

Vysoká škola: strojní a textilní Fakulta: strojní

Katedra: textilních a oděvních strojů Školní rok: 1981/1982

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro Romana Juroviče Smirnova

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 rigorozních zkouškách, určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu: Dynamika negativního ovládání listů tkacího stroje

Zásady pro vypracování:

- 1.) Prověřte funkci zdvihacího systému listů s listovým strojem RL 600.
- 2.) Sledujte vliv protitahů na dynamické zatížení listového stroje na vhodném dynamickém modelu.
- 3.) Výsledky srovnajte s pozitivním ovládáním listů.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ

Ústřední knihovna

LIBEREC 1, STUDENSKÁ 8

PSČ 461 17

Práce předána do knihovny
11.11.1981
11.11.1981
11.11.1981
11.11.1981
11.11.1981

Rozsah grafických prací: Konstrukční schema negat.ovládání listů
grafické závislosti kin.a silových veličin

Rozsah průvodní zprávy: 15 - 20 stran A4

Seznam odborné literatury:

Mrázek, J.: Mechanika silového a impulsního mechanismu listovky,
Liberec 1978

Mrázek, J.-Wasserbauer, V.: Zhodnocení československých listových
strojů z hlediska teorie mechanismů,
Výzkum.zpráva Liberec 1977

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jiří Mrázek, CSc

Datum zadání diplomové práce: konečné zadání: 17.9.1981

Termín odevzdání diplomové práce: 4.6.1982

L. S.

Doc. Ing. Jaroslav Charvát, CSc
Vedoucí katedry

Doc. RNDr. Bohuslav Stříž, CSc
Děkan

v Liberci dne 15.9.1981₁₀

P r o h l á š e n í

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

V Liberci 3. 6. 1982

Černý

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
nositelka Řádu práce

FAKULTA STROJNÍ

obor 23 - 2I - 8

Stroje a zařízení pro chemický, potravinářský
a spotřební průmysl

Katedra textilních a oděvních strojů

"DYNAMIKA NEGATIVNÍHO OVLÁDÁNÍ LISTU
TKACÍHO STROJE"

Vedoucí práce: Ing. Jiří Mrázek, CSc. / VŠS

Rozsah prací a příloh:

Počet stran: 47

Počet příloh a tabulek: 3

Počet obrázků: 16

Počet výkresů: 1

Počet modelů: -

V Liberci, dne

OