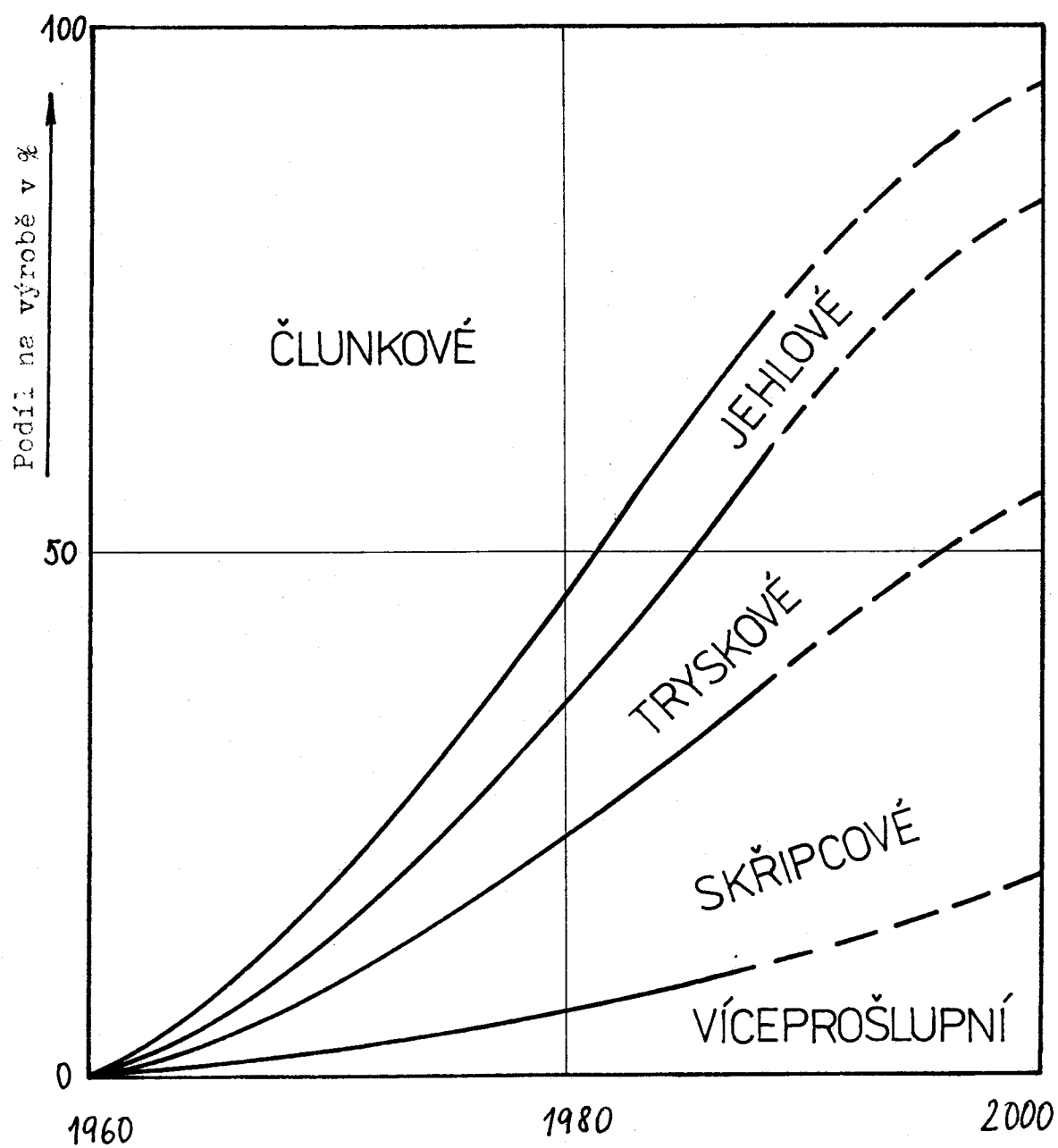
U strojů hydraulických je pak dalším problémem, že vyrobená tkanina je vlivem zanášení útku vodou mokrá, a proto se musí po vyjmutí zboží ze stroje sušit.

Úspěšné vyřešení těchto problémů by přineslo mnohem širší uplatnění tryskových stavů v textilním strojírenství. Výrobci pneumatických strojů jsou např. firmy: SCHEFFEL /NSR/, nebo TE STRAKE / HOLANDSKO/. V Československu tyto stroje vyrábí Zbrojovka Vsetín pod označením P a JETTIS v licenci japonské firmy NISSAN a dále Elitex Chrastava pod označením PS.

Mezi výrobce hydraulických strojů patří: NISSAN /JAPONSKO/, RUTTI /ŠVÝCARSKO/ a v Československu opět Elitex Chrastava.

K tkacím strojům označeným v úvodu této kapitoly jako zvláštní můžeme přiřadit např. kruhové tkací stroje, nebo stroje více prošlupní. K československým zástupcům ve víceprošlupní tkací technice patří např. stroj KONTIS-C1.

Tkací technika se neustále vyvíjí. Procentové zastoupení jednotlivých tkacích technik od r. 1960 s výhledem do r. 2000 zachycuje obr. 1.



Obr.1 Vývoj tkací techniky

3. SOUČASNÁ TKACÍ TECHNIKA

V současné době probíhá kvalitativní třídění tkacích strojů: méně úspěšné konstrukce postupně zanikají, výroba strojů, které se osvědčily, se rozšiřuje. Stav současné tkací techniky zachycuje následující přehled techniky a výrobců, kteří se zúčastnili výstavy ITMA - 87.

a/ Hydraulické tkací stroje

Firma:	Typ stroje:	Výkon [mú/min]
TSUDAKOMA	ZW 303	1980
ELITEX	H 175 MA	1720
NISSAN	LW 54	1710
ELITEX	H 175 MT	1275
ELITEX	H 175 MS	1207
NISSAN	LW 34	1190
METEOR	JH 1100	1142
ELITEX	H 175 MM	1139
TSUDAKOMA	ZV 302	1050

Vývojový trend hydraulických tkacích strojů:

- další zvýšení výkonových parametrů strojů
- rozšíření oblasti zpracovávaného materiálu
- dokonalost výrobního provedení
- zvýšení spolehlivosti a životnosti funkčních celků
- další postup elektronizace v oblasti sběru dat, diagnostiky i náhrady některých mechanických funkcí
- nástup automatizace a robotizace tkacího procesu

b/ Pneumatické tkací stroje

Firma:	Prac. šíře: [cm]	Výkon [mú/min]
STROJIMPORT	130,170,190,280	1 560
PICAÑOL	190,280,330	1 825
VAMATEX	170,190,300,320	2 055
SULZER - RÜTTI	190,280,400	1 672
SAURER	185	1 199
TSUDAKOMA	190,230,280,420	1 788
METEOR	190	1 370
TOYODA	150,190	1 003
GÜNNE	200,230,250	1 249

Československé vzduchové tkací technika:

Typ:	Prac. šíře [cm]	Výkon:
UNITIS 190 E	190	1 560 [mú/min]
JETTIS 190 NFA -RM	190	1 137 [mú/min]
JETTIS 280 NFBL R4C	200 - 280	1 540 [mú/min]
PN 190 FB	190	450 [ot/min]
PN 170 FA M1	170	530 [ot/min]

Vývojový trend:

- další růst výkonu
- vysoký stupeň elektronizace / řízené odměřování útku/
- vysoký komfort obsluhy /mikroprocesorové ovládání/
- zvýšení ekonomie provozu
- rozšíření použitelnosti
- zvýšení podílu funkčních skupin od specializovaných výrobců

c/ Skřípcové stroje

Firma:	Typ:	P. šíře: [cm]	Výkon [mú/min]
SULZER - RÜTTI	P 7100	190-540	760-1 100
ELITEX	OK 3	160	416
	OK 4	120-240	475-576

Monopolním výrobcem skřípcových strojů je švýcarská firma SULZER - RÜTTI. Vystavovaný stroj P 7100 má některé přednosti oproti ostatním dosud vyráběným strojům. Jsou to např. snížená hladina hluku /optimalizací pohybu bidlenu/, nové chytové zařízení a brzda /usnadnění obsluhy/ a mikroprocesorové řízení listovky.

d/ Jehlové stroje

Hlavními světovými výrobci jsou tyto firmy: SOMET /ITÁLIE/, VAMATEX /ITÁLIE/, DORNIER /NSR/, SULZER - RÜTTI, SACM /FRANCIE/ a další.

Rychlost současných jehlových strojů se dostala na hranici 1480 mú/min. Kromě toho došlo k uplatnění řídicího systému, který plní následující funkce:

- monitorování
- kontrola mechanických a elektrických funkcí
- sestavení tkaného vzoru a útkového pořadí
- shromažďování dat o produkci stroje
- informace pro údržbu
- řízení osnovního regulátoru, pohonu, barevné záměny

Československé jehlové stroje AKUTIS a UTAS - J svým výkonem nepředstavují ani světový průměr. Jejich vývojem se naši výrobci snažili řešit nedostatek a devizovou náročnost zahraničních jehlových strojů.

Mezinárodní výstava textilního strojírenství ITMA 87 nepřinesla principiálně nové textilní technologie a novou techniku, ale ukázala zaměření světových výrobců na zintenzívnění výzkumu existujících principů a jejich konstrukcí k řešení, při preciznosti strojařského provedení.

4. RÁMY TKACÍCH STROJŮ

Rám tkacího stroje je jedním ze základních elementů tkacího stroje a ovlivňuje vlastní funkci stroje. Rám musí splňovat tyto požadavky:

- dostatečné tuhost a schopnost tlumení vybrací za chodu stroje
- musí umožňovat upevnění hlavních i pomocných mechanismů při dodržení jejich správné funkce
- postranice rámu musí mít dostatečnou pevnost, aby snesly nárazové zatížení
- rám musí být způsobilý pro přepravu a připevnění k podložce
- nesmí ohrozit bezpečnost obsluhy
- musí vyhovovat estetickým požadavkům
- unifikace rámu tkacích strojů

Požadavek unifikace se v minulosti zanedbával. V současné době jej však nelze podceňovat, neboť unifikace je ekonomicky výhodná a umožňuje zavádění sériové výroby unifikovaných částí. Unifikace se nevztahuje jen na rámy, ale i na jednotlivé pracovní uzly tkacího stroje.

4.1. SLOŽENÍ RÁMŮ TKACÍCH STROJŮ

Rám je tvořen třemi hlavními částmi:

- postranicemi
- nosníky
- spojníky

POSTRANICE

Dnes se vyrábějí tři základní typy postranic:

- 1/ Ploché postranice o tloušťce stěny 12 - 15 mm, vyztužené žebry vysokými 30 - 60 mm. Rám s těmito postranicemi je dostatečně tuhý, dobře se vyrábí a výrobní náklady nejsou vysoké.

2/ Skříňové postranice, v nichž jsou uloženy jednotlivé mechanismy. Mohou mít dvojí provedení:

- jako uzavřené skříňe naplněné olejem, ve kterých jsou uloženy mechanismy pohonu, přírazu zbožíového regulátoru a odměřovače útku
- jako neuzavřené skříňové postranice. Rám je dutý a dobře tlumí vibrace, do postranice jsou namontovány všechny mechanismy. Skříňové postranice jsou však výrobně velmi nákladné.

3/ kombinované bočnice - na ploché bočnice se připojují skříňe, které byly odlity zvlášť.

Bočnice se odlévají nejčastěji ze šedé litiny o pevnosti 100 - 350 MPa do pískových forem.

Po vychlazení se odlitky čistí, tepelně zpracovávají, dábají k odstranění vnitřního pnutí.

Jiným možným typem postranic jsou postranice z ocelových desek tlustých 15 mm, které vyrábí pro své jehlové stroje např. firma SACM. Ve srovnání s šedou litinou má však ocel vyšší hodnotu součinitele útlumu což může zvyšovat hlučnost stroje.

SPOJNÍKY

Jsou tvořeny válcovými tavenými profily z oceli. Na koncích bývají přivařeny dosedací patky k připevnění spojníků k postranicím stojanům. Spojníky nenesou žádné mechanismy ani jiné elementy.

Na československých tryskových stavech tvoří hlavní spojník centrální trubka, ve které je uložen pohon prošlupního mechanismu. Doplnující spojníky tvoří rovněž trubky, ale o menších průměrech. Nejčastěji se dnes používá jednoho mohutného spojníku, který tvoří páteř stroje a zajišťuje jeho dostatečnou tuhost.

NOSNÍKY

Jsou zhotoveny stejným způsobem jako spojníky, nebo jako odlitky či svařence. Spojují mezi sebou postranice a zároveň nesou některé mechanismy a elementy stroje.

Zajišťují také potřebnou tuhost a pevnost rámu. Dále můžeme jako nosníky označit hřídele, které spojují bočnice a navíc přenášejí silové účinky.

Všechny elementy stroje i jejich vzájemné spojení musí být řešeny tak, aby celý rám i jeho jednotlivé části vyhovovaly základním požadavkům uvedených na začátku kapitoly 4.

4.2. STATICKÉ A DYNAMICKE VLASTNOSTI RÁMŮ

Statickou pevností rozumíme pevnost postranic a spojníků, spojovacích částí, opěr stroje atd. Postranice můžeme teoreticky považovat za absolutně tuhé a pevné. Spojníky jsou převážně přímé, proto se s nimi počítá jako s přímými štíhlými i pruty. Geometrické rozměry prutu jsou definovány jeho délkou, rozměry a tvarem průřezu. Výpočtem deformací průřezu o d působících sil můžeme určit rozložení ohybových momentů, kroutících momentů, osových a posouvajících sil.

Známe-li průběh těchto veličin, můžeme pak v každém místě konstrukce počítat její namáhání. U rámových konstrukcí bývá nejdůležitější namáhání ohybové. Prizmatické pruty mají maximální ohybové napětí v místě maximálního ohybového momentu, takže postačí kontrolovat ohybové napětí v tomto místě podle vzorce:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o h_{max}}{I} \quad / 1 /$$

W_o ... modul průřezu v ohybu

I ... moment setrvačnosti

h_{max} ... maximální vzdálenost ohybového vlákna od neutrální osy

M_o ... ohybový moment

Napětí v krutu τ_k určujeme podle vztahu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad / 2 /$$

M_k ... kroutící moment

W_k ... modul průřezu v krutu

Ke kontrole namáhání součástí musíme použít vzorců pro složené namáhání:

$$\bar{\sigma} = \sqrt{\sigma_0^2 + 3 \tau_k^2} \quad /3/$$

Výsledek statického výpočtu se udává bezpečností definovanou poměrem dovoleného napětí materiálu a skutečného spočítaného napětí součásti.

Způsob tohoto výpočtu sice můžeme použít při vyšetřování pevnosti rámu tkacích strojů, není však zcela přesný.

Rám tkacího stroje je totiž složité, staticky neutčitá členitá soustava. Proto při pevnostním výpočtu zavádíme mnohé zjednodušení, jako např. nepostihujeme vliv všech sil působících na soustavu, vlivy vetknutí, vlivy změny tvaru nosníků apod.

Rám stavu je zatěžován při provozu proměnnými silami. Proto rozhodující pro chování této konstrukce jsou její dynamické vlastnosti.

Jsou to především vlastní frekvence, které udávají nebezpečné oblasti frekvencí budících sil, při nichž dynamické tuhost systému výrazně klesá, takže i malé vnější síly způsobují značné výchylky a deformace.

Jejich přesný výpočet je většinou velmi pracný a vyžaduje značný rozsah numerických výpočtů. Proto se také zde zavádějí různé zjednodušení, které ovšem mohou negativně ovlivnit přesnost výsledků.

Z těchto důvodů je pro výpočet složitějších konstrukcí nasazení výpočetní techniky nezbytnou podmínkou úspěšného řešení konstrukce.

4.3. RÁM TKACÍHO STROJE PS - 190

Rám tkacího stroje PS - 190 je tvořen levou a pravou bočnicí, středním stojanem a třemi zadními stojany. Bočnice se středním stojanem spojuje levý a pravý hlavní spojník a prsník obdélníkového průřezu, který prochází celým rámem. Zadní stojany jsou k bočnicím a ke střednímu stojanu připojeny čtyřmi šrouby M 12.

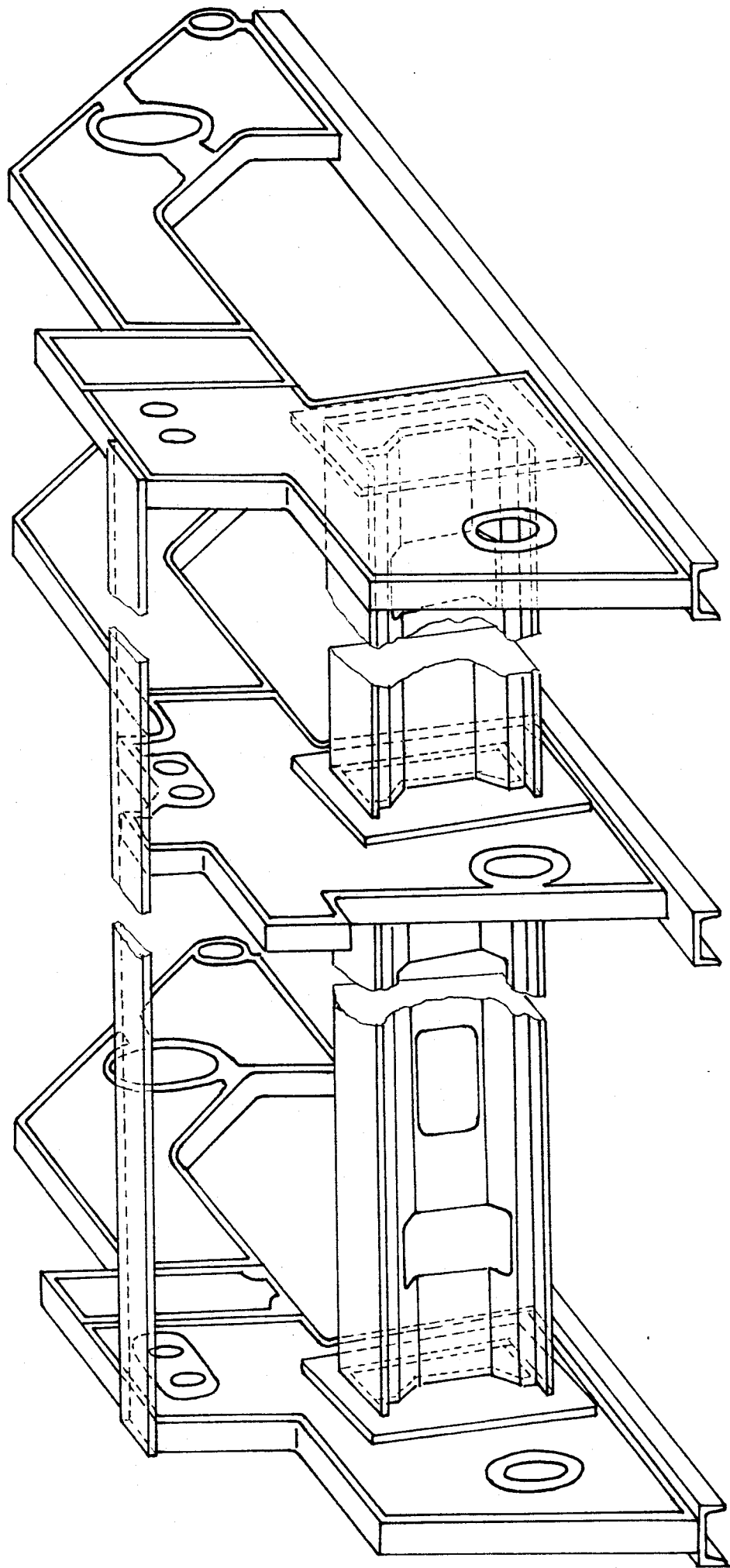
Ve spodní části pak prochází pod bočnicemi a zadními stojany profil tvaru U, přes který jsou stojany a bočnice přišroubovány k podložce.

Významný vliv na tuhost rámu stroje mají také zbožový váh, válce odtahového ústrojí a hlavní hřídel. Zadní části ovlivní výslednou tuhost především osnovní vály a svěrka stroje.

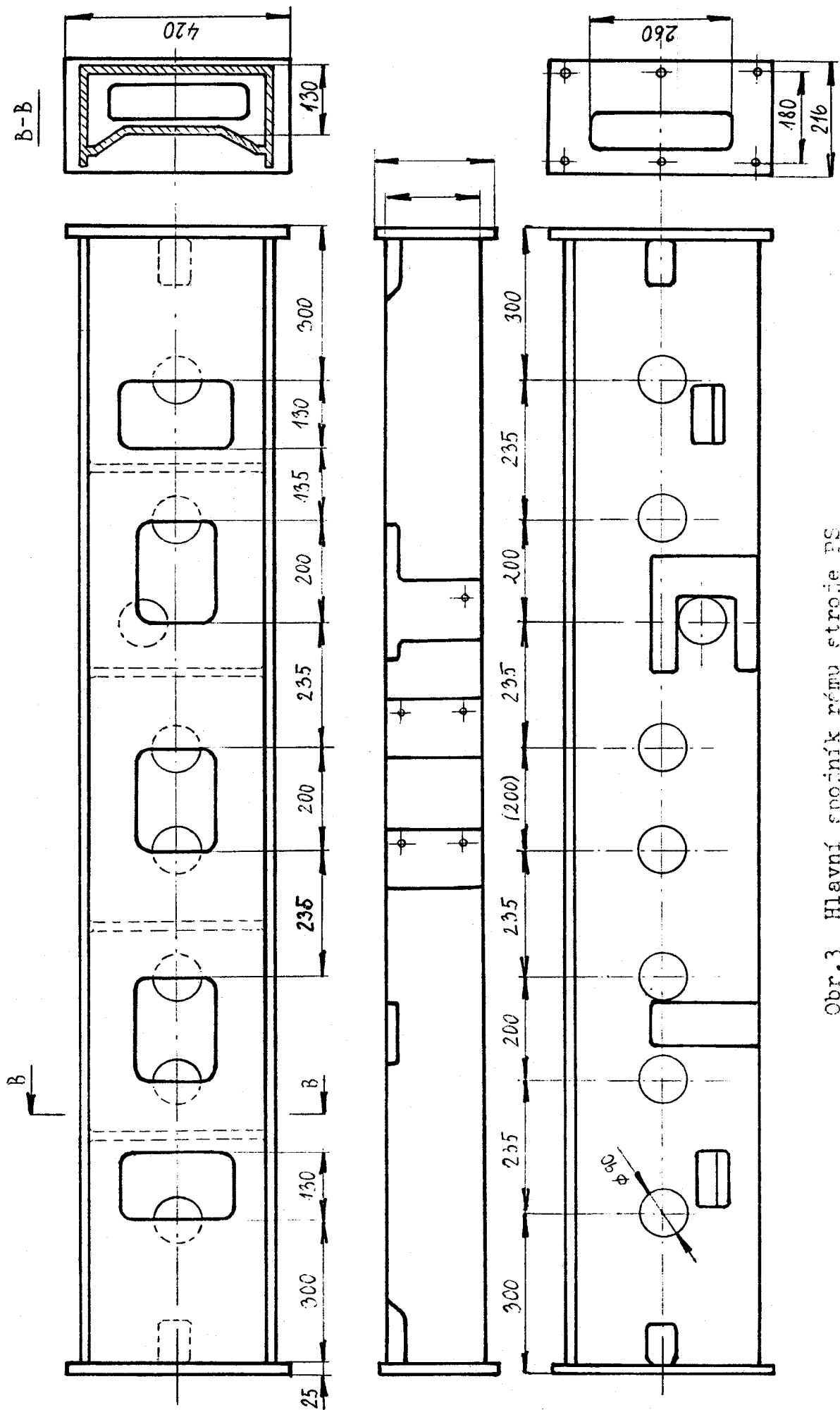
V bočnici jsou provedeny jako skříňové odlitky ze šedé litiny 42 24 20 a nesou převážnou část hlavních i pomocných zařízení stroje /zbožové vály, odtahové zařízení, pohon stroje, zbožový regulátor, rotační listové zařízení a další/.

Zadní stojany nesou osnovní vály, osnovní regulátor a svěrku. Rozmístění jednotlivých agregátů, tvary bočnic a stojanů jsou zakresleny v kapitole určování vstupních parametrů.

Hlavní spojník je obdélníkového průřezu přičemž jedna stěna je vklenuta dovnitř. Na přední stěně spojníku je pět otvorů obdélníkového průřezu, na zadní straně je devět otvorů 90 mm. Spojník má na obou koncích příruby, kterým je připevněn k bočnici a ke střednímu stojanu. Schématicky je hlavní spojník znázorněn na obr. 3. Na hlavních spojnících jsou umístěny bidlenové skříně. Prsník nese rozpínky a mechanismus stříhání.



Obr. 2 Rám tkacího stroje PS - 190

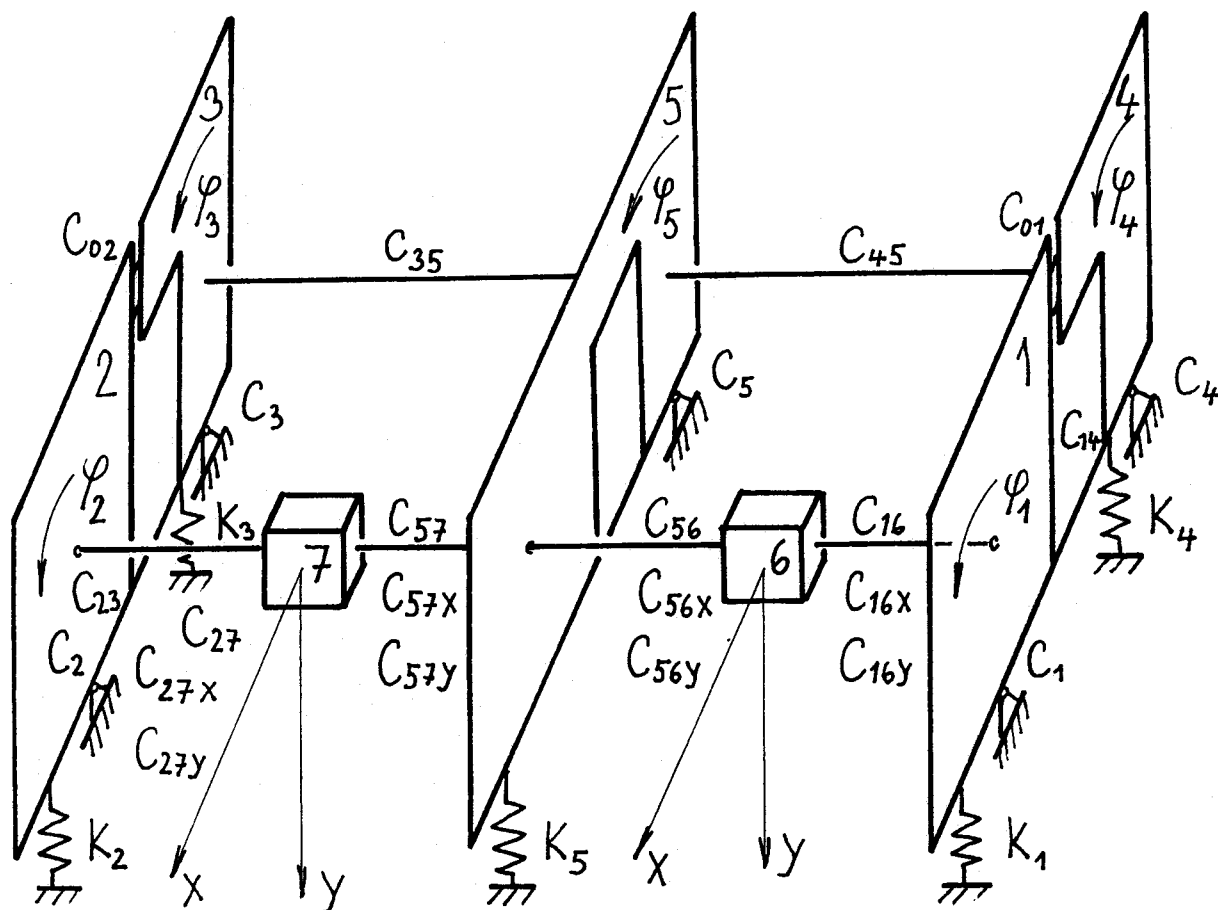


Obr.3 Hlavní spojník rámu stroje PS

5. MODEL RÁMU TKACÍHO STROJE PS

Při návrhu matematického modelu je nutno řešit základní rozpor: model musí být dostatečně přesný, přitom však co nejjednodušší a nejpřehlednější.

Pro stroj PS jsem zvolil model podle obr. 4



obr. 4 Matematický model rámu stroje PS

Základ modelu rámu tvoří bočnice 1 a 2, jež jsou spojeny s pravým 4 a levým 3 zadním stoženem. Střední stožen přední a zadní uvažují jako jediný nedělený stožen 5. Bidlenové skříně 6 a 7 jsou uchyceny na hlavním spojníku. Všechna tělesa 1 - 7 uvažují jako dokonale tuhá.

Obě bočnice i všechny stoženy uvažují v jednom bodě otočně připevněné k podložce. Kmitání do stran ve směru nosníku u těchto členů zanedbáváme a uvažují pouze rovinné kmitání v rovině bočnic, které je z hlediska dynamiky stroje významné.

Uložení členů 1 - 7 je vzhledem k podložce pružné. Vazbu mezi podložkou a těmito členy představují tuhosti podložky $C_4 - C_5$.

Hidlenové skříně mají zřejmě velký vliv na rozkmitání rámu stroje, neboť mají značnou hmotnost a působí na ně velké dynamické síly od přírazového mechanismu.

Prsník, který prochází celou šířkou stroje je namáhán torzně od rovinného pohybu bočnic a stojanů.

Hlavní spojníky /levý a pravý/ jsou kromě torzního namáhání ještě namáhány ohybem ve směru os x a y od dynamických účinků přírazového mechanismu. Všechny nosníky uvažují jako pružné. Pružnou vazbu mezi bočnicemi a zadními stojany tvoří v horní části šroubový spoj a v dolní části profil tvaru U. Tyto spoje jsou zatíženy ohybovým a tlakovým, resp. tahovým zatížením. Změnou tuhosti těchto vazeb lze realizovat celou řadu vazeb mezi bočnicemi a zadními stojany.

Vzájemné spojení zadních stojanů zajišťuje jednak nasazení osnovních válečků a jednak trubka, která nese konzoly svárky. Vlastní tíže členů 1 - 7 zanedbávám, neboť jejich těžiště leží nad osou otáčení a moment vyvolaný vlastní tíží k ose otáčení je nepatrný.

Celou soustavu uvažují jako soustavu tlumenou viskózním tlumením. Pohybové rovnice jednotlivých členů soustavy jsou určeny Lagrangeovými rovnicemi druhého druhu.

Soustava rovnic je řešena na číslicovém počítači EC - 1033 aplikací metody Runge - Kutta.

5.1. MATEMATICKÝ POPIS RÁMU STROJE PS

Model rámu je charakterizován 11 pohybovými rovnicemi. Sedm rovnic popisuje rovinný rotační pohyb členů 1 - 7, zbytek čtyř zachycují přímočarý pohyb členů 6 a 7 ve směrech os y a x . Soustava těchto 11-ti rovnic je substitucí převedena na soustavu 22 diferenciálních rovnic prvního řádu a řešena metodou Runge - Kutta. Integrace pomocí této metody probíhá tak, že se vypočítávají dva přibližné výsledky v daném intervalu, z nichž se stanoví nepřesnost, která musí být menší než nepřesnost požadovaná. Při vyšší nepřesnosti dojde k půlení kroku a výpočet se opakuje dokud není dosaženo požadované nepřesnosti.

Model je popsán 67 vstupními parametry a 22 počátečními podmínkami. Výsledkem řešení je 33 grafických závislostí výchylek, rychlostí a zrychlení na čase.

K určení soustavy 11-ti pohybových rovnic je použita Lagrangeova rovnice ve tvaru:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial K}{\partial q_i} = \frac{\partial V}{\partial q_i} - \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} \quad /4/$$

Kde:

- K ... celková kinetická energie soustavy
- V ... celková potenciální energie soustavy
- R ... disipativní funkce
- q_i ... obecné souřadnice
- $\dot{q}_i$... obecná rychlost

Pro kinetickou energii platí vztah:

$$K = \frac{1}{2} I_1 \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} I_2 \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} I_3 \dot{\varphi}_3^2 + \frac{1}{2} I_4 \dot{\varphi}_4^2 + \frac{1}{2} I_5 \dot{\varphi}_5^2 + \\ + \frac{1}{2} I_6 \dot{\varphi}_6^2 + \frac{1}{2} I_7 \dot{\varphi}_7^2 + \frac{1}{2} m_6 \dot{x}_6^2 + \frac{1}{2} m_6 \dot{y}_6^2 + \frac{1}{2} m_7 \dot{x}_7^2 + \\ + \frac{1}{2} m_7 \dot{y}_7^2 \quad /5/$$

Pro potenciální energii V platí:

$$V = \frac{1}{2} C_{16} (\varphi_1 - \varphi_6)^2 + \frac{1}{2} C_{56} (\varphi_5 - \varphi_6)^2 + \frac{1}{2} C_{57} (\varphi_5 - \varphi_7)^2 + \\ + \frac{1}{2} C_{02} (\varphi_2 + \varphi_3)^2 + \frac{1}{2} C_{23} (\varphi_2 - \varphi_3)^2 + \frac{1}{2} C_{27} (\varphi_2 - \varphi_7)^2 + \\ + \frac{1}{2} C_{35} (\varphi_3 - \varphi_5)^2 + \frac{1}{2} C_{45} (\varphi_4 - \varphi_5)^2 + \frac{1}{2} C_{01} (\varphi_1 - \varphi_4)^2 + \\ + \frac{1}{2} C_{14} (\varphi_1 - \varphi_4)^2 + \frac{1}{2} C_{16x} (x_6 - r_1 \varphi_1 \cos \alpha_1)^2 +$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{1}{2} C_{56x} (x_6 - r_5 \varphi_5 \cos \alpha_5)^2 + \frac{1}{2} C_{57x} (x_7 - r_5 \varphi_5 \cos \alpha_5)^2 \\
& + \frac{1}{2} C_{27x} (x_7 - r_2 \varphi_2 \cos \alpha_2)^2 + \frac{1}{2} C_{16y} (y_6 - r_1 \varphi_1 \sin \alpha_1)^2 + \\
& + \frac{1}{2} C_{56y} (y_6 - r_5 \varphi_5 \sin \alpha_5)^2 + \frac{1}{2} C_{57y} (y_7 - r_5 \varphi_5 \sin \alpha_5)^2 + \\
& + \frac{1}{2} C_{27y} (y_7 - r_2 \varphi_2 \sin \alpha_2)^2 + \frac{1}{2} C_1 \varphi_1^2 + \frac{1}{2} C_2 \varphi_2^2 + \\
& + \frac{1}{2} C_3 \varphi_3^2 + \frac{1}{2} C_4 \varphi_4^2 + \frac{1}{2} C_5 \varphi_5^2
\end{aligned}
\tag{16}$$

Disipativní funkce R je dána rovnicí:

$$\begin{aligned}
R = & \frac{1}{2} k_1 \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} k_2 \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} k_3 \dot{\varphi}_3^2 + \frac{1}{2} k_4 \dot{\varphi}_4^2 + \\
& + \frac{1}{2} k_5 \dot{\varphi}_5^2 + \frac{1}{2} k_6 \dot{\varphi}_6^2 + \frac{1}{2} k_7 \dot{\varphi}_7^2 + \frac{1}{2} k_{6x} \dot{x}_6^2 + \\
& + \frac{1}{2} k_{6y} \dot{y}_6^2 + \frac{1}{2} k_{7x} \dot{x}_7^2 + \frac{1}{2} k_{7y} \dot{y}_7^2
\end{aligned}
\tag{17}$$

Rovnice vychází z linearizace dle obr. 5

Význam symbolů použitých v rovnicích:

- $I_1 - I_7$... hmotové momenty setrvačnosti členů 1 - 7
- $m_6 - m_7$... hmotnosti členů 6 a 7
- $C_{16}, C_{56}, C_{57}, C_{27}$... torzní tuhosti nosníků
- C_{35}, C_{45} ... tuhosti od osovinného válu a trubky nesoucí svárku
- C_{01}, C_{02} ... ohybové tuhosti spojení bočnic a zadních stojanů

$C_{23}, C_{14} \dots$ tuhost v tlaku, resp. v tahu u spojů stojanu a bočnic

$C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, \dots$ tuhosti podložky

$K_1 - K_7, K_{6x}, K_{6y}, K_{7x}, K_{7y} \dots$ konstanty tlumení

$C_{16x}, C_{16y}, C_{56x}, C_{56y}, C_{57x}, C_{57y}, C_{27x}, C_{27y} \dots$ ohybové tuhosti hlavního spojníku ve směrech os x a y

$r_i, \alpha_i \dots$ rameno a úhel umístění hlavního spojníku na i - té bočnici /i-tém stojanu/, $i=1,2,5$

$\varphi_i \dots$ úhlové výchylka $i=1-7$

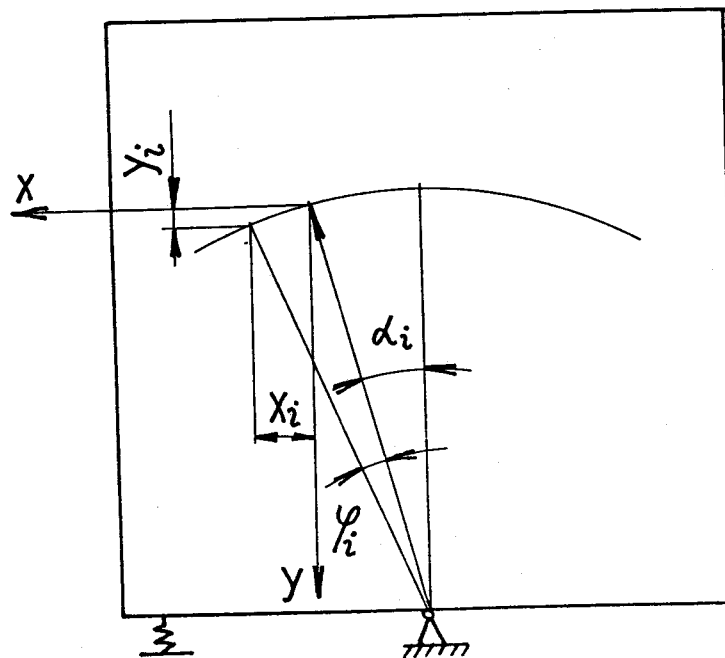
$\dot{\varphi}_i \dots$ úhlová rychlost $i=1-7$

$\ddot{\varphi}_i \dots$ úhlové zrychlení $i=1-7$

$x_6, y_6, x_7, y_7, \dots$ výchylky členů 6 a 7

$\dot{x}_6, \dot{y}_6, \dot{x}_7, \dot{y}_7, \dots$ rychlosti členů 6 a 7

$\ddot{x}_6, \ddot{y}_6, \ddot{x}_7, \ddot{y}_7, \dots$ zrychlení členů 6 a 7



Obr. 5 Souřadný systém hlavního nosníku

Po provedení parciálních derivací a jejich dosazení do Lagrangeovy rovnice s uvažováním budících momentů na členech 1 - 7 dostaneme soustavu rovnic pro jednotlivé členy:

$$\begin{aligned}
 I_1 \ddot{\varphi}_1 = & M_1 \cdot \sin \omega t - K_1 \dot{\varphi}_1 - C_1 \varphi_1 - C_{16} (\varphi_1 - \varphi_6) - \\
 & - C_{14} (\varphi_1 - \varphi_4) - C_{01} (\varphi_1 - \varphi_4) - \\
 & - C_{16x} \cdot r_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot (r_1 \varphi_1 \cdot \cos \alpha_1 - x_6) - \\
 & - C_{16y} \cdot r_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot (r_1 \varphi_1 \cdot \sin \alpha_1 - y_6)
 \end{aligned}
 \tag{8/}$$

$$\begin{aligned}
 I_2 \ddot{\varphi}_2 = & M_2 \cdot \sin \omega t + M_3 \cdot \sin 2\omega t - K_2 \dot{\varphi}_2 - C_2 \varphi_2 - \\
 & - C_{27} (\varphi_2 - \varphi_7) - C_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) - C_{02} (\varphi_2 + \varphi_3) - \\
 & - C_{27x} \cdot r_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot (r_2 \varphi_2 \cdot \cos \alpha_2 - x_7) - \\
 & - C_{27y} \cdot r_2 \cdot \sin \alpha_2 \cdot (r_2 \varphi_2 \cdot \sin \alpha_2 - y_7)
 \end{aligned}
 \tag{9/}$$

$$\begin{aligned}
 I_3 \ddot{\varphi}_3 = & F_3 r_3 \cdot \cos \alpha_3 \cdot \sin (\omega t + \Phi_3) - K_3 \dot{\varphi}_3 - C_3 \varphi_3 - \\
 & - C_{23} (\varphi_3 - \varphi_2) - C_{02} (\varphi_3 - \varphi_2) - C_{35} (\varphi_3 - \varphi_5)
 \end{aligned}
 \tag{10/}$$

$$\begin{aligned}
 I_4 \ddot{\varphi}_4 = & F_4 r_4 \cdot \cos \alpha_4 \cdot \sin (\omega t + \Phi_4) - K_4 \dot{\varphi}_4 - C_4 \varphi_4 - \\
 & - C_{45} (\varphi_4 - \varphi_5) - C_{01} (\varphi_4 + \varphi_1) - C_{14} (\varphi_4 - \varphi_1)
 \end{aligned}
 \tag{11/}$$

$$\begin{aligned}
 I_5 \ddot{\varphi}_5 = & M_1 \cdot \sin \omega t - K_5 \dot{\varphi}_5 - C_5 \varphi_5 - C_{56} (\varphi_5 - \varphi_6) - \\
 & - C_{57} (\varphi_5 - \varphi_7) - C_{56x} \cdot r_5 \cdot \cos \alpha_5 \cdot (r_5 \varphi_5 \cos \alpha_5 - x_6) - \\
 & - C_{56y} \cdot r_5 \cdot \sin \alpha_5 \cdot (r_5 \varphi_5 \cdot \sin \alpha_5 - y_6) - \\
 & - C_{57x} \cdot r_5 \cdot \cos \alpha_5 \cdot (r_5 \varphi_5 \cdot \cos \alpha_5 - x_7) - \\
 & - C_{57y} \cdot r_5 \cdot \sin \alpha_5 \cdot (r_5 \varphi_5 \cdot \sin \alpha_5 - y_7) - \\
 & - C_{35} (\varphi_5 - \varphi_3) - C_{45} (\varphi_4 - \varphi_5)
 \end{aligned}
 \tag{12/}$$

$$I_6 \ddot{\varphi}_6 = F_6 r_6 \cdot \sin \omega t - K_6 \dot{\varphi}_6 - C_{16} (\varphi_6 - \varphi_1) - C_{56} (\varphi_6 - \varphi_5) \quad /13/$$

$$I_7 \ddot{\varphi}_7 = F_7 r_7 \cdot \sin \omega t - K_7 \dot{\varphi}_7 - C_{27} (\varphi_7 - \varphi_2) - C_{57} (\varphi_7 - \varphi_5) \quad /14/$$

$$m_6 \ddot{x}_6 = F_6 \cos \alpha_6 \cdot \sin \omega t - K_{6x} \dot{x}_6 - C_{16x} (x_6 - r_1 \varphi_1 \cos \alpha_1) - C_{56x} (x_6 - r_5 \varphi_5 \cos \alpha_5) \quad /15/$$

$$m_6 \ddot{y}_6 = F_6 \sin \alpha_6 \cdot \sin \omega t - K_{6y} \dot{y}_6 - C_{16y} (y_6 - r_1 \varphi_1 \sin \alpha_1) - C_{56y} (y_6 - r_5 \varphi_5 \sin \alpha_5) + m_6 g \quad /16/$$

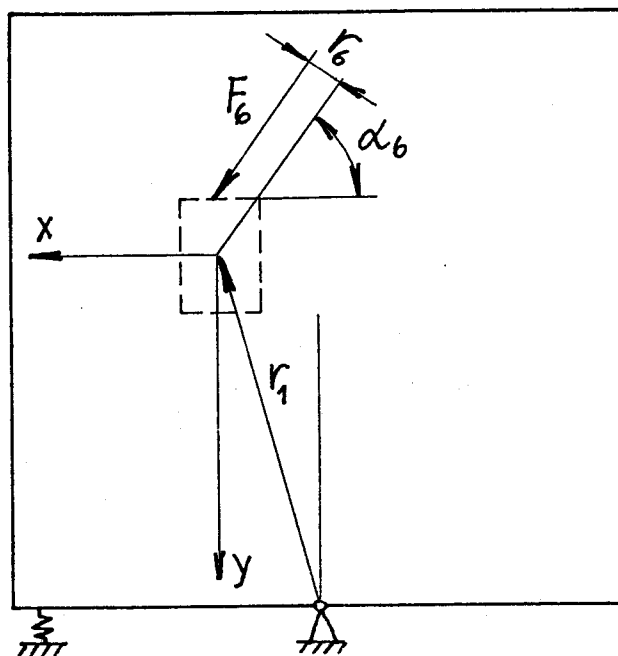
$$m_7 \ddot{x}_7 = F_7 \cos \alpha_7 \cdot \sin \omega t - K_{7x} \dot{x}_7 - C_{27x} (x_7 - r_2 \varphi_2 \cos \alpha_2) - C_{57x} (x_7 - r_5 \varphi_5 \cos \alpha_5) \quad /17/$$

$$m_7 \ddot{y}_7 = F_7 \sin \alpha_7 \cdot \sin \omega t - K_{7y} \dot{y}_7 - C_{27y} (y_7 - r_2 \varphi_2 \sin \alpha_2) - C_{57y} (y_7 - r_5 \varphi_5 \sin \alpha_5) + m_7 g \quad /18/$$

Budící momenty uvažují pouze na členech 2,3,4. Momenty na členu 2 jsou vyvolány pohonem stroje, momenty M_3 a M_4 simulují sílu působící na svárku stroje a jsou uvažovány s fázovým posunem. Moment M_1 je roven nule. Budící moment na členu 6 a 7 je vyvolán silou od přírazového mechanismu viz obr. 6.

Pro řešení na číslicovém počítači EC - 1033 je soustava 11-ti rovnic převedena na soustavu 22-ti diferenciálních rovnic prvního řádu pomocí substitucí:

$$\dot{\varphi}_i = \omega_i \quad i = 1 \div 7 \quad ; \quad v_{x(i)} = \dot{x}_i \quad v_{y(i)} = \dot{y}_i \quad i = 6, 7 \quad /19/$$



Obr. 6 Budící moment na členu 6

6. URČENÍ VSTUPNÍCH PARAMETRŮ

Shromáždění vstupních dat pro řešení na počítači představuje nejdůležitější ale také nejnáročnější pasáž celé práce. Hlavní problém vzniká v souvislosti s potřebou demontáže jednotlivých agregátů stroje, které není vždy možná.

Vstupní parametry byly určovány třemi způsoby:

- výpočtem
- měřením /vážením/
- přibližným výpočtem

6.1. URČENÍ HMOTOVÝCH MOMENTŮ SETRVAČNOSTI ČLENŮ 1 - 7

Hmotové momenty setrvačnosti patří mezi nejdůležitější vstupní parametry. Při jejich určení se vychází z vlastních momentů setrvačnosti bočnic a stojanů. Momenty setrvačnosti bočnic byly určeny experimentálně - odkýváním.

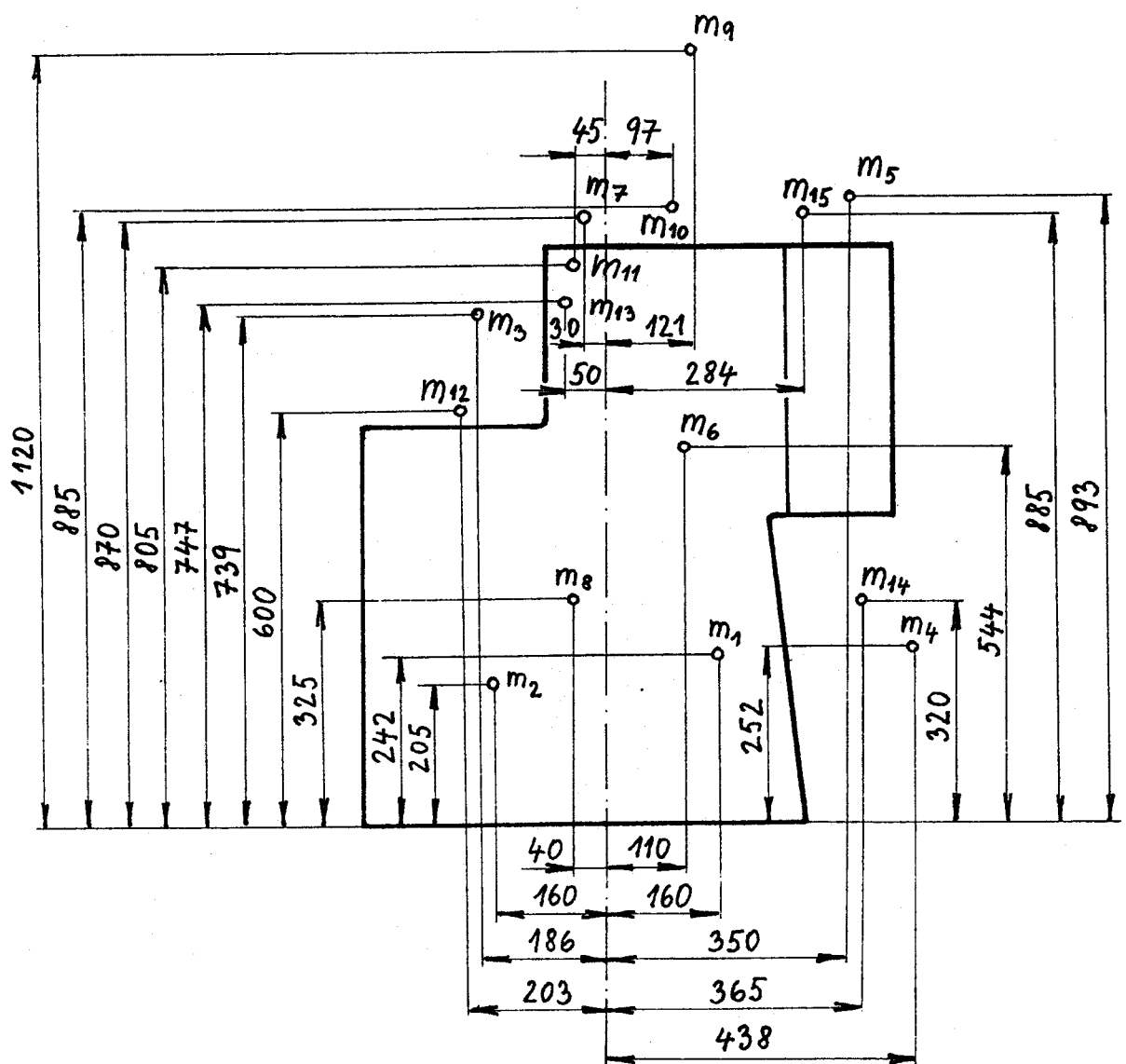
Momenty setrvačnosti středního a zadních stojanů byly určeny přibližným výpočtem. Momenty členů 6 a 7 byly spočteny na základě jejich rozměrů a hmotnosti rovněž přibližně.

Při stanovení celkových momentů setrvačnosti jsem vycházel z předpokladu, že výchylky členů vzhledem k jejich velikosti

lze považovat za přímkové a agregáty k nim připevněné lze uvažovat jako hmotné body.

Výsledný moment setrvačnosti je pak dán součtem hmotového momentu setrvačnosti daného členu a hmotových momentů jednotlivých agregátů na něj připevněných.

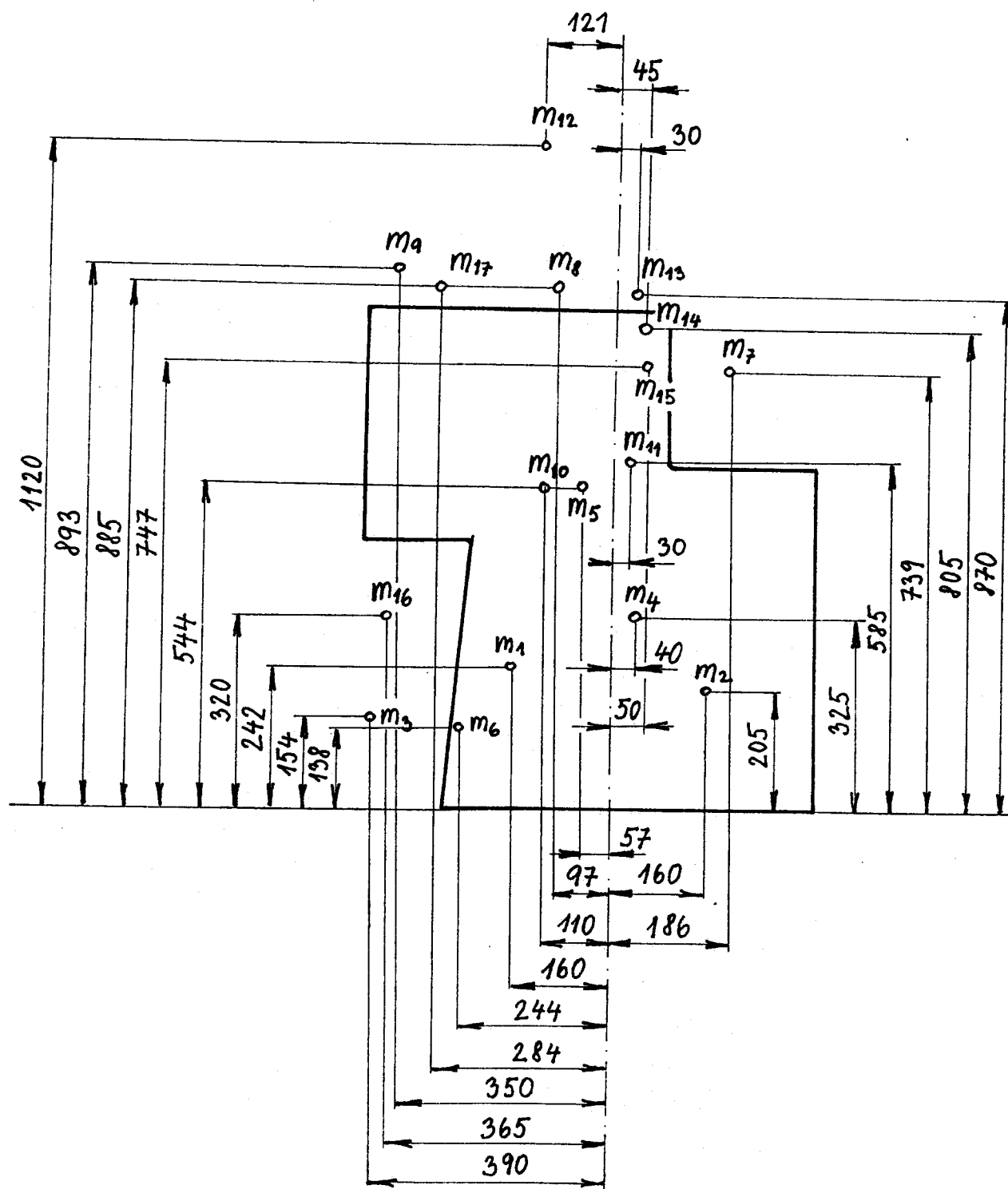
Následující obrázky 7 - 12 a tabulky 1 - 6 ukazují rozmístění jednotlivých agregátů na příslušných členech 1 - 7 se zákótováním vzdáleností i od zvoleného úložného bodu.



Obr. 7 Bočnice pravé

člen	název	m [kg]	r [m]	I [kg m ²]
1	hlavní nosník	127,5	0,272	9,49
2	zbožový vél + balení zboží	18,7	0,26	1,264
3	odtah	95,7	0,58	55,57
4	prošlupní zařízení	41	0,505	10,47
5	vedení listů	15	0,959	13,79
6	bidlo	68,7	0,555	21,16
7	rozpínky, střihání	5,7	0,87	4,32
8	odvod odpadu	7	0,327	0,75
9	ovládací panel	6,8	0,827	8,75
10	paprsek	2,75	0,89	2,18
11	nosník	22	0,806	14,3
12	zbožový regulátor	86	0,633	34,5
13	vzdušník	7,9	0,748	4,428
14	mech. ovlázení listů	7	0,485	1,649
15	listy	6,3	0,915	5,276

Tab.1 K pravé bočnici



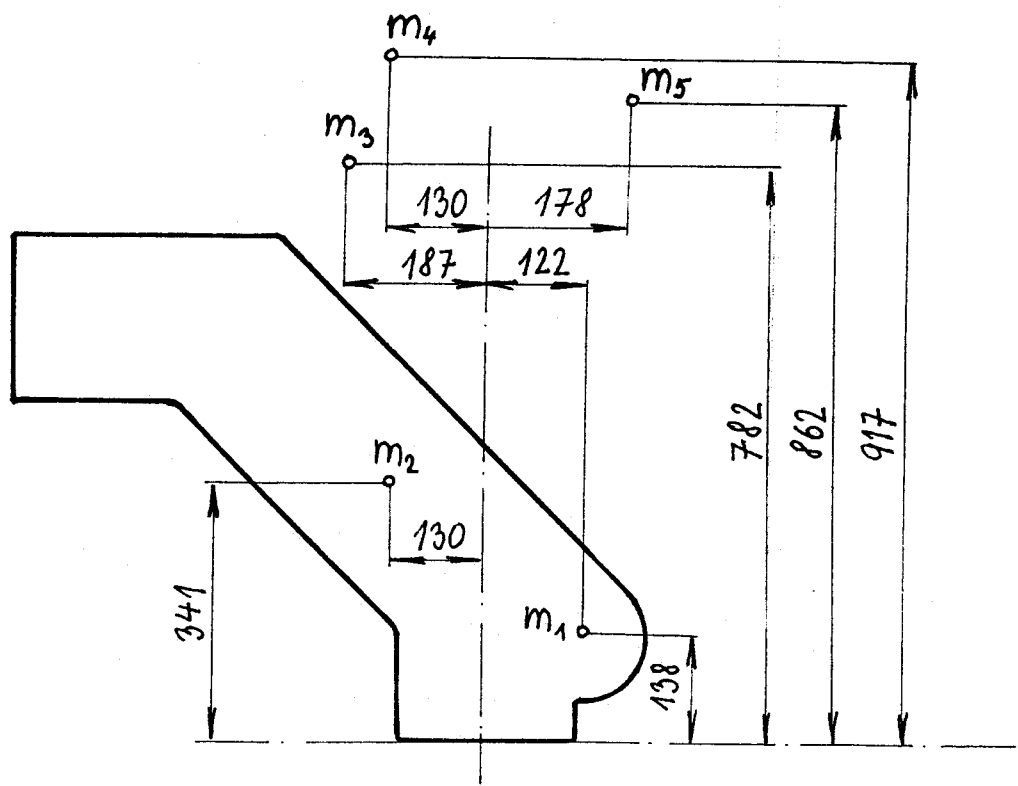
Obr. 8 Bočnice levé

člen	název	m [kg]	r [m]	I [kg m ²]
1	hlavní nosník	127,5	0,272	9,49
2	zařízení pro balení zhoží	18,7	0,26	1,264
3.	motor	85	0,419	14,94
4	odvod odpadu	7	0,327	0,75
5	pohon	56	0,547	16,75
6	držák motoru	6	0,28	0,47
7	odtah	95,7	0,58	55,57
8	paprsek	2,75	0,89	2,18
9	vedení listů	15	0,959	13,79
10	bidlo	68,7	0,555	21,16
11	kryt pohonu	20	0,585	6,862
12	ovládací panel	6,8	1,126	8,62
13	rozpínky, střihání	5,7	0,87	4,32
14	nosník paprsku	22	0,806	14,3
15	vzdušník	7,9	0,748	4,422
16	ovládání listů	7	0,485	1,649
17	listy	6,3	0,915	5,276

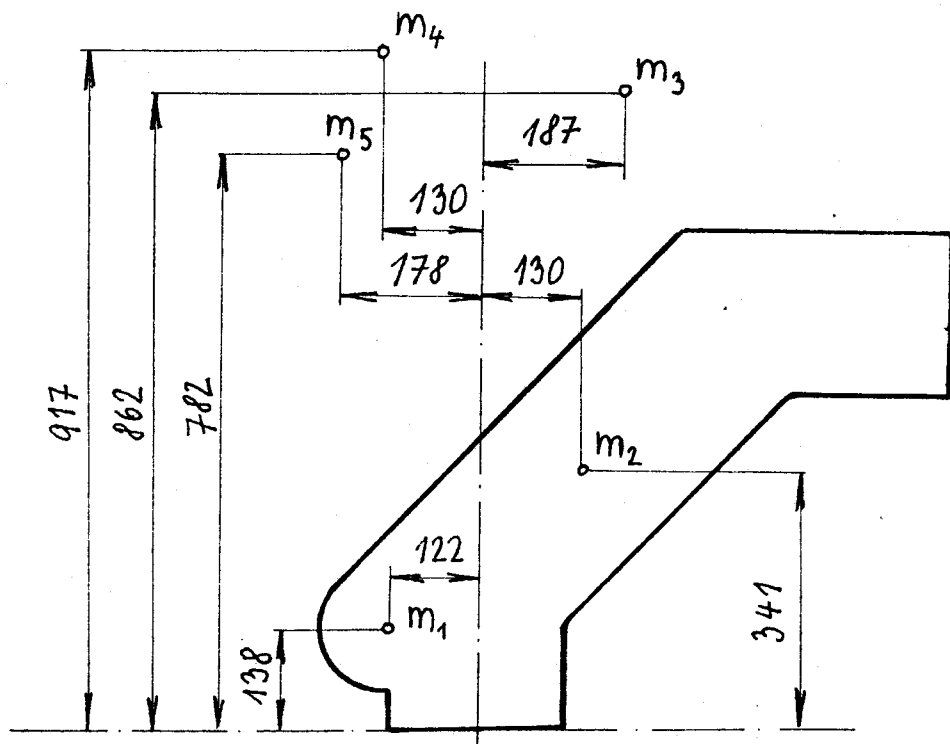
tab. 2 K levé bočnici

člen	název	m [kg]	r [m]	I [kg m ⁻²]
1	hlavní nosník	255	0,912	212,2
2	rozvod vzduchu	25	1,288	41,51
3	zbožový vál			
	a balení zboží	37,5	1,18	52,29
4	odtah	192	1,357	353,79
5	paprsek	5,5	1,281	9,02
6	odměřovač útku	36	1,61	93,17
7	prsník	44	1,68	74,02
8	bidlo	137,5	1,04	148,63
9	vzdušník	15,8	1,26	25,08
10	vzdušník	15,8	1,19	22,57
11	vedení listů	30	1,159	40,35
12	listy	12,6	1,14	16,44
13	ovládací panel	13,7	1,49	30,42
14	kryt odtahu	20,5	1,42	41,7
15	rozpínky, stříhání	11,5	1,36	21,22
16	mechanismus ovládání			
	listů	14	0,732	7,51
17	osnovní vál	255	0,365	20,64
18	konzola svárky	83,6	0,804	54,05
19	osnovní zarůstky	16	0,935	14
20	svárka	94,4	0,88	73,13
21	držák zásobníku			
	útkových cívek	9,5	0,828	6,51
22	zásobník	24,5	1,505	55,49

tab. 3 K přednímu a zadnímu střednímu stojanu



Obr. 10 Zadní stojan levý



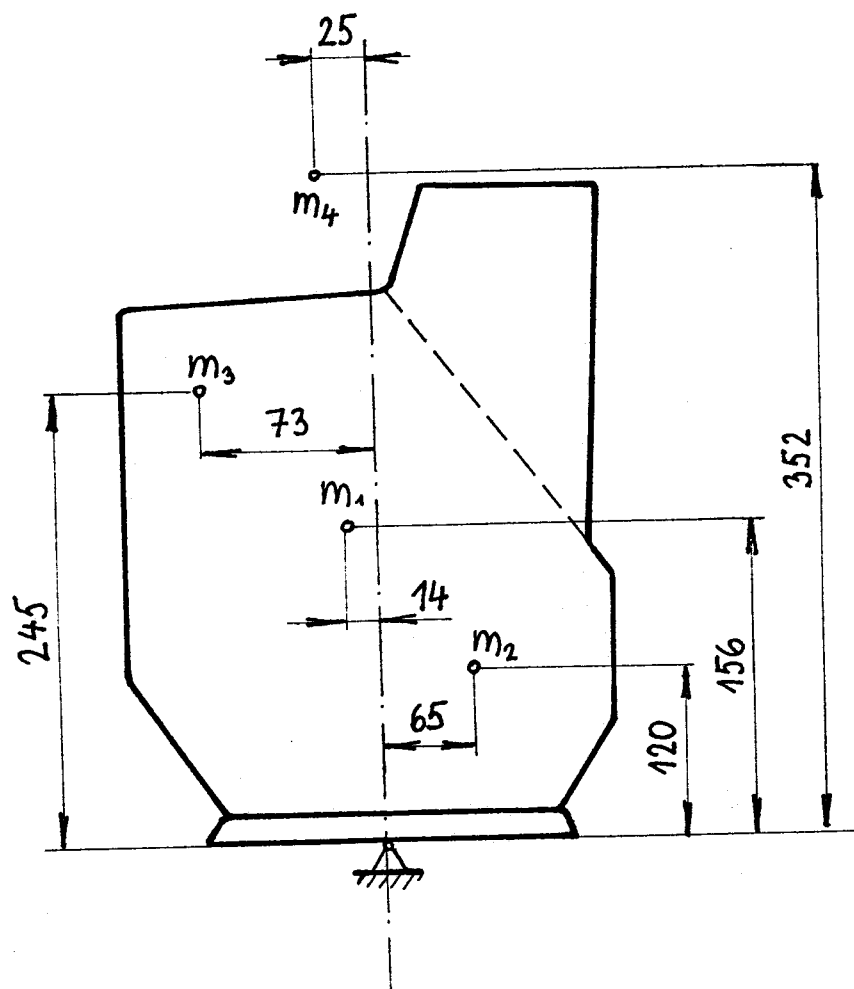
Obr. 11 zadní stojan pravý

člen	název	m [kg]	r [m]	I [kg m ⁻²]
1	osnovní regulátor	70	0,138	1,33
2	osnovní vál	77,5	0,365	10,32
3	konzola svěrky	41,8	0,804	27
4	osnovní zarážky	16	0,926	13,72
5	svěrka	47,2	0,6	36,57

tab. 4 K levému zadnímu stojanu

člen	název	m [kg]	r [m]	I [kg m ⁻²]
1	osnovní regulátor	70	0,138	1,33
2	osnovní vál	77,5	0,365	10,32
3	konzola svěrky	41,8	0,804	27
4	osnovní zarážky	16	0,926	13,72
5	svěrka	47,2	0,6	36,57

tab. 5 K pravému zadnímu stojanu



člen	název	m[kg]	r[m]	I[kg m ²]
1	bidlenová skříň	57	0,186	1,98
2	hlavní hřídel	31	0,136	0,57
3	podbidelnice	52	0,255	3,39
4	paprsek	12,5	0,35	4,4

tab. č. 6 K bidlenové skříni

6.2. URČENÍ TUHOSTÍ

Na modelu uvažují tuhosti torzní, ohybové, tlakové /tahové/ a tuhosti podložky, které vyjadřují vazbu mezi strojem a podložkou. Konstanty tuhosti podložky $C_1 - C_5$ závisí na kvalitě podložky a na velikosti styčných ploch. U modelu stroje PS byly zvoleny tyto tuhosti:

$$C_1 = C_2 = 10^5 \text{ Nm}, C_3 = C_4 = C_5 = 5 \cdot 10^4 \text{ Nm}.$$

Při řešení torzních, ohybových a tahových tuhostí jsem využil metod teorie pružnosti a pevnosti. Všechny tuhosti jsou řešeny za předpokladu, že nosníky i spojníky jsou dlouhé, štíhlé pruty otevřeného či uzavřeného průřezu. Při namáhání na krut jsou nosníky namáhány kroučícím momentem:

$$M_k = \frac{G \cdot I_k}{l} \varphi \quad /20/$$

Torzní tuhost je pak vyjádřena vztahem:

$$C_k = \frac{G \cdot I_k}{l} \quad /21/$$

Pro ohybovou tuhost uvažují ohybový moment ve tvaru:

$$M_o = \frac{3EI}{l} \cdot \varphi \Rightarrow C_o = \frac{3EI}{l} \quad /22/$$

/23/

Moment vzniklý tlakovou resp. tahovou silou mezi stojany a bočnicemi je dán vztahem:

$$M_i = \frac{ES}{l} (r_i \varphi_i \cdot \cos \alpha_i - r_j \varphi_j \cdot \cos \alpha_j) r_i \cos \alpha_i \quad /24/$$

$$i = 1, 2 \quad j = 3, 4$$

tuhost v tlaku resp. v tahu je pak dána vztahem:

$$C_t = \frac{ES}{l} (r_i \cos \alpha_i - r_j \cos \alpha_j) \cdot r_i \cos \alpha_i \quad /25/$$

$$i = 1, 2 \quad j = 3, 4$$

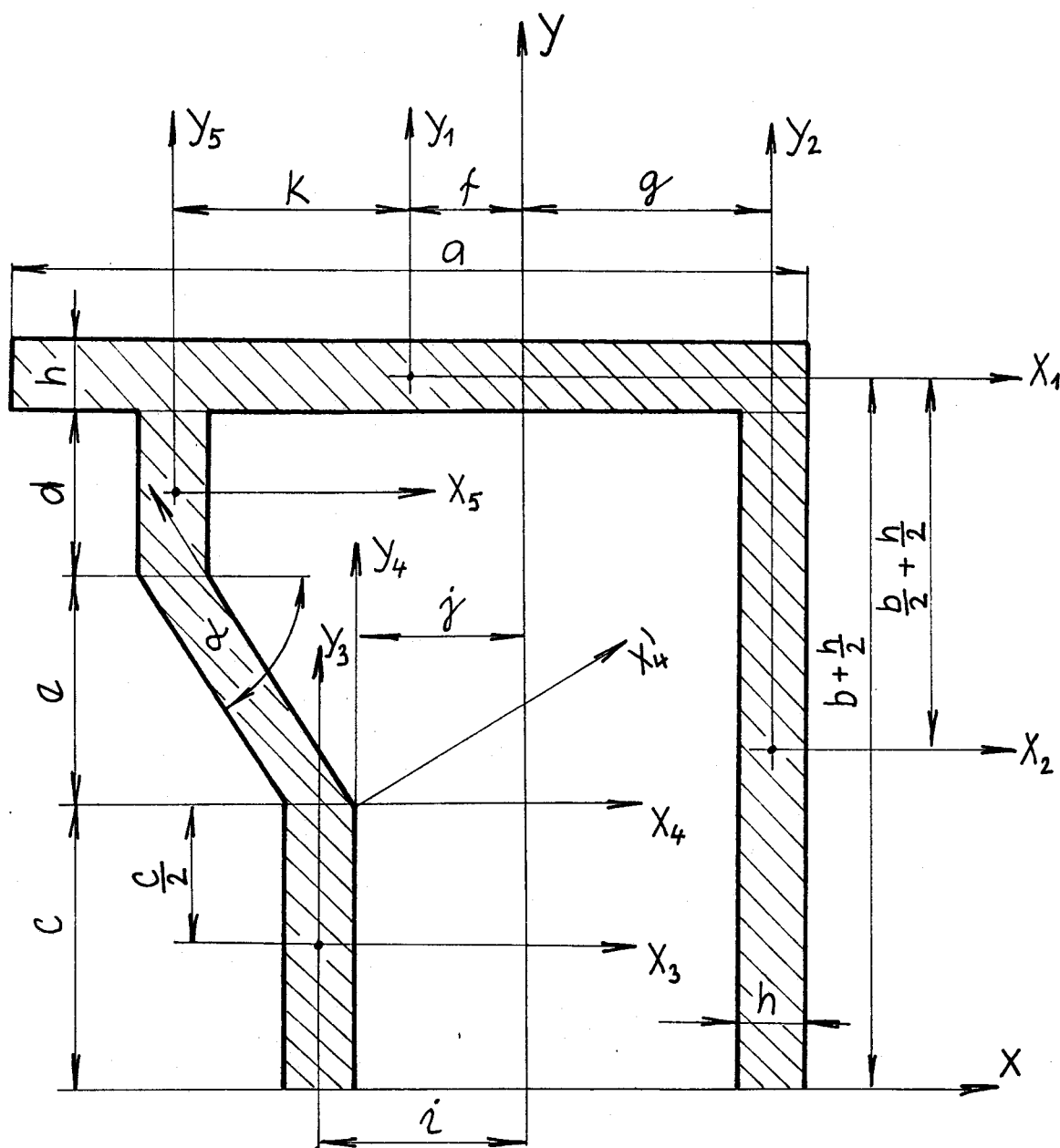
Hodnoty modulu pružnosti v tahu a v krutu pro ocel jsou:

$$G = 8,1 \text{ MPa a } E = 2,1 \cdot 10 \text{ MPa}.$$

Vzhledem ke značné složitosti hlavního spojníku viz obr. 3 představuje výpočet jeho tuhostí dosti pracní záležitost. Pro stanovení tuhosti je třeba nejdříve znát moment setrvačnosti v krutu I_k a momenty setrvačnosti v ohybu I_x a I_y . Nosník je nutno rozdělit na několik částí dle průřezů, které se po délce spojníků vyskytují. Pro výpočet I_k jsem využil membránové analogie pro uzavřené a otevřené průřezy. Torzní tuhosti C_{16} , C_{56} , C_{57} , C_{27} jsou pak dány součtem recipročních hodnot torzních tuhostí jednotlivých úseků spojníku odpovídajících daným průřezům. Při výpočtu I_x a I_y hlavního spojníku jsem průřez spojníku rozdělil na jednoduché plochy a pak využil známých vztahů pro momenty setrvačnosti těchto ploch, Steinerovy věty a vztahy mezi momenty setrvačnosti platící pro pootočené souřadnicové osy. Postup výpočtu I_x a I_y naznačuje obr. 13, ze kterého pak vyplývají následující vztahy:

$$\begin{aligned}
 I_x = & \left\{ \frac{1}{12} a h^3 + a h \cdot \left(b + \frac{h}{2}\right)^2 + \frac{1}{12} h b^3 + \frac{b^3 h}{4} + \frac{1}{12} h c^3 + \right. \\
 & + \frac{h c^3}{4} + \frac{1}{2} \left[\frac{1}{3} \left(\frac{h}{\cos \alpha}\right)^3 \cdot a \cdot \sin^3 \alpha + \frac{1}{3} \left(\frac{a}{\cos \alpha}\right)^3 \cdot h \right] - \\
 & - \frac{1}{2} \left[\frac{1}{3} \left(\frac{h}{\cos \alpha}\right)^3 \cdot a \cdot \sin^3 \alpha - \frac{1}{3} \left(\frac{a}{\cos \alpha}\right)^3 \cdot h \right] \cos 2\alpha + \\
 & \left. + \frac{1}{4} \left(\frac{a}{\cos \alpha}\right)^2 \cdot h^2 \cdot \sin \alpha + \frac{a \cdot h}{\cos \alpha} \cdot j^2 + \frac{h d^3}{12} + h d k^2 \right\} \cdot 2
 \end{aligned}
 \tag{26}$$

$$\begin{aligned}
 I_y = & \left\{ \frac{1}{12} a^3 h + a h \cdot f^2 + \frac{1}{12} b \cdot h^3 + b \cdot h \cdot g^2 + \frac{1}{12} c \cdot h^3 + c \cdot h \cdot i^2 + \right. \\
 & + \frac{1}{2} \left[\frac{1}{3} \left(\frac{h}{\cos \alpha}\right)^3 \cdot a \cdot \sin^3 \alpha + \frac{1}{3} \left(\frac{a}{\cos \alpha}\right)^3 \cdot h \right] + \\
 & + \frac{1}{2} \left[\frac{1}{3} \left(\frac{h}{\cos \alpha}\right)^3 \cdot a \cdot \sin^3 \alpha - \frac{1}{3} \left(\frac{a}{\cos \alpha}\right)^3 \cdot h \right] \cdot \cos 2\alpha - \\
 & \left. - \frac{1}{4} \left(\frac{a}{\cos \alpha}\right)^2 \cdot h^2 \cdot \sin \alpha + \frac{a \cdot h}{\cos \alpha} \cdot j^2 + \frac{1}{12} h \cdot d^3 + h d \cdot k^2 \right\} \cdot 2
 \end{aligned}
 \tag{27}$$



obr. K výpočtu I_x a I_y

Po zjištění I_x a I_y pro všechny průřezy spojníku lze spočítat ohybové tuhosti: C_{10x} , C_{10y} , C_{52x} , C_{52y} , C_{57x} , C_{57y} , C_{27x} , C_{27y} přičtením sečtením reciprokových hodnot dílčích tuhostí odpovídajících daným úsekům s jednotlivými průřezy.

Tím jsou určeny všechny tuhosti hlavního spojníku pro daný model rámu.

Ohybové tuhosti spojení bočnic a stojanů C_{01} , C_{02} jsou dány prostým součtem ohybové tuhosti šroubového spoje v horní části a profilu tvaru U v dolní části.

Tuhosti C_{14} , C_{23} v tlaku resp. v tahu jsou dány součtem odpovídajících tuhostí horního a spodního spoje mezi členy 1 a 4 a členy 2 a 3.

6.3. URČENÍ KONSTANT TLUMENÍ

Konstanty tlumení jsou určeny na základě pohybových rovnic:

$$\begin{aligned} I\ddot{\varphi} + K\dot{\varphi} + C\varphi &= 0 \\ I\ddot{x} + K\dot{x} + Cx &= 0 \\ I\ddot{y} + K\dot{y} + Cy &= 0 \end{aligned} \quad /28/$$

úpravou získáme tvar:

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi} + \frac{K}{I}\dot{\varphi} + \frac{C}{I}\varphi &= 0 \\ \ddot{x} + \frac{K}{m}\dot{x} + \frac{C}{m}x &= 0 \\ \ddot{y} + \frac{K}{m}\dot{y} + \frac{C}{m}y &= 0 \end{aligned} \quad /29/$$

kde členy: $\frac{K}{I}$ a $\frac{K}{m}$ označujeme jako tzv. tlumicí frekvence a výrazy $\frac{C}{I}$, $\frac{C}{m}$ vyjadřují druhou mocninu kruhové frekvence

. Všechny konstanty tlumení jsou počítány pro logaritmický dekrement útlumu $\ln \xi = 2$, což vyplývá z experimentální závislosti. Logaritmický dekrement vyjadřuje poměr dvou po sobě následujících výchylek kmitu a je dán vztahem :

$$\ln \xi = N \cdot T = \text{konst.} \quad /30/$$

Doba kmitu je dána vztahem:

$$T = \frac{2\pi}{\sqrt{\Omega^2 - N^2}} \quad /31/$$

Za C v rovnicích 29 harmonického pohybu dosazujeme součet tuhostí v jednotlivých pohybových rovnicích členů 1 - 7.

Přitom ohybové tuhosti je nutné přepočítat na rozměr tuhosti torzní dle vztahů:

$$C_{\alpha k} = C_x \cdot r_i^2 \cos^2 \alpha_i \quad ; \quad C_{\alpha k} = C_y \cdot r_i^2 \sin^2 \alpha_i \quad /32,33/$$

kde: $i = 1, 2, 5$

Pro případ kritického tlumení platí:

$$N = \Omega \quad ; \quad \delta = \frac{N}{\Omega} = 1 \quad ; \quad K_{kr} = 2\sqrt{C \cdot m} \quad ; \quad K_{kr} = \sqrt{C \cdot I} \cdot 2 \quad /34/$$

Hodnoty spočtených konstant tlumení jsou uvedeny v tabulce přičemž počáteční podmínky uvažují nulové. Ostatní vstupní parametry jako úhly, poloměry, aj. byly stanoveny z výrobních výkresů a z výkresů se stavby stroje.

Budící síly a momenty byly stanoveny na základě experimentálních závislostí.

člen	C [Nm] · 10 ⁶	Ω [s] · 10 ³	f [Hz]	K [Nms] · 10 ³	K [Nms] · 10 ⁵	N [s ⁻¹]
1	6 840	5,7	908	264,2	23,97	629
2	6 840	5,707	908	257,89	23,68	629
3	488	2,238	356	47,95	4,36	246
4	488	2,238	356	47,95	4,36	246
5	12 700	2,963	471	942,92	85,7	326
6	0,285	0,145	23	435	0,397	16
7	0,285	0,145	23	435	0,397	16
	[N·m ⁻¹]					
6x	12 600	14,867	2 366	186,96	16,95	1 640
6y	136	1,545	246	19,38	1,76	170
7x	12 600	14,867	2 366	186,96	16,95	1 640
7y	136	1,545	246	19,38	1,76	170

Označení v programu	veličina	Rozměr	hodnota
W 1	I_1	kg m^{-2}	210,1
W 2	I_2	"	205,41
W 3	I_3	"	97,46
W 4	I_4	"	97,69
W 5	I_5	"	1 446, 24
W 6	I_6	"	13,6
W 7	I_7	"	13,6
W 8	ϕ_3	rad	0
W 9	C_1	Nm	$1 \cdot 10^5$
W 10	C_2	"	$1 \cdot 10^5$
W 11	C_3	"	$5 \cdot 10^4$
W 12	C_4	"	$5 \cdot 10^4$
W 13	C_5	"	$5 \cdot 10^4$
W 14		rad	0
W 15	K_1	Nms	$264,2 \cdot 10^3$
W 16	K_2	"	$257,89 \cdot 10^3$
W 17	K_3	"	$47,95 \cdot 10^3$
W 18	K_4	"	$47,95 \cdot 10^3$
W 19	K_5	"	$942,92 \cdot 10^3$
W 20	F_3	N	1 000
W 21	C_{01}	Nm	$1,089 \cdot 10^8$
W 22	C_{02}	"	$1,089 \cdot 10^8$
W 23	C_{16X}	N m^{-1}	$11,38 \cdot 10^7$
W 24	C_{16Y}	"	$37,45 \cdot 10^5$
W 25	C_{27X}	"	$11,38 \cdot 10^7$
W 26	C_{27Y}	"	$37,45 \cdot 10^5$
W 27	C_{16}	N m	$1,428 \cdot 10^5$
W 28	C_{56}	"	$1,428 \cdot 10^5$
W 29	C_{57}	"	$1,428 \cdot 10^5$
W 30	C_{27}	"	$1,428 \cdot 10^5$
W 31	C_{23}	"	$4,56 \cdot 10^5$
W 32	C_{35}	"	0
W 33	C_{45}	N m	0
W 34	C_{14}	"	$4,56 \cdot 10^8$

Označení v programu	Veličina	Rozměr	Hodnota
W 35	M_1	N m	50
W 36	M_2	"	50
W 37	M_3	"	50
W 38	ω	rad s^{-1}	60
W 39	K_6	N ms	$435 \cdot 10^3$
W 40	K_7	"	$435 \cdot 10^3$
W 41	F_6	N	2 000
W 42	F_7	"	2 000
W 43	α_6	rad	0,314
W 44	α_7	rad	0,314
W 45	α_1	"	5,77
W 46	α_2	"	5,77
W 47	α_3	"	0,84
W 48	α_4	"	0,84
W 49	α_5	"	1,3
W 50	F_4	N	1 000
W 51	m_6	kg	57
W 52	m_7	"	57
W 53	r_1	m	0,27
W 54	r_2	m	0,27
W 55	r_5	m	0,893
W 56	r_3	m	0,812
W 57	r_4	m	0,812
W 58	K_{x6}	N ms^{-1}	$186,96 \cdot 10^3$
W 59	K_{y6}	"	$19,38 \cdot 10^3$
W 60	K_{x7}	"	$186,96 \cdot 10^3$
W 61	K_{y7}	"	$19,38 \cdot 10^3$
W 62	r_6	m	0,025
W 63	r_7	"	0,025
W 64	C_{56x}	N m^{-1}	$11,38 \cdot 10^7$
W 65	C_{56y}	"	$37,45 \cdot 10^5$
W 66	C_{57x}	"	$11,38 \cdot 10^7$
W 67	C_{57y}	"	$37,45 \cdot 10^5$

tab. 8 Vstupní parametry

7. RÁM TKACÍHO STROJE PN 130 B

Rám stroje PN 130 B je tvořen dvěma litinovými bočnicemi a rozpěrnými trubkami. Pravá bočnice je tvořena dvěma částmi, které jsou pevně spojeny šroubovými spoji. Bočnice má výstužné žebra a to hlavně v místech kde jsou k ní připojeny jednotlivé agregáty stroje a rozpěrné trubky. Levá bočnice je opět tvořena dvěma částmi. První základové část bočnice je obdobná jako u pravé bočnice s tím rozdílem, že má ve spodní části otvor pro zabudování motoru. Druhou horní část bočnice tvoří bidlenová skříň, které je opět pevně spojena s bočnicí.

K bidlenové skříni je připojena hlavní rozpěrná trubka, jejíž druhý konec je pevně uchycen přírubou na pravé bočnici. Touto trubicí prochází hlavní hřídel. Ten pak přenáší pohyb přes ozubená kola na mechanismus prošlupní skříně, které je připevněna k hlavní rozpěrné trubce.

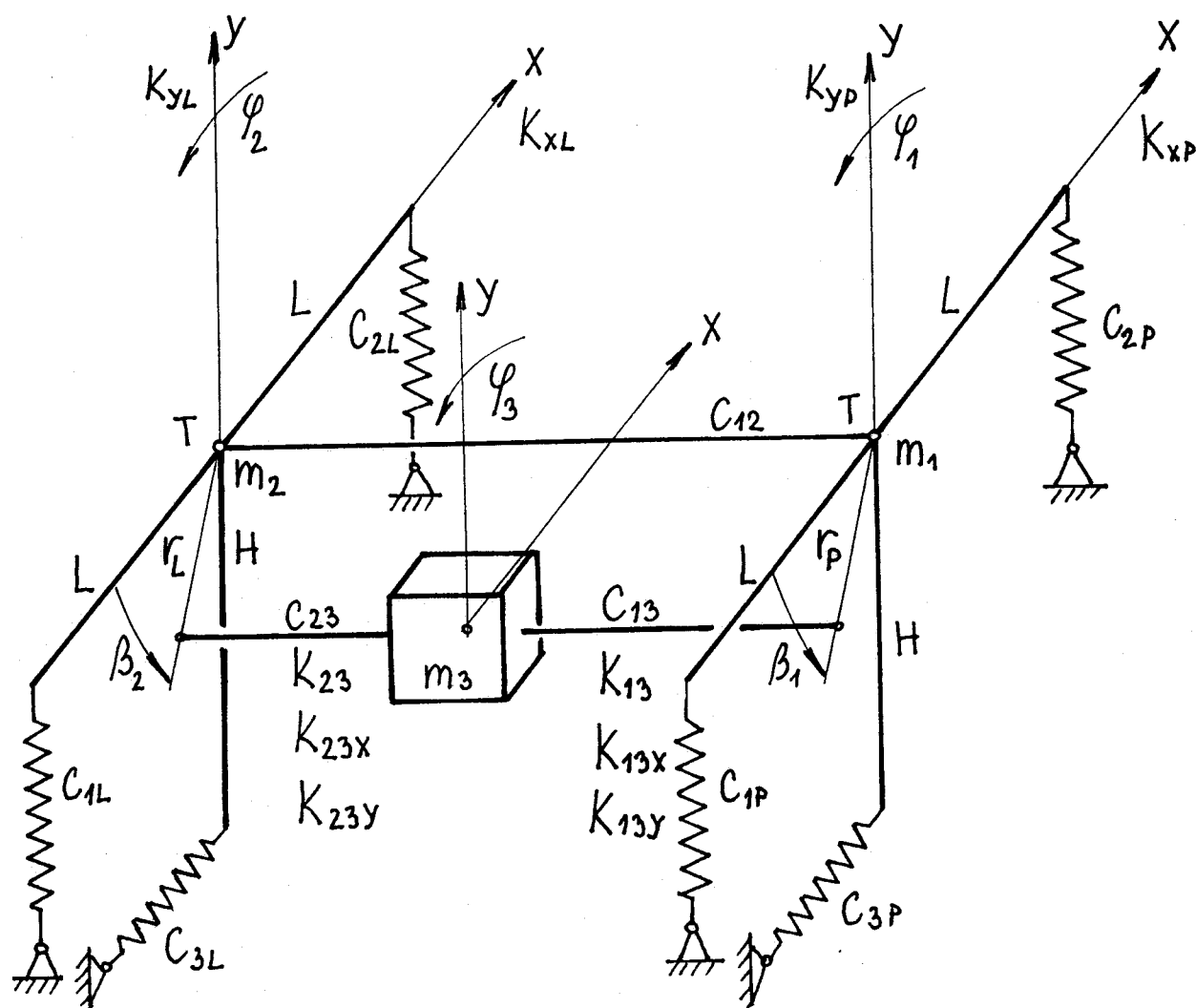
Dolní části bočnic ve předu a vzadu jsou další dvě rozpěrné trubky vyztužující rám stroje. Další jsou pak ve střední a horní části bočnic. Rozpěrná trubka v horní části nese systém osnovních zarážek a odměřovače útku.

V zadní spodní části obou bočnic jsou přišroubovány konzoly nesoucí mechanismus balení zboží a zložový vál.

V horní zadní části je pak připevněn osnovní vál a na levé bočnici také osnovní regulátor. V této části je i konzola nesoucí osnovní svěrku a mechanismus ovládání svěrky.

7.1. MATEMATICKÝ MODEL RÁMU STROJE PN 130 B

Pro sledování dynamických vlastností rámu je sestaven dynamický model podle obr. 14. Uzávřený model popisuje chvění rámu v rovinách postranic, kolmých na směr prohozu.

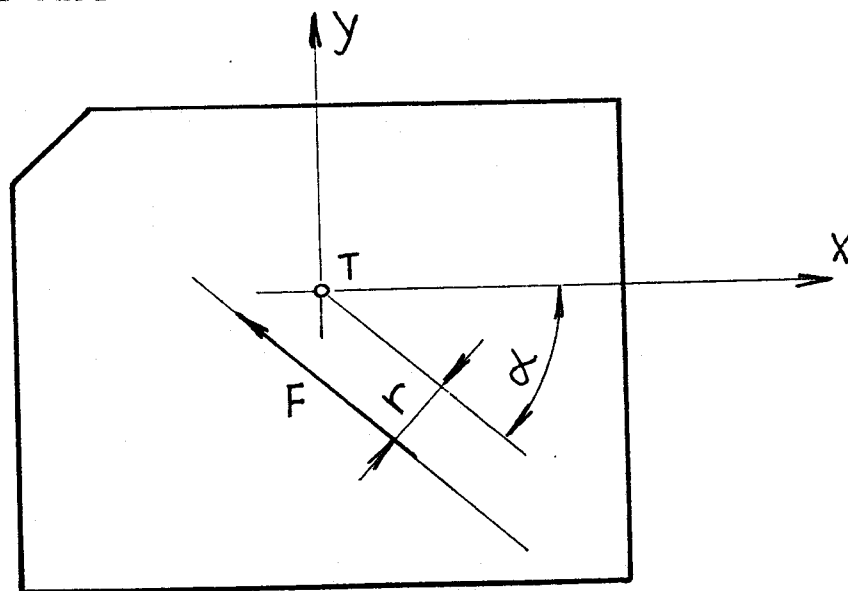


obr. 14 Matematický model rámu stroje PN 130 B

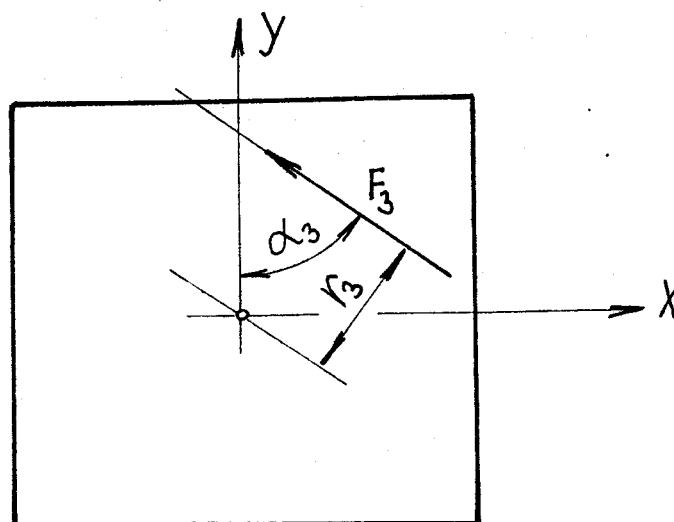
Tuhost C_{12} představuje ekvivalentní tuhost všech spjínků mezi postranicemi s výjimkou hlavní rozpěrné trubky. Tuhost C_{13} představuje tuhost části hlavní rozpěrné trubky, které je mezi pravou bočnicí a prošlupní skříní. Tuhost C_{23} je tuhostí části rozpěrné trubky mezi prošlupní skříní a levou bočnicí.

Hmotnost a momenty setrvačnosti jsou stanoveny s ohledem na všechny agregáty na postranice připojené.

Postranice jsou chápány jako tuhé, pružně uložené na podložce. Vykonávají obecný rovinný pohyb. Tuhosti C_{1p} , C_{2p} , C_{1L} , C_{2L} představují tuhost podložky, tuhosti C_{3p} a C_{3L} simulují vodorovnou tuhost připevnění rámu k základu. Celá soustava je buzena silou od přírazového mechanismu F a silou F_3 od prošlupního mechanismu. Síly F a F_3 jsou hlavním zdrojem dynamických sil. Obr.15 a 16 ukazují zavedení sil F a F_3 do souřadných systémů bočnice a prošlupní skříně.



obr.15 Budící síla na členech 1 a 2



obr.16 Budící síla na členu 3

Buzení je uvažováno jako harmonické. Do modelu je možné snadno přivést libovolný průběh budící síly a na libovolném místě /např. svárka, prohozní ústrojí jehly, apod./. Při vlastním matematickém popisu dynamického modelu je výchozím vztahem opět Lagrangeova rovnice druhého druhu viz vztah 4.

Pro jednotlivé členy této rovnice lze napsat:

$$K = \frac{1}{2} I_1 \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} I_2 \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} I_3 \dot{\varphi}_3^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{y}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{y}_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{x}_3^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{y}_3^2 \quad /35/$$

$$R = \frac{1}{2} K_{23} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)^2 + \frac{1}{2} K_{13} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3)^2 + \frac{1}{2} k_1 \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} k_2 \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} K_{XP} \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} K_{YP} \dot{y}_1^2 + \frac{1}{2} K_{XL} \dot{x}_2^2 + \frac{1}{2} K_{YL} \dot{y}_2^2 + \frac{1}{2} K_{13X} (\dot{x}_3 - \dot{x}_1)^2 + \frac{1}{2} K_{23X} (\dot{x}_3 - \dot{x}_2)^2 + \frac{1}{2} K_{13Y} (\dot{y}_3 - \dot{y}_1)^2 + \frac{1}{2} K_{23Y} (\dot{y}_3 - \dot{y}_2)^2 \quad /36/$$

$$U = \frac{1}{2} C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2)^2 + \frac{1}{2} C_{1P} (\gamma_1 - L \sin \varphi_1)^2 + \frac{1}{2} C_{2P} (\gamma_1 + L \sin \varphi_1)^2 + \frac{1}{2} C_{3P} (x_1 + H \sin \varphi_1)^2 + \frac{1}{2} C_{1L} (\gamma_2 - L \sin \varphi_2)^2 + \frac{1}{2} C_{2L} (\gamma_2 + L \sin \varphi_2)^2 + \frac{1}{2} C_{3L} (x_2 + H \sin \varphi_2)^2 + \frac{1}{2} C_{13} (\varphi_1 - \varphi_3)^2 + \frac{1}{2} C_{23} (\varphi_2 - \varphi_3)^2 + \frac{1}{2} C_{13X} (x_3 - r_P \varphi_1 \sin \beta_1)^2 + \frac{1}{2} C_{23X} (x_3 - r_L \varphi_2 \sin \beta_2)^2 + \frac{1}{2} C_{13Y} (\gamma_3 + r_P \varphi_1 \cos \beta_1)^2 + \frac{1}{2} C_{23Y} (\gamma_3 + r_L \varphi_2 \cos \beta_2)^2 \quad /37/$$

kde jsou:

$I_1, I_2, I_3 \dots$ hmotnostní momenty setrvačnosti členů 1, 2, 3 k těžišti

C_{12}	... ekvivalentní tuhost spojníků mezi členy 1 a 2
$C_{1P}, C_{2P}, C_{1L}, C_{2L}$	... tuhosti podpor uložení na základě
C_{3P}, C_{3L}	... vodorovné tuhosti podpor uložení na základě
C_{13}, C_{23}	... torzní tuhosti hlavní rozpěrné trubky
$C_{13x}, C_{23x}, C_{13y}, C_{23y}$	... ohybové tuhosti hlavní rozpěrné trubky ve směrech os y a x
K_1, K_2, K_{13}, K_{23}	
$K_{13x}, K_{23x}, K_{13y}, K_{23y}$	
$K_{xP}, K_{xL}, K_{yP}, K_{yL}$	... konstanty tlumení
m_1, m_2, m_3	... hmotnosti členů 1, 2, 3
H, L	... míry vymezující těžiště
r, r_3	... ramena působících sil F a F_3
$r_p, r_L, \beta_1, \beta_2$	... ramena a úhly umístění hlavní rozpěrné trubky na pravé a levé bočnici
α, α_3	... úhly určující směr působení sil F a F_3
F, F_3	... budící síly
ω	... úhlové rychlost /otáčky stroje/
φ_i	... úhlové výchylky $i = 1, 2, 3$
$\dot{\varphi}_i$	... úhlové rychlosti $i = 1, 2, 3$
$\ddot{\varphi}_i$	... úhlové zrychlení $i = 1, 2, 3$
x_i, y_i	... výchylky i - téhož členu $i = 1, 2, 3$
$\dot{x}_i, \dot{y}_i$	... rychlosti i - téhož členu $i = 1, 2, 3$
$\ddot{x}_i, \ddot{y}_i$	... zrychlení i - téhož členu $i = 1, 2, 3$

Použitím vztahů v rovnici 4 získáme devět pohybových diferenciálních rovnic druhého řádu, které jsou matematickým popisem navrženého modelu. Do pohybových rovnic jsou přidány členy, které simulují budící síly /v tomto případě síly přířezového a prošlupního mechanismu/.

Rovnice pak budou mít tvar:

$$\begin{aligned}
 I_1 \ddot{\varphi}_1 = & -C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) + C_{1P} (\gamma_1 - L \sin \varphi_1) L \cos \varphi_1 - \\
 & - C_{2P} (\gamma_1 + L \sin \varphi_1) \cdot L \cdot \cos \varphi_1 - C_{3P} (x_1 + H \sin \varphi_1) \cdot H \cdot \cos \varphi_1 - \\
 & - C_{13} (\varphi_1 - \varphi_3) + C_{13x} (x_3 - r_p \varphi_1 \cdot \sin \beta_1) \cdot r_p \cos \beta_1 - \\
 & - C_{13y} (\gamma_3 + r_p \varphi_1 \cdot \sin \beta_1) \cdot r_p \cos \beta_1 - K_{13} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3) -
 \end{aligned}
 \quad /38/$$

$$-K_1 \dot{\varphi}_1 + \bar{F} \cdot \sin \omega t$$

/38/

$$\begin{aligned} I_2 \ddot{\varphi}_2 = & C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) + C_{1L} (\gamma_2 - L \sin \varphi_2) \cdot L \cdot \cos \varphi_2 - \\ & - C_{2L} (\gamma_2 + L \sin \varphi_2) \cdot L \cdot \cos \varphi_2 - C_{3L} (\chi_2 + H \sin \varphi_2) \cdot H \cdot \cos \varphi_2 - \\ & - C_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) + C_{23X} (\chi_3 - r_L \varphi_2 \sin \beta_2) \cdot r_L \cos \beta_2 - \\ & - C_{23Y} (\gamma_3 + r_L \varphi_2 \cos \beta_2) \cdot r_L \sin \beta_2 - K_{23} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - \\ & - K_2 \dot{\varphi}_2 + F \cdot r \cdot \sin \omega t \end{aligned} \quad /39/$$

$$\begin{aligned} I_3 \ddot{\varphi}_3 = & C_{13} (\varphi_1 - \varphi_3) + C_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) + K_{23} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + \\ & + K_{13} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3) + F_3 r_3 \sin \frac{\omega}{2} \cdot t \end{aligned} \quad /40/$$

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 = & -C_{3P} (\chi_1 + H \sin \varphi_1) - K_{XP} \cdot \dot{x}_1 + K_{13X} (\dot{\chi}_3 - \dot{\chi}_1) + \\ & + F \cos \alpha \cdot \sin \omega t \end{aligned} \quad /41/$$

$$\begin{aligned} m_2 \ddot{x}_2 = & -C_{3L} (\chi_2 + H \sin \varphi_2) - K_{XL} \cdot \dot{x}_2 + K_{23X} (\dot{\chi}_3 - \dot{\chi}_2) + \\ & + F \cos \alpha \cdot \sin \omega t \end{aligned} \quad /42/$$

$$\begin{aligned} m_3 \ddot{x}_3 = & -C_{13X} (\chi_3 - r_P \varphi_1 \sin \beta_1) - C_{23X} (\chi_3 - r_L \varphi_2 \sin \beta_2) - \\ & - K_{13X} (\dot{\chi}_3 - \dot{\chi}_1) - K_{23X} (\dot{\chi}_3 - \dot{\chi}_2) - F_3 \sin \alpha_3 \sin \frac{\omega}{2} \cdot t \end{aligned} \quad /43/$$

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{y}_1 = & C_{1P} (\gamma_1 - L \sin \varphi_1) - C_{2P} (\gamma_1 + L \sin \varphi_1) - K_{YP} \cdot \dot{y}_1 + \\ & + K_{13Y} (\dot{\gamma}_3 - \dot{\gamma}_1) - G_1 + F \sin \alpha \cdot \sin \omega t \end{aligned} \quad /44/$$

$$\begin{aligned} m_2 \ddot{y}_2 = & C_{1L} (\gamma_2 - L \sin \varphi_2) - C_{2L} (\gamma_2 + L \sin \varphi_2) - K_{YL} \cdot \dot{y}_2 + \\ & + K_{23Y} (\dot{\gamma}_3 - \dot{\gamma}_2) - G_2 + F \sin \alpha \cdot \sin \omega t \end{aligned} \quad /45/$$

$$\begin{aligned} m_3 \ddot{y}_3 = & -C_{13} (\gamma_3 + r_P \varphi_1 \cos \beta_1) - C_{23Y} (\gamma_3 + r_L \varphi_2 \cos \beta_2) - \\ & - K_{13Y} (\dot{\gamma}_3 - \dot{\gamma}_1) - K_{23Y} (\dot{\gamma}_3 - \dot{\gamma}_2) - G_3 + F_3 \cos \alpha_3 \cdot \sin \frac{\omega}{2} \cdot t \end{aligned} \quad /46/$$

Těchto 9 rovnic je obdobně jako v předchozím případě převedeno substitucí na soustavu 18 diferenciálních rovnic prvního řádu a řešeno na počítači.

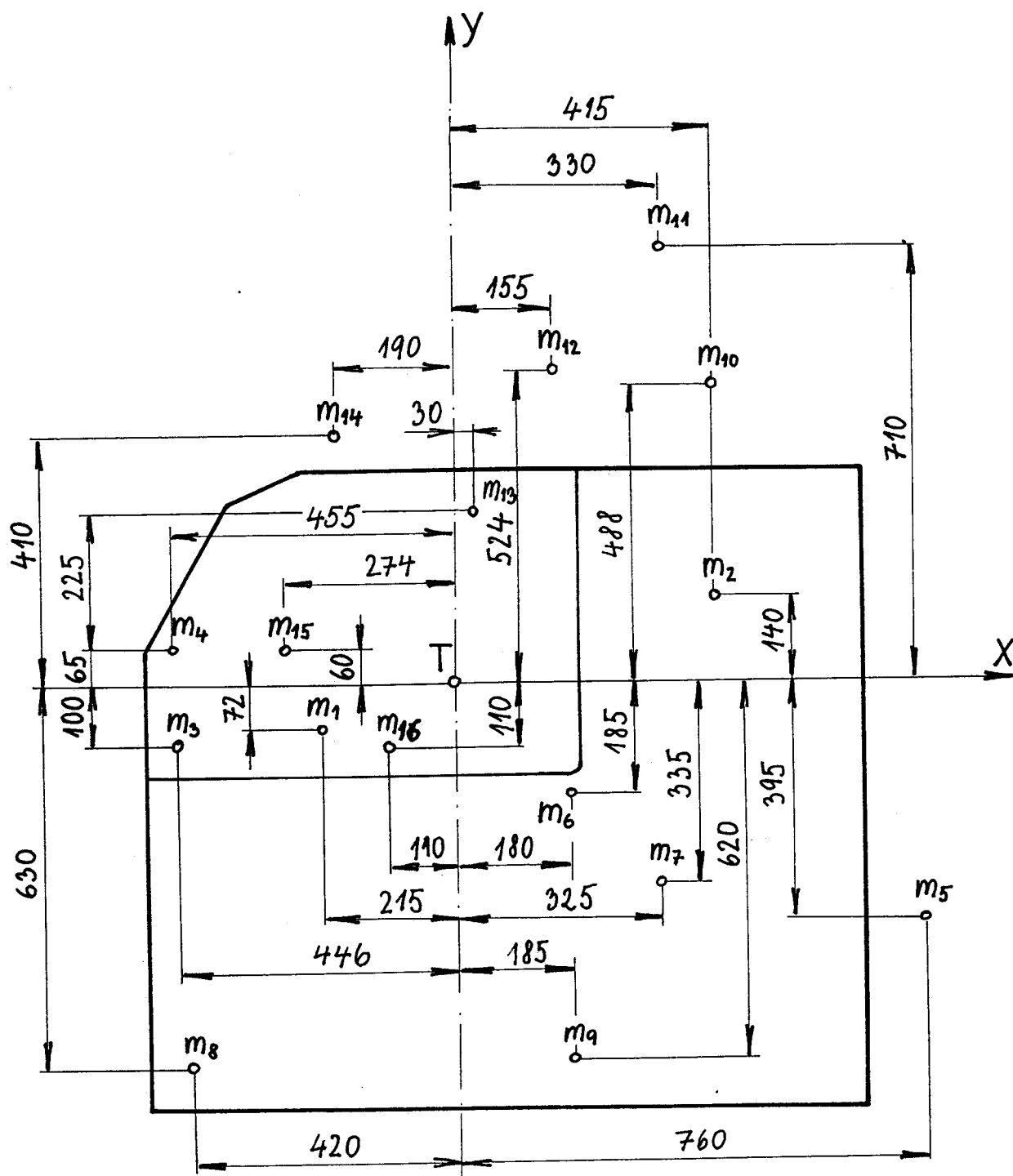
8. URČENÍ HMOTOVÝCH MOMENTŮ SETRVAČNOSTI

Postup určování hmotových momentů setrvačnosti pro daný model je obdobný jako u stroje PS, popsaný již v kapitole 6.1.

Vlastní momenty setrvačnosti obou bočnic, prošlupní a bidlenové skříně byly určeny přibližným výpočtem.

Uložení jednotlivých agregátů stroje na pravé a levé bočnici ukazují obr. 17 a 18. Tabulky 9 a 10 pak udávají přehled o uvažovaných agregátech, jejich hmotnosti, ramenu a momentu setrvačnosti jednotlivých agregátů jako hmotných bodů k výslednému těžišti. V tom je také mimo jiné odlišnost od modelu rámu stroje PS, kde se momenty setrvačnosti počítaly ke zvolenému úložnému bodu na podložce.

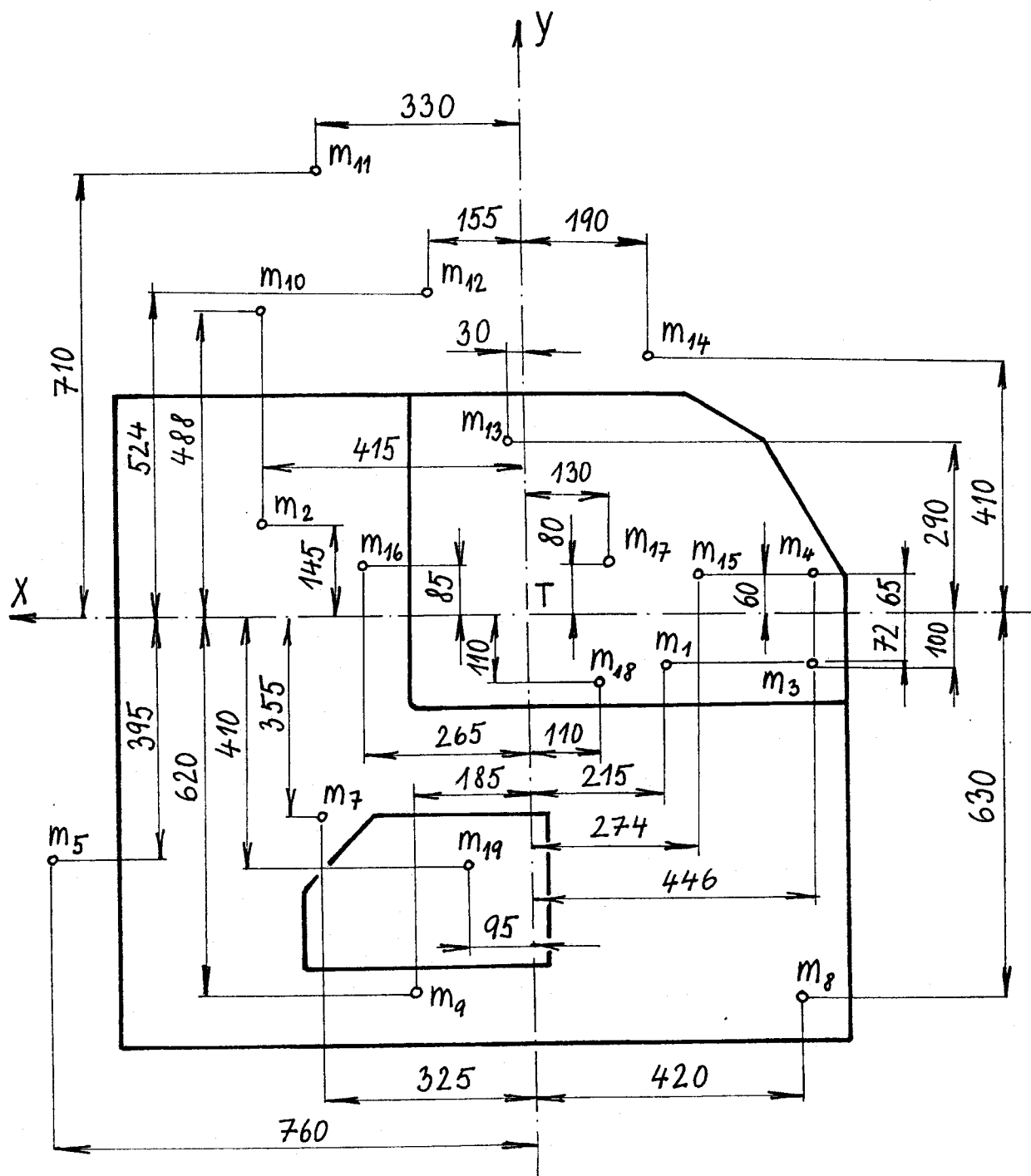
Těžiště bylo určeno s ohledem na všechny agregáty na bočnici připevněné. K součtu všech momentů setrvačnosti jednotlivých agregátů byly připočteny také vlastní momenty setrvačnosti bočnic, které byly přibližně spočteny a u levé bočnice také vlastní moment setrvačnosti bidlenové skříně spočtený rovněž přibližně.



Obr. 17 Bočnice pravé

člen	název	m [kg]	r [m]	I [kg m ²]
1	hlev. rozpěr. trubka 108 - 14	30,12	0,225	1,525
2	osnovní vál	105	0,44	20,33
3	odtah	40	0,452	8,17
4	nosník	23,5	0,456	4,886
5	zbožový vál	10,5	0,846	7,52
6	rozpěrná trubka 60 - 8	19	0,256	1,245
7	nřítlačné rameno zboží	5,5	0,46	1,189
8	rozpěrná trubka 98 - 8	16,8	0,76	9,75
9	rozpěrná trubka 90 - 6	14,6	0,65	6,17
10	konzola svěrky	9,2	1,26	6,17
11	svěrka	25	0,78	15,44
12	osnovní zarážky	4	0,54	1,14
13	rozpěrná trubka 56 - 9	10,3	0,20	0,836
14	odměřovač útku	4,6	0,44	0,89
15	bidlen	37	0,27	2,69
16	prošlupní skříň	58	0,15	1,39

tab. č. 9 K pravé bočnici



Obr. 18 Bočnice levé

člen	název	m[kg]	r[m]	I[kg m ²]
1	hlav rozpěr. trubka 108 - 14	30,12	0,225	1,525
2	osnovní vál	105	0,44	20,33
3	odtah	40	0,45	8,17
4	nosník	23,5	0,456	4,88
5	zbo žový vál	10,5	0,846	7,52
6	rozpěrná trubka 60 - 8	19	0,256	1,24
7	přítlač. rameno zboží	5,5	0,46	1,19
8	rozpěrná trubka 98 - 8	16,8	0,76	9,75
9	rozpěrná trubka 90 - 6	14,6	0,65	6,17
10	ko nzola svěrky	9,2	0,63	3,7
11	svěrka	25	0,78	15,44
12	osnovní zařezky	4	0,54	4,78
13	rozpěrná trubka 56 - 9	10,3	0,285	0,836
14	odměřovač útku	4,6	0,44	0,88
15	bidlen	37	0,27	2,69
16	osnovní regulátor	35	0,27	2,64
17	bidlenové skříň	115	0,16	12,2
18	prošlupní skříň	58	0,25	1,393
19	motor	6	0,31	1

tab. č. 10 K levé bočnici

8.1. URČENÍ TUHOSTÍ

Tuhosti C_{1P} , C_{2P} , C_{3P} , C_{1L} , C_{2L} , C_{3L} , které představují tuhosti podložky pod členy 1 a 2 byly u modelu zvoleny $1 \cdot 10^5$ N m a v příslušných variantách pak obměňovány.

Tuhost C_{12} představuje celkovou tuhost všech spojníků mezi bočnicemi, kromě hlavní rozpěrné trubky a je tedy dána prostým součtem všech tuhostí těchto spojníků.

Torzní tuhosti C_{13} a C_{23} a ohybové tuhosti C_{13X} , C_{23X} , C_{13Y} , C_{23Y} představují tuhosti v ohybu hlavní rozpěrné trubky, které nese také prošlupní skříň.

Převážnou část spojníku rámu stroje PN tvoří rozpěrné trubky. Pro to při výpočtu průřezových veličin spojníku je využito vztahu pro mezikruží:

Osový moment setrvačnosti v krutu:

$$I_K = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4)$$

Torzní tuhost:

$$C_K = \frac{G I_K}{l}$$

Osový moment setrvačnosti v ohybu:

$$I_X = I_Y = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$$

Ohybové tuhost:

$$C_{X,Y} = \frac{3 E I_{X,Y}}{l}$$

Pro výpočet ohybových tuhostí hlavní rozpěrné trubky platí podle teorie pružnosti a pevnosti vztahy jako pro nosník na dvou podporách se silou uprostřed:

$$C_{13X} = C_{13Y} = \frac{3 E I_{X,Y} \cdot l}{2 a^3 b} \quad \text{a} \quad C_{23X} = C_{23Y} = \frac{3 E I_{X,Y} \cdot l}{2 a b^3}$$

kde: l ... délka hlavní rozpěrné trubky

a ... vzdálenost mezi pravou bočnicí a prošlupní skříní

b ... vzdálenost mezi levou bočnicí a prošlupní skříní

8.2. URČENÍ KONSTANT TLUMENÍ

Vztahy pro výpočet konstant tlumení byly uvedeny již v kapitole 6.2. Výpočet je principiálně stejný jako v předchozím případě. Také zde je využito vztahů pro přepočet ohybových tuhostí na torzních a to u tuhostí C_1 a C_2 . U ostatních konstant tlumení se počítá vždy s příslušnou tuhostí označenou stejným indexem. Hodnoty konstant tlumení jsou společně s f , Ω , C , N uvedeny v tab. 11.

index	C [N m]	Ω [s]	f [Hz]	K [N m s]	N [s]
1	$1,62 \cdot 10^6$	124,12	19,76	$2,793 \cdot 10^3$	13,69
2	$2,39 \cdot 10^6$	135,4	21,7	$3,88 \cdot 10^3$	15,06
13	$6,69 \cdot 10^5$	79,7	12,82	$1,87 \cdot 10^3$	8,88
23	$1,024 \cdot 10^6$	82,14	16,64	$2,97 \cdot 10^3$	11,53
13x	$2,578 \cdot 10^6$	79	12,65	$7,23 \cdot 10^3$	8,76
23x	$6,046 \cdot 10^6$	100,7	16,13	$1,33 \cdot 10^4$	11,18
13y	$2,578 \cdot 10^6$	79	12,65	$7,23 \cdot 10^3$	8,76
23y	$6,046 \cdot 10^6$	100,7	16,13	$1,33 \cdot 10^4$	11,18
xp	$1 \cdot 10^5$	15,55	2,475	$1,41 \cdot 10^3$	1,715
xl	$1 \cdot 10^5$	12,95	2,062	$2,89 \cdot 10^3$	1,429
yp	$2 \cdot 10^5$	22,05	3,508	$1,817 \cdot 10^4$	2,43
yl	$2 \cdot 10^5$	18,32	2,916	$2,408 \cdot 10^3$	2,02

Označení v programu	Velikost	Rozměr	Hodnota
W 1	I_1	kg m s^{-2}	105,28
W 2	I_2	"	128,85
W 3	I_3	"	14,62
W 4	C_{12}	N m	$3,462 \cdot 10^5$
W 5	C_{1P}	"	$1 \cdot 10^5$
W 6	C_{2P}	"	$1 \cdot 10^5$
W 7	C_{3P}	"	$1 \cdot 10^5$
W 8	C_{1L}	"	$1 \cdot 10^5$
W 9	C_{2L}	"	$1 \cdot 10^5$
W 10	C_{3L}	"	$1 \cdot 10^5$
W 11	C_{13}	"	$6,691 \cdot 10^5$
W 12	C_{23}	"	$1,024 \cdot 10^6$
W 13	C_{13X}	N m^{-1}	$2,587 \cdot 10^6$
W 14	C_{23X}	"	$6,046 \cdot 10^6$
W 15	C_{13Y}	"	$2,578 \cdot 10^6$
W 16	C_{23Y}	"	$6,046 \cdot 10^6$
W 17	K_{23}	N m s	2 971
W 18	K_{13}	"	1 871
W 19	K_1	"	2 793
W 20	K_2	"	3 881
W 21	K_{13X}	"	7 237
W 22	K_{23X}	"	1 333

tab. 12 Vstupní parametry

Označení v programu	Veličina	Rozměr	Hodnota
W 23	K_{13Y}	N m s	7 238
W 24	K_{23Y}	"	1 333
W 25	K_{YD}	"	1 417
W 26	K_{YP}	"	1 818
W 27	K_{XL}	"	2 896
W 28	K_{YL}	"	2 408
W 29	m_1	kg	413,12
W 30	m_2	"	596,12
W 31	m_3	"	58
W 32	E	m	0,695
W 33	L	"	0,575
W 34	r	"	0,215
W 35	r_3	"	0,135
W 36	α	rad	0,7505
W 37	α_3	"	0,6283
W 38	β_1	"	0,7679
W 39	β_2	"	0,7679
W 40	ω	rad s	60
W 41	F	N	1 000
W 42	F_3	"	1 000
W 43	r_p	m	0,155
W 44	r_L	"	0,155

tab. 12 Vstupní parametry

9. ZÁVĚR A ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

ŘEŠENÍ RÁMU STROJE PS - 190

Výsledkem řešení daného modelu metodou Runge - Kutta n a počítači EC - 1033 jsou grafické závislosti výchylek, rychlostí a zrychlení na čase. Obměnou vstupních dat programu je možno dosáhnout celé řady variant řešení daného modelu. Jedna varianta obsahuje 33 grafických závislostí výchylek rychlostí a zrychlení rozdělených pro přehlednost do 6 souborů takto:

- č. 1 $\varphi_1 - \varphi_7 \approx Z_1 - Z_7 \dots$ úhlové výchylky členů 1 - 7
- č. 2 $x_6, y_6, x_7, y_7 \approx Z_8, Z_9, Z_{10}, Z_{11} \dots$ výchylky členů 6 a 7 ve směrech os x a y
- č. 3 $\omega_1 - \omega_7 \approx Z_{12} - Z_{18} \dots$ úhlové rychlosti členů 1 - 7
- č. 4 $v_{6x}, v_{6y}, v_{7x}, v_{7y} \approx Z_{19}, Z_{20}, Z_{21}, Z_{22} \dots$ rychlosti členů 6 a 7 ve směrech os x a y
- č. 5 $\varepsilon_1 - \varepsilon_7 \approx Z_{23} - Z_{29} \dots$ úhlové zrychlení členů 1 - 7
- č. 6 $a_{6x}, a_{6y}, a_{7x}, a_{7y} \approx Z_{30}, Z_{31}, Z_{32}, Z_{33} \dots$ zrychlení členů 6 a 7 ve směrech os x a y

Označení Z_i , kde $i = 1 - 33$ odpovídá označení výchylek rychlostí a zrychlení v grafických přílohách.

Pro rám stroje PS byl použit záměrně stejný model jako použil loňský diplomant Vávra pro rám stroje typu OK.

Záměrem bylo porovnat oba typy rámu a zjistit jak výrazné změny přinesla nová konstrukce.

Pro daný model rámu jsem provedl 11 variant řešení, jejichž grafickou podobu přikládám jako přílohu k diplomové práci.

Seznam příloh:

- č.1 - základní varianta pro skutečné, spočtené parametry str - je
- č.2 - zvýšení konstant tlumení $K_1 - K_5, K_{6x}, K_{6y}, K_{7x}, K_{7y}$ o 25 %
- č.3 - snížení konstant tlumení $K_1 - K_5, K_{6x}, K_{6y}, K_{7x}, K_{7y}$ o 50 %
- č.4 - snížení tuhostí $C_{16}, C_{56}, C_{57}, C_{27}$ o 50 %
- č.5 - zvýšení tuhostí $C_{16}, C_{56}, C_{57}, C_{27}$ o 50 %
- č.6 - snížení $I_1 - I_7$ a $K_1 - K_5$ o 50 %

- č. 7 - snížení I_6 , I_7 o 25 % a m_6 , m_7 o 25 %
- č. 8 - snížení otáček stroje na $400 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
- č. 9 - zvýšení otáček stroje na $800 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
- č. 10 - zvýšení tuhostí podložky $C_1 - C_5$ o 50 %
- č. 11 - snížení C_{16X} , C_{16Y} , C_{26X} , C_{26Y} , C_{36X} , C_{36Y} , C_{57X} , C_{57Y} o 50 %

V uvedených grafických závislostech se vyskytují kromě základní frekvence ještě další frekvence různých řádů. Je třeba proto vzít v úvahu, že nepřesnost odečítání frekvencí z grafů, vzhledem k časovému měřítku roste se stoupajícími frekvencemi. Proto jsou vyhodnocovány především nižší frekvence, které jsou pro dynamiku rámu významné.

9.1. ZÁKLADNÍ VARIANTA /č. 1/

Tato varianta byla zpracována se spočtenými parametry, které jsou uvedeny v tab. č. 8. Příloha zobrazuje chvění rámu během prvních dvou otáček stroje. Výsledky jsou zobrazeny v tab. 13.

Z grafu a tabulky vyplývá, že chvění se nejvíce projevuje na členech 5 - 7. U členů 6 a 7 je také výraznější kmitání ve směrech os x a y . U členů 1 - 4 se projevuje vyšší harmonické složka kmitání, která je patrná rovněž u rovinných kmitů členů 6 a 7. Menší časový předstih pohybu členu 5 je dán uložením otočného bodu stojanu.

čl.	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	10,58	9,59 10 ⁻⁴	186,32	3,1 10 ⁻⁴	58,8	2,49 10 ⁻³	123,8	0,27
2	10,42	9,89 10 ⁻⁴	170,2	3,4 10 ⁻⁴	58,6	2,51 10 ⁻³	186,5	0,30
3	10,20	7,55 10 ⁻⁴	188,5	2,42 10 ⁻⁴	41,6	2,58 10 ⁻³	186,5	0,23
4	10,20	7,31 10 ⁻⁴	190,7	2,20 10 ⁻⁴	42,3	2,59 10 ⁻³	186,7	0,21
5	10,81	0,07			11,36	4,83		
6	10,24	0,06			10,41	4,41		
7	10,24	0,07			10,41	4,41		
		[m s ⁻¹]		[m s ⁻¹]		[m s ⁻²]		[m s ⁻²]
6x	10,86	8,67 10 ⁻³			11,05	1,6	174	0,05
6y	11,23	0,079	52,63	19,77	12,05	19,7	57,6	17,48
7x	10,86	8,67 10 ⁻³			11,02	1,59	237	0,05
7y	11,23	0,08	52,63	19,77	12,05	19,7	57,57	17,48

tab. 13 K příloze č. 1

čl.	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	10,69	9,47 10 ⁻⁴	186,9	2,068 10 ⁻⁴	61,6	0,024	186,4	0,164
2	10,05	9,73 10 ⁻⁴	211,6	2,234 10 ⁻⁴	62,14	0,0562	182,2	0,29
3	10,63	7,43 10 ⁻⁴	212,8	1,845 10 ⁻⁴	61,8	0,024	195,7	0,23
4	10,58	7,2 10 ⁻⁴	188,5	1,618 10 ⁻⁴	61,8	0,0208	190,9	0,214
5	11,11	0,063			11,36	4,756		
6	10,41	0,066			10,63	4,312		
7	10,41	0,066			10,63	4,312		
		[m s ⁻¹]		[m s ⁻¹]		[m s ⁻²]		[m s ⁻²]
6x	10,86	4,60 10 ⁻³			11,2	1,62	326,2	0,11
6y	10,05	0,077	58	0,043	9,345	3,49	57,57	16,68
7x	10,86	9,6 10 ⁻³			11,12	1,599	342,5	0,10
7y	10,05	0,077	58	0,043	9,345	3,49	57,57	16,68

tab. č. 14 K příloze č. 2

9.2. Vliv konstant tlumení /č. 2, č. 3/

Příloha č. 2 zobrazuje vliv zvýšení všech konstant tlumení o 25 % oproti základní variantě, příloha č. 3 pak snížení těchto konstant o 50 %. Výsledky udávají tabulky č. 14 a 15.

Snížením všech konstant tlumení dochází u všech členů ke zvýšení frekvence a ke snížení amplitud rychlostí. U zrychlení došlo ke zvýšení frekvence i amplitud.

Při snížení konstant tlumení došlo u členů 1 - 5 ke zvýšení frekvence rychlosti i zrychlení. U členů 6 a 7 se rychlost frekvence snížila přičemž amplituda rychlosti zůstala přibližně stejná.

Konstanty tlumení je výhodnější zvyšovat, a to volbou materiálu podložky.

9.3. Vliv torzních tuhostí hlavního spojníku /č. 4 a č. 5/

Příloha č. 4 zahrnuje snížení tuhostí C_{16} , C_{56} , C_{57} , C_{27} o 50 % a příloha č. 5 zvýšení těchto tuhostí o 50 %.

Frekvence i amplitudy rychlostí snížení rychlostí klesly. Výjimkou je člen 5, u něhož se snížení projevilo opačným účinkem.

U zrychlení došlo ke snížení frekvencí a zvýšení amplitud. Zvýšení torzních tuhostí hlavního spojníku vzrostly frekvence a amplitudy rychlostí u členů 5, 6, 7. U zrychlení došlo zejména u členů 1 - 4 k výraznému nárůstu amplitud. Snížení torzních tuhostí se tedy jeví jako výhodnější, neboť se lépe utlumí rotační pohyb jednotlivých členů a tím i chvění celé ho rámu.

čl.	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	10,63	$9,92 \cdot 10^{-4}$	177,95	$2,58 \cdot 10^{-4}$	62,69	$2,51 \cdot 10^{-3}$	186,43	0,309
2	11,11	$1,02 \cdot 10^{-3}$	186,42	$2,56 \cdot 10^{-4}$	61,82	$2,46 \cdot 10^{-3}$	186,42	0,312
3	11,56	$7,77 \cdot 10^{-4}$	176,85	$2,18 \cdot 10^{-4}$	53,26	0,024	211,02	0,223
4	10,65	$7,49 \cdot 10^{-4}$	170,22	$2,09 \cdot 10^{-4}$	54,18	0,021	190,97	0,204
5	10,99	0,064			11,36	5,938	50,19	0,353
6	9,26	0,069			9,25	4,756	44,49	0,273
7	9,26	0,069			9,25	4,756	44,74	0,273
	[m s ⁻¹]			[m s ⁻¹]		[m s ⁻²]		[m s ⁻²]
6x	10,75	$8,83 \cdot 10^{-3}$			11,63	1,6	355,9	0,126
6y	10,63	0,085	65,25	0,04	10,42	2,84	58,87	18,42
7x	10,75	$8,829 \cdot 10^{-3}$			11,53	1,6	349,8	0,149
7y	10,63	0,085	65,25	0,04	10,42	2,84	58,87	18,42

tab. 15 K příloze č. 3

čl.	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	10,10	$9,19 \cdot 10^{-4}$	190,9	$2,17 \cdot 10^{-4}$	57,15	0,018	182,09	0,598
2	10,26	$9,47 \cdot 10^{-4}$	186,3	$2,41 \cdot 10^{-4}$	57,26	0,025	190,97	0,266
3	10,10	$7,28 \cdot 10^{-4}$	186,5	$1,96 \cdot 10^{-4}$	59,3	0,019	182,09	0,219
4	10,12	$7,36 \cdot 10^{-4}$	186,4	$1,59 \cdot 10^{-4}$	59,11	0,014	182,09	0,186
5	11,11	0,062			11,36	4,63	64,18	0,26
6	9,0	0,16			9,17	9,15		
7	9,0	0,16			9,17	9,15		
		[m s ⁻¹]		[m s ⁻¹]		[m s ⁻²]		[m s ⁻²]
6x	10,86	$8,43 \cdot 10^{-3}$			11,23	1,6	313,2	0,208
6y	10,75	0,029	57,57	0,052	9,0	19,69	59,32	17,16
7x	10,69	$8,41 \cdot 10^{-3}$			11,26	1,59	326,2	0,205
7y	10,75	0,029	57,57	0,052	9,0	19,69	59,32	17,16

tab. č. 16 K příloze č. 4

čl.	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	10,05	9,18 10 ⁻⁴	186,42	2,69 10 ⁻⁴	60,6	0,33	182	0,244
2	10,11	9,43 10 ⁻⁴	200,7	2,72 10 ⁻⁴	60,4	0,37	186,4	0,276
3	10,09	7,27 10 ⁻⁴	210,6	2,15 10 ⁻⁴	50	0,378	186,4	0,23
4	10,10	7,27 10 ⁻⁴	186,4	2,58 10 ⁻⁴	49,8	0,362	182,1	0,22
5	11,63	0,06			11,49	4,48	51,51	2,28
6	9,25	0,21			9,8	13,91		
7	9,25	0,21			9,8	13,91		
		[m s ⁻¹]		[m s ⁻¹]		[m s ⁻²]		[m s ⁻²]
6x	10,41	8,27 10 ⁻³				1,6	326	0,12
6y	10,6	0,078	55,9	0,05		19,69	59,31	16,38
7x	10,42	8,29 10 ⁻³				1,6	326	0,126
7y	10,6	0,078	55,92	0,05		19,69	59,31	16,38

tab. č. 17-K příloze č. 5

čl.	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	9,26	8,09 10 ⁻⁴	252	9,03 10 ⁻⁵	49,4	0,69	290	0,223
2	9,18	8,15 10 ⁻⁴	270	7,96 10 ⁻⁵	47,8	0,72	286	0,249
3	9,42	6,65 10 ⁻⁴	264	9,4 10 ⁻⁵	48,7	0,61	245	0,189
4	9,31	6,72 10 ⁻⁴	272	7,88 10 ⁻⁵	47,67	0,62	254	0,165
5	9,17	0,04	57,6	2,05 10 ⁻³	9,43	4,48	62,5	0,79
6	9,09	0,04	147,7	9 10	9,34	4,08	55,6	0,29
7	9,09	0,04	147,7	9 10	9,34	4,08	55,6	0,29
		[m s ⁻¹]		[m s ⁻¹]		[m s ⁻²]		[m s ⁻²]
6x	9,43	5,92 10 ⁻³	45,5	3,1 10	16,6	1,58	290	0,19
6y	9,8	0,071	58,4	0,05	6,72	19,8	58,6	17,34
7x	9,43	5,86 10 ⁻³	45,6	3,1 10	14,7	1,56	292	0,19
7y	9,8	0,07	58,43	0,05	14,7	19,8	58,6	17,34

tab. č. 18 K příloze č. 6

9.4. VLIV HMOTOVÝCH MOMENTŮ SETRVAČNOSTI ČLENŮ 1 - 7, VLIV HMOTNOSTÍ m_6, m_7 / č. 6, 7 /

Příloha č. 6 zachycuje průběh chvění rámu při snížení hmotových momentů setrvačnosti členů 1 - 7 o 50 % při současném snížení konstant tlumení $K_1 - K_5$ také o 50 %. Ukázalo se, že výrazně poklesly frekvence a to u rychlostí u všech členů, frekvence zrychlení rovinných pohybů členů 6 a 7 naopak vzrostla.

Amplitudy rychlostí se snížily u všech členů, amplitudy zrychlení se snížily jen u členů 5 - 7, u členů 1 - 4 naopak vzrostly. V příloze č. 7 byly sníženy I_6, I_7 a m_6, m_7 o 25 % při původních konstantách tlumení $K_1 - K_5$.

Toto se projevilo výrazněji snížením frekvencí rychlostí a zrychlením u pohybu členů 6 a 7 ve směrech osy y. Významně také vzrostly amplitudy zrychlení u členů 1 - 4 oproti základní variantě.

Optimální volba hmotových momentů setrvačnosti a hmotností členů 6 a 7 má významný vliv na celou dynamiku rámu tkacího stroje. Tyto parametry se musí volit tak, abychom se za provozu stroje pohybovali mimo rezonanční oblast, neboť jinak by došlo k rozkmitání celého stroje.

9.5. VLIV RYCHLOSTI OTÁČENÍ STROJE / č. 8, 9 /

Varianta číslo 8 zachycuje snížení otáček stroje na 400 ot.min⁻¹ a varianta č. 9 naopak zvýšení na 800 ot.min⁻¹. Podle očekávání došlo při zvýšení otáček stroje k nárůstu výchylek všech členů, při snížení naopak k poklesu výchylek. Při zvýšení otáček došlo také k nárůstu amplitud rychlostí a zrychlení. Otáčky stroje se tedy významně podílejí na dynamickém chování rámu. Cestou k omezení vlivu provozních otáček na chvění je dynamické naladění celého stroje.

čl.	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	10,63	9,57 10 ⁻⁴	186,4	2,16 10 ⁻⁴	65,9	0,33	190	0,23
2	10,82	9,68 10 ⁻⁴	190,9	2,88 10 ⁻⁴	66,7	0,36	186	0,25
3	10,65	7,56 10 ⁻⁴	182,1	2,09 10 ⁻⁴	62,5	0,35	186,4	0,2
4	10,72	7,42 10 ⁻⁴	186,4	2,06 10 ⁻⁴	62,5	0,26	202	0,19
5	11,11	0,065			11,5	4,66	52	0,37
6	10,4	0,06			11,5	4,6	111	0,06
7	10,41	0,06			11,23	4,14	112	0,06
		[m.s ⁻¹] ₋₃		[m.s ⁻¹]		[m.s ⁻²]		[m.s ⁻²]
6x	10,86	8,57 10 ⁻⁴	206	0,018	10,42	1,74	130	0,08
6y	10,42	0,071	62,64	0,045	11,36	19,54	67,5	15,44
7x	10,86	8,56 10 ⁻⁴	206	0,018	10,5	1,74	133	0,079
7y	10,42	0,071	62,64	0,045	11,36	19,54	67,5	15,44

tab. č. 19 K příloze 7

čl.	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	8,51	5,59 10 ⁻⁴	178	1,43 10 ⁻⁴	46,1	0,245	186,4	0,15
2	8,42	5,48 10 ⁻⁴	191	1,68 10 ⁻⁴	45,1	0,28	190,1	0,16
3	8,65	4,79 10 ⁻⁴	201	1,48 10 ⁻⁴	55,9	0,274	182	0,14
4	8,36	4,6 10 ⁻⁴	190,9	1,42 10 ⁻⁴	56,13	0,254	186,4	1,15
5	9,9	0,025	42,3	1,4 10 ⁻³	12,05	2,29	46,05	0,78
6	6,41	0,03	32,6	1,6 10 ⁻³	9,8	2,08	32,62	0,19
7	6,41	0,03	32,6	1,6 10 ⁻³	9,8	2,08	32,6	0,19
		[m.s ⁻¹] ₋₃		[m.s ⁻¹] ₋₄		[m.s ⁻²]		[m.s ⁻²]
6x	9,25	3,83 10 ⁻⁴	55,9	2,64 10 ⁻⁴	11,9	1,11	356	0,08
6y	10,86	0,06	60,23	0,04	10,46	19,3	60,2	16,13
7x	9,25	3,83 10 ⁻⁴	55,9	2,64 10 ⁻⁴	11,9	1,12	356	0,079
7y	10,86	0,06	60,23	0,04	10,46	19,33	60,23	16,13

tab. č. 20 K příloze č. 8

čl.	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	11,24	1,27 10	201	2,86 10	48,9	0,517	186,4	0,39
2	11,12	1,29 10	191	2,7 10	47,1	0,519	190,9	0,4
3	11,16	8,8 10	191	2,96 10	43,7	0,539	191	0,29
4	11,32	7,96 10	186	2,8 10	42,19	0,49	186	0,28
5	13,15	0,122	92,6	2,4 10	13,3	9,67	65,2	0,53
6	11,9	0,08	68	4,28 10	12,98	6,17	34	0,74
7	11,9	0,08	68	4,28 10	12,98	6,17	34	0,74
		[m·s ⁻¹]		[m·s ⁻¹]		[m·s ⁻²]		[m·s ⁻²]
6x	12,8	0,14			13,15	2,24	363	0,06
6y	11,94	0,049	56,7	0,045	11,28	20,12	58,12	15,8
7x	12,85	0,14			13,26	2,24	363	0,07
7y	11,94	0,049	56,7	0,045	11,28	20,12	58,12	15,8

tab. č. 21 K příloze č. 9

čl.	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	11,24	7,82 10 ⁻⁴	191	2,49 10 ⁻⁴	60,2	0,34	186,4	0,26
2	11,12	8,9 10 ⁻⁴	186	2,56 10 ⁻⁴	60,5	0,38	191	0,28
3	11,3	6,8 10 ⁻⁴	186,4	2,77 10 ⁻⁴	59,3	0,39	186	0,27
4	11,21	6,67 10 ⁻⁴	191	2,08 10 ⁻⁴	58,14	0,36	191	0,26
5	14,28	0,05			11,7	3,82	52,25	0,39
6	13,15	0,05			12,8	3,87	20,07	0,39
7	13,15	0,05			12,85	3,87	20,07	0,39
		[m·s ⁻¹]		[m·s ⁻¹]		[m·s ⁻²]		[m·s ⁻²]
6x	10,4	7,35 10	131	2,4 10 ⁻⁴	12,8	1,6	342	0,07
6y	10,9	0,07	62,5	0,03	11,65	19,7	60,28	16,7
7x	10,56	7,4 10 ⁻³	133	2,6 10 ⁻⁴	12,9	1,6	346	0,08
7y	10,9	0,08	62,5	0,03	11,65	19,6	60,3	16,7

tab. č. 22 K příloze č. 10

9.6. VLIV TUHOSTI PODLOŽKY /č. 10/

V příloze č. 10 byly oproti základní variantě zvýšeny tuhosti podložky $C_1 - C_5$ o 50 %.

Zvýšením tuhostí podložek došlo u všech členů 1 - 7 ke zvýšení frekvencí kmitání. Došlo také k výraznému nárůstu amplitud zrychlení. Jak je tedy vidět, není dobré nadměrně zvyšovat tuhost podložky.

9.7. VLIV OHYBOVÝCH TUHOSTÍ HLAVNÍHO SPOJNÍKU /č. 11/

V příloze č. 11 byly tuhosti C_{16x} , C_{16y} , C_{26x} , C_{26y} , C_{56x} , C_{56y} , C_{27x} , C_{27y} sníženy o 50 %. Vedlo to ke zvýšení frekvencí a snížení amplitud rychlostí u členů 1 - 4, u členů 5 - 7 se frekvence výrazně snížily a amplitudy naopak dosti výrazně vzrostly. Stejně tak u zrychlení výrazně vzrostly amplitudy u členů 1 - 5.

Zdejší se tedy výhodnější vyšší ohybové tuhosti a hlavního spojníku.

čl.	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	11,9	8,32 10 ⁻⁴	201	3,45 10 ⁻⁴	35,6	0,58	186	0,28
2	11,7	8,3 10 ⁻⁴	191	3,2 10 ⁻⁴	35,6	0,62	191	0,29
3	11,5	6,5 10 ⁻⁴	186	2,5 10 ⁻⁴	39,2	0,52	201	0,21
4	11,4	6,2 10 ⁻⁴	191	2,6 10 ⁻⁴	39	0,59	182	0,23
5	9,3	0,13			9,6	7,12	48,9	0,35
6	8,5	0,72			9,82	3,8		
7	8,5	0,72			9,8	3,82		
		[m s ⁻¹]		[m s ⁻¹]		[m s ⁻²]		[m s ⁻²]
6x	9	0,02	224	1,2 10 ⁻³	8,7	2,62	212	1,46
6y	9,3	0,11	44,7	0,05	9,16	19,7	139	16,7
7x	9,0	0,017	224	1,2 10 ⁻³	8,8	2,61	212	1,5
7y	9,3	0,11	44,7	0,05	9,2	19,9	3,9	16,7

tab. č. 23 K příloze č. 11

10. ZÁVĚR A ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

ŘEŠENÍ RÁMU STROJE PN 130 B

Jedna varianta řešení modelu rámu stroje PN obsahuje 27 grafických závislostí. Pro přehlednost jsou opět orzděleny do 6 souborů:

- 1 $\varphi_1 - \varphi_3 \approx Z_1 - Z_3$ úhlové výchylky členů 1 - 3
- 2 $x_1 - x_3, y_1 - y_3 \approx Z_4 - Z_9$... výchylky členů 1 - 3 ve směrech os x a y
- 3 $\omega_1 - \omega_3 \approx Z_{10} - Z_{12}$... úhlové rychlosti členů 1 - 3
- 4 $v_{x1} - v_{x3}, v_{y1} - v_{y3} \approx Z_{13} - Z_{18}$... rychlosti členů 1-3 ve směrech os x a y
- 5 $\epsilon_1 - \epsilon_3 \approx Z_{19} - Z_{21}$... úhlové zrychlení členů 1 - 3
- 6 $a_{x1} - a_{x3}, a_{y1} - a_{y3} \approx Z_{22} - Z_{27}$... zrychlení členů 1 - 3 ve směrech os x a y

Pro rám stroje PN 130 B byl použit úplně odlišný model než u stroje PS, neboť lépe vystihuje vlastnosti daného rámu.

Pro daný model jsem provedl 23 variant řešení což představuje 621 grafických závislostí výchylek, rychlostí a zrychlení.

Seznam příloh:

- č. 12 - Základní varianta pro spočtené parametry stroje
- č. 13 - Zvýšení otáček stroje na $1\,500\text{ ot}\cdot\text{min}^{-1}$
- č. 14 - Zvýšení C_{1p}, C_{1L} o 200 % a snížení C_{2p}, C_{2L} o 75 %
- č. 15 - Zavedení nulových budících účinků F a F_3
- č. 16 - Zvýšení sil F a F_3 o 100 %
- č. 17 - Zvýšení tuhostí $C_{1p}, C_{2p}, C_{3p}, C_{1L}, C_{2L}, C_{3L}$ o 100 %
- č. 18 - Snížení tuhostí $C_{1p}, C_{2p}, C_{3p}, C_{1L}, C_{2L}, C_{3L}$ o 50 %
- č. 19 - Zvýšení C_{3p}, C_{3L} o 100 %
- č. 20 - Zvýšení $C_{1p}, C_{2p}, C_{1L}, C_{2L}$ o 100 %
- č. 21 - Zvýšení konstant tlumení o 50 %
- č. 22 - Snížení konstant tlumení o 50 %
- č. 23 - Snížení tuhostí C_{3p}, C_{3L} o 50 %
- č. 24 - Zvýšení hmotností $m_1 - m_3$ o 100 %
- č. 25 - Snížení hmotností $m_1 - m_3$ o 50 %
- č. 26 - Snížení F o 50 % a zvýšení F_3 o 100 %

- č. 27 - Snížení F_3 o 50 % a Zvýšení F o 100 %
- č. 28 - Zavedení kritických konstant tlumení
- č. 29 - Zvýšení C_{2P}, C_{3L} o 300 % a snížení $C_{1P}, C_{2P}, C_{1L}, C_{2L}$ o 50 %
- č. 30 - Snížení C_{1P}, C_{2P}, C_{3P} o 75 % a zvýšení C_{1L}, C_{2L}, C_{3L} o 300 %
- č. 31 - Zvýšení C_{1P}, C_{2P}, C_{3P} o 300 % a snížení C_{1L}, C_{2L}, C_{3L} o 75 %
- č. 32 - Snížení $C_{13}, C_{23}, C_{13X}, C_{23X}, C_{13Y}, C_{23Y}$ o 75 %
- č. 33 - Zvýšení tuhostí $C_{13}, C_{23}, C_{13X}, C_{23X}, C_{13Y}, C_{23Y}$ o 100 %
- č. 34 - Zvýšení I_1, I_2, I_3 o 200 %

10.1: ZÁKLADNÍ VARIANTA MODELU /č. 12 /

Vstupní parametry, které byly použity pro základní variantu jsou uvedeny v tabulce č. 12.

Z tabulky č. 24 vyplývá, že na průběhu úhlové rychlosti a úhlového zrychlení se objevují různé frekvence kmitů.

Výrazné jsou zejména amplitudy zrychlení členů 1 - 3 ve směru osy y a také amplitudy úhlových zrychlení členů 1 - 3.

Nejmenší amplitudy se naopak objevují v průběhu rychlosti a zrychlení pohybu členů ve směru osy x .

čl.	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	4,8	0,14	12,7	0,02	4,92	6,38	12,82	2,06
2	4,8	0,14	12,8	0,26	4,8	6,9	12,7	0,07
3	4,7	0,11	18,8	0,03	4,8	6,9	12,7	2,08
1x	9,6	0,09			10,4	4,5		
2x	9,6	0,06			10,4	2,99		
3x	9,6	1,04			11,11	0,9		
1y	9,8	0,19			11,1	10,9		
2y	9,8	0,4			11,9	10,8		
3y	8,4	0,04			9,9	12,4		

tab. č. 24 K příloze č. 12

čl.	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	12,3	0,09	29,5	0,015	12,8	7,8	29,5	3
2	12,4	0,08	37,3	0,01	12,7	6,5	29,7	1,45
3	11,9	0,07	34	0,01	12,7	12,3	45,6	1,68
1x	23,8	0,05			24,4	2,97		
2x	23,9	0,03			24,4	2,86		
3x	12,2	0,02			12,3	2,3		
1y	23,8	0,18			20	11,2		
2y	23,6	0,39			25,6	10,3		
3y	13,5	0,03			12,3	11,11		

tab. č. 25 K příloze č. 13

10.2. VLIV PRUŽNÝCH VAZEB ČLENŮ 1 A 2

/ č. 14, 17, 18, 19, 20, 23, 30, 31 /

Varianty uvedené v nadpisu této kapitoly sledují vliv tuhostí podložky C_{1P} , C_{2P} , C_{1L} , C_{2L} a vliv vodorovných tuhostí C_{3P} , C_{3L} připevnění rámu k základu.

V příloze č. 14 byly tuhosti podložky pod prevou bočnicí zvýšeny o 100 % a pod levou sníženy o 75 %. Mělo to za následek snížení frekvencí kmitání v průběhu úhlové rychlosti u všech členů. U rychlostí v y-ovém směru se frekvence dokonce snížila natolik, že délka grafu ani nedostačovala na zjištění frekvence. Ve směru osy x se snížila frekvence rychlosti kmitů jen u členu 3.

Frekvence zrychlení kmitů v y-ovém a u členu 3 také v x-ovém klesla zhruba na polovinu. Všechny amplitudy zrychlení vzrostly.

V příloze č. 17 se vlivem zvýšení všech tuhostí snížily frekvence úhlových rychlostí a rychlostí v y-ovém směru u všech členů, přičemž se příliš nezměnily. Frekvence zrychlení velmi výrazně klesly s výjimkou členu 3. U všech průběhů se vyskytly vyšší složky kmitání.

Příloha č. 18 sleduje naopak snížení všech tuhostí podložky. Oproti variantě č. 17 došlo k výraznému snížení kmitů všech tří členů v x-ovém směru.

Výrazně se také snížily amplitudy zrychlení všech uvažovaných pohybů u všech tří členů.

Příloha č. 20, kde byly o 100 % zvýšeny tuhosti C_{1P} , C_{2P} , C_{1L} , C_{2L} přinesla snížení frekvencí rychlostí všech členů ve směrech obou os. Frekvence zrychlení se změnily výrazněji jen u rotačních pohybů členů a to směrem nahoru.

Amplitudy rychlostí i zrychlení zůstaly přibližně stejné.

Varianta č. 23 ukazuje chování modelu při snížení tuhostí C_{3P} , C_{3L} o 50 %. Toto mělo největší vliv na rotační pohyb členů a způsobilo u nich zvýšení frekvence rychlosti i zrychlení. V amplitudách nebyly zaznamenány příliš výrazné změny.

Příloha č. 29 zachycuje vliv zvýšení C_{3P} , C_{3L} o 300 % a snížení C_{1P} , C_{2P} , C_{1L} , C_{2L} o 50 %.

To se podle očekávání projevilo hlavně na rotačním pohybu všech členů. Došlo ke dvojnásobnému frekvence úhlových rychlostí.

Rovněž frekvence úhlových zrychlení podstatně vzrostla. Naopak amplitudy úhlových zrychlení i rychlosti výrazně klesly, což má příznivý vliv na dynamiku rámu.

Přílohy 30 a 31 ukazují, jak se projeví rozdílné tuhosti pod levou a pravou bočnicí. Pro zvýraznění tohoto vlivu byl zvolen velký rozdíl tuhostí / zvýšení o 300 % a snížení o 75 % / střídavě pod jednou a druhou bočnicí.

Oba případy způsobily nárůst frekvencí pohybů všech členů rotačních a rovinných u členů 1 a 2 ve směru osy x.

Z chování modelů rámu v těchto devíti variantách lze vyvodit, že zvýšením tuhosti podložky dochází obecně ke zvýšení frekvence kmitů a ke snížení jejich amplitud.

V praxi se často tkací stroje usazují na pneumatické pružiny, což dokonale zamezí přenosu rázů do základu na kterém je stroj umístěn. Je to velmi výhodné neboť se tím značně snižuje hlučnost a zabráňuje se rozrušování budov ve kterých jsou stroje umístěny.

10.3. VLIV OTÁČEK STROJE / č. 13 /

V příloze č. 13 byly otáčky zvýšeny na $1500 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ oproti základní variantě, kde byly otáčky $60 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$, což odpovídá $573 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$. Vedlo to podle předpokladů k vysokému nárůstu frekvencí rychlostí i zrychlení a to místy až ke trojnásobnému. To také odpovídá téměř trojnásobnému zvýšení rychlostí.

Největší nárůst frekvencí byl zaznamenán na členech 1 a 2 zejména u jejich rovinných pohybů ve směrech os x a y.

čl.	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	3,78	0,58	6,94	9,48
2	3,78	0,62	6,86	10,47
3	3,65	0,61	6,82	11,56
1x	9,25	0,15	10,42	5,48
2x	9,25	0,09	10,46	3,62
3x	3,03	0,06	8,19	1,79
1y		0,85	5,95	10,72
2y		0,95	5,62	14,12
3y		0,078	5,55	13,32

tab. č. 26 K příloze 14

čl.	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	3,2	0,4	5,37	2,54
2	3,26	0,41	5,36	1,5
3	3,2	0,41	6,28	1,74
1x	2,68	0,016	3,57	0,23
2x	2,69	0,01	3,62	0,14
3x	2,58	0,004	5,47	0,15
1y	2,82	0,17		9,68
2y	2,13	0,39		9,79
3y	2,08	3,03		12,4

tab. č. 27 K příloze č. 15

čl.	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	4,63	0,22			2,97	9,96	12,8	4,2
2	4,63	0,23			2,97	10,47	12,9	4,6
3	4,25	0,23			2,86	12,73	12,8	4,6
1x	9,8	0,17			9,8	8,4		
2x	9,8	0,1			9,8	5,6		
3x	10,4	0,05			10,4	1,67		
1y	3,26	0,22	11,11	0,08	9,52	12,2		
2y	3,33	0,42	11,12	0,16	9,56	11,8		
3y	3,35	0,37			10,4	12,24		

tab. č. 28 K příloze č. 16

čl.	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	3,47	0,11	10,75	0,07	2,97	5,7	9,8	4,48
2	3,59	0,12	10,6	0,07	2,95	6,21	9,81	4,56
3	3,2	0,14	10,3	0,08	2,9	7	9,8	4,7
1x	9	0,09			2,8	5,06	9,8	3,6
2x	9	0,06			2,8	3,3	9,8	3,8
3x	10,1	0,02			9,8	2,2		
1y	3,5	0,2	11,9	0,04	2,9	11,5	9,09	4,5
2y	3,5	0,4	11,9	0,04	2,9	18,8	9,09	4,2
3y	3,3	0,03	11,9	7,2 10 ⁻³	9	12,6		

tab. č. 29 K příloze č. 17

čl.	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	2,63	0,15	4,95	0,048	5,26	5,12
2	2,63	0,15	4,95	0,04	5,27	5,29
3	2,26	0,14	4,9	0,05	5,09	5,94
1x	3,33	0,07	6,94	0,08	9,6	3,7
2x	3,34	0,05	6,9	0,058	9,65	2,44
3x	2,77	0,02	11,9	3 10 ⁻³	5,2	0,94
1y	2,56	0,19	11,9	9,5 10 ⁻³	8,7	10,8
2y	2,57	0,39	11,9	3,9 10 ⁻³	8,7	10,4
3y	2,18	0,03			9,80	9,87

tab. č. 30 K příloze č. 18

čl .	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	4,72	0,1			10,42	5,62
2	4,7	0,11			10,45	6,04
3	4,8	0,13			10,56	6,8
1x	3,2	0,02	9,3	0,08	8,9	5,1
2x	3,4	0,06	9,25	0,07	8,96	5,2
3x	10,7	0,01			8,8	0,9
1y	3,47	0,19	14,8	0,58	8,3	10,9
2y	3,5	0,38	14,7	0,6	10,4	10,52
3y	3,26	0,03	13,15	0,05	10,4	12,4

tab. č. 31 K příloze č. 19

čl.	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	4,7	0,11	11,9	0,04	9,25	5,7
2	4,7	0,12	11,9	0,04	9,26	6,12
3	4,79	0,14	11,8	0,05	9,3	6,9
1x	7,2	0,08			9,2	4,3
2x	7,26	0,05			9,25	2,84
3x	8,7	0,01			9,8	0,88
1y	3,5	0,21			8,06	11,11
2y	3,6	0,4			8,1	10,2
3y	5,2	0,03			9,82	12,13

tab. č. 32 K příloze č. 20

čl.	f [Hz]	amplit. [rad · s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad · s ⁻²]
1	7,24	0,16	10,8	5,1
2	7,28	0,1	10,98	5,37
3	7,14	0,11	9,26	3,9
1x	8,77	0,076	9,28	2,55
2x	8,77	0,04	10,25	0,89
3x	11,11	0,015	9,25	10,25
1y	9,8	0,13	9,25	10,75
2y	9,8	0,28	9,8	11,35
3y	15,15	0,03	9,6	12,1

tab. č. 33 K příloze č. 21

čl.	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	7,24	0,1	10,12	5,94	48,9	0,4
2	6,5	0,14	10,26	6,5	48,8	0,4
3	6,6	0,25	10,1	8,1	68,1	0,64
1x	6,94	0,1	9,26	4,63		
2x	6,94	0,07	9,28	3,1		
3x	6,94	0,016	9,8	2,06	65,2	1,49
1y		0,12	9,28	14,84		
2y		0,13	9,42	14,6		
3y	55,5	0,05	9,46	18,4	62,1	9,9

tab. č. 34 K příloze č. 22

čl.	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	6,76	0,15	11,36	5,41
2	6,75	0,15	11,38	5,6
3	6,82	0,14	11,3	6,12
1x	7,2	0,08	9,26	3,63
2x	7,26	0,05	9,28	2,48
3x	6,75	0,19	10,42	0,91
1y	10,2	0,22	9,3	11,26
2y	10,3	0,43	9,8	11,4
3y	6,58	0,03	10,01	12,13

tab. č. 35 K příloze č. 23

10.4. Vliv budících účinků sil F a F_3 / č. 15, 16, 26, 27/

Při zvýšení silových účinků o 100 % / varianta č. 16/ došlo k vysokému nárůstu amplitud výchylek, rychlostí i zrychlení, provázenému snížením frekvencí rychlostí i zrychlení s výjimkou pohybů v x-ových směrech.

Při nulových budících účincích / příloha č. 15/ došlo k ještě mnohem většímu poklesu frekvencí, rychlostí i zrychlení. U rotačních pohybů vzrostly amplitudy rychlostí, amplitudy zrychlení u všech členů poklesly.

Varianty č. 26 a 27 sledují, která síla výrazněji ovlivňuje dynamiku rámu. Ukázalo se, že zvýšením síly F_3 , která působí na prošlupném zařízení, došlo k výraznému nárůstu amplitudy rychlosti i zrychlení.

Přírazová síla F podle očekávání ovlivnila zejména členy 1 a 2, ale také pohyb členu 3 ve všech uvažovaných směrech.

10.5. Vliv hmotností m_1, m_2, m_3 / č. 24, 25 /

Přílohy č. 24 a 25 dokazují, že zvýšená hmotnost způsobuje utlumení pohybů a vedla tedy ke snížení amplitud zejména u rychlostí.

Naopak snížení hmotnosti o 50 % vedlo k vysokému nárůstu amplitud, zejména u rovinných pohybů členů 1 a 2 ve směru osy x.

čl.	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	7,57	0,11	9,6	5,65
2	7,56	0,11	9,68	5,79
3	7,28	0,12	9,52	6,64
1x	5,95	0,16	9,26	1,98
2x	5,98	0,03	9,28	1,39
3x	6,41	0,012	9,8	0,98
1y		0,35	9,8	0,98
2y		0,68	6,41	10,7
3y		0,038	10,4	12,8

tab. č. 36 K příloze č. 24

čl.	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	7,35	0,39	9,82	5,26
2	7,4	0,11	9,86	5,56
3	7,6	0,12	9,79	6,52
1x	8,06	7,26	8,33	7,38
2x	8,12	12,36	8,38	4,56
3x	11,4	0,013	9,8	11,12
1y	9,7	0,13	10,4	11,74
2y	9,8	0,24	10,56	11,7
3y	9,17	0,072	8,92	11,6

tab. č. 37 K příloze č. 25

čl.	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	5,1	0,19	6,33	6,25
2	5,12	0,21	5,42	7,1
3	5,26	0,26	6,28	9,59
1x	6,17	0,056	8,77	2,25
2x	6,18	0,034	9,25	1,36
3x	6,28	0,02	5,49	1,44
1y	5,03	0,42	5,37	10,36
2y	5,02	0,19	5,42	10,48
3y	4,73	0,32	6,75	11,12

tab. č. 38 K příloze č. 26

čl.	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	10,4	0,16	10,4	8,2
2	10,44	0,17	10,6	8,85
3	10,56	0,18	10,5	9,07
1x	9,6	0,16	9,25	8,3
2x	9,62	0,1	9,28	5,4
3x	10,4	0,02	10,4	1,4
1y	8,5	0,21	11,36	12,15
2y	8,48	0,41	11,82	11,68
3y	10,86	0,04	9,26	12,53

tab. č. 39 K příloze č. 27

čl.	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	7,9	0,035	6,94	2,05
2	7,94	0,04	6,9	2,3
3	8,16	0,04	6,8	2,8
1x	10,1	0,03	9,8	2,04
2x	10,12	0,026	9,82	1,72
3x	10,08	0,024	10,1	1,52
1y	12,2	0,09	11,9	11,94
2y	12,2	0,08	11,9	12,1
3y	11,9	0,06	11,89	13,16

t ab. č. 40 K příloze č. 28

čl .	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	9,8	0,09	7,9	6,5
2	9,86	0,1	7,9	7,1
3	9,9	0,1	7,86	6,52
1x	8,9	0,1	8,77	6,09
2x	8,9	0,06	8,8	3,86
3x	8,7	0,02	10,2	1,24
1y	10,6	0,18	9,94	10,7
2y	10,28	0,37	9,7	10,4
3y	10,2	0,03	9,43	12,3

t ab. č. 41 K příloze č. 29

čl.	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	7,9	0,13	10,42	6,92
2	7,96	0,09	10,46	5,24
3	8,02	0,12	10,32	6,32
1x	7,57	0,08	7,89	3,25
2x	7,62	0,085	7,89	3,62
3x	9,09	0,014	10,2	0,96
1y	9,44	0,18	6,85	10,86
2y	9,46	0,46	6,92	10,65
3y	11,6	0,03	10,4	12,32

tab. č. 42 K příloze č. 30

čl .	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	8,35	0,069	7,9	4,18
2	8,39	0,12	9,86	6,14
3	8,96	0,11	9,72	6,58
1x	7,81	0,18	9,26	6,1
2x	7,86	0,049	9,58	2,52
3x	11,12	0,11	10,41	1,42
1y	10,86	0,217	8,76	10,82
2y	10,70	0,37	8,92	10,44
3y	9,52	0,082	9,8	11,34

tab. č. 43 K příloze č. 31

10.6 Vliv tuhostí hlavní rozpěrné trubky / č. 32, 33 /

Nejvýrazněji tyto změny ovlivnily pohyb členu 3. Je to logické, neboť člen 3 je přímo na hlavní rozpěrné trubce umístěn. Snížená tuhost rozpěrné trubky vedla k utlumení pohybů. Výrazně se zvýšila frekvence rychlostí a zrychlení zejména u rotačních pohybů všech členů.

Vyšší tuhostí hlavní rozpěrné trubky byl dosažen nárůst amplitud rychlostí a snížení jejich frekvencí u rovinných pohybů členů 1 a 2.

Výhodnější se v tomto případě jeví nižší tuhost hlavní rozpěrné trubky, se kterou byly zaznamenány nižší amplitudy rychlostí a zrychlení.

10.7. Vliv hmotových momentů setrvačnosti / č. 34 /

Jak vyplývá z tabulky č. 46, jeví se zvýšení hmotových momentů setrvačnosti jako výhodné.

Zvýšením $I_1 - I_3$ poklesla velmi výrazně frekvence kmitání a rovněž amplitudy kmitů, zejména u rotačních pohybů a u rovinných pohybů v x-ových směrech.

U rotačních pohybů mělo zvýšení $I_1 - I_3$ také za následek výskyt vyšší složky kmitání v průběhu zrychlení.

Volbou hmotových momentů setrvačnosti je tedy možno výrazně ovlivňovat chování modelu a tedy i skutečného rámu.

10.8 ZAVEDENÍ KRITICKÝCH KONSTANT TLUMENÍ / č. 28 /

Při výpočtu chování modelu s uvažováním kritických hodnot konstant tlumení došlo k nárůstu frekvencí v průběhu rychlostí i zrychlení. Vzrostly rovněž amplitudy kmitů rovinných pohybů všech ve směru osy y. V ostatních uvažovaných směrech amplitudy výrazně poklesly.

Kritické tlumení je však u skutečného rámu nereálné, výpočet byl proveden jen jako ověření modelu.

čl.	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	7,06	0,15	9,25	5,41
2	7,24	0,12	9,28	5,62
3	7,16	0,16	9,13	6,14
1x	6,99	0,094	8,33	2,11
2x	6,89	0,064	8,36	2,16
3x	7,75	0,014	11,12	0,074
1y	6,1	0,19	8,36	10,41
2y	5,16	0,39	8,37	10,09
3y	7,09	0,026	10,53	13,62

tab. č. 44 K příloze č. 32

č l .	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	4,69	0,18	9,25	5,99
2	4,85	0,15	9,31	6,48
3	5,95	0,19	9,2	9,98
1x	7,05	0,089	9,2	2,58
2x	7,1	0,065	9,2	3,18
3x	9,68	0,28	10,42	2,09
1y	5,37	0,22	6,58	11,15
2y	5,38	0,43	6,62	10,2
3y	6,2	0,065	10,8	11,3

tab. č. 45 K příloze č. 33

čl.	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻¹]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]	f [Hz]	amplit. [rad s ⁻²]
1	3,2	0,059	4,67	2,42	13,15	0,52
2	3,26	0,05	4,86	1,37	13,6	0,56
3	3,19	0,054	3,72	2,87	27,77	0,26
1x	7,24	0,08	9,44	3,79		
2x	7,25	0,052	9,42	2,51		
3x	5,95	0,009	9,61	0,69		
1y	4,1	0,19	7,37	10,65		
2y	4,26	0,38	7,57	10,26		
3y	3,96	0,029	9,25	13,42		

tab. č. 46 K příloze č. 34

11. Z Á V Ě R

Použitím metody modelování dynamických poměrů za provozu skutečného stroje či zařízení můžeme získat cenné informace o průběhu kinematických veličin i silových účinků.

Přesto však musíme mít stále na paměti, že se jedná pouze o model a zjištěné výsledky mohou odpovídat skutečnosti jen do určité míry. Kvalita výsledků je dána tím, do jaké míry je model schopen postihnout všechny skutečné poměry.

Avšak ani sebesložitější model nemůže dokonale zachytit všechny složité procesy vznikající za provozu stroje či zařízení. I jednoduchý v přírodě či technické praxi se vyskytující pohyb je velmi složité přesně matematicky popsat. V případě, že se toto podaří, klade pak řešení daného pohybu vysoké nároky na matematické zpracování a vyžaduje vyspělou výpočetní techniku.

Z tohoto důvodu není také účelné navrhovat příliš složité modely soustav, neboť přesnost takto dosažená není úměrná náročnosti matematického zpracování.

V konstrukci textilních ale i jiných strojů či zařízení se dosud ve velké míře využívá spíše empirických poznatků a celé řada konstrukčních oborů se opírá o znalosti prověřené mnohaletými zkušenostmi.

Ovšem v důsledku obrovského rozmachu výpočetní techniky, kterého jsme svědky v posledních letech, můžeme očekávat, že modelování skutečných soustav a jejich matematické zpracování bude rozšířeno do všech konstrukčních oborů.

Tento způsob prověřování navržené konstrukce přináší totiž velké výhody hlavně z hlediska možné optimalizace všech rozměrů, hmotností, momentů setrvačnosti, pohybů, rychlostí i zrychlení, což pak může vést k přiblížení se ideálnímu řešení dané konstrukce.

Seznam literatury

- 1 Brádký Z. : Mechanika III /Dynamika/. Skripta VŠST Liberec, 1980
- 2 Chervát J. : Mechanika II /Dynamika/. Skripta VŠST Liberec, 1982
- 3 Stříž B. : Pružnost a pevnost. Skripta VŠST Liberec, 1983
- 4 Stříž B. a kol. : Metodické příručka z pružnosti a pevnosti. Skripta VŠST Liberec, 1983
- 5 Talavček O. : Tkalcovská příručka Praha 1980
- 6 Lisakovskij A. : Dynamika tkacího stroje. Diplomová práce Liberec 1986, VŠST Liberec
- 7 Vávra K. : Dynamické vlastnosti děleného rámu tkacího stroje typu OK Diplomová práce Liberec 1987, VŠST Liberec

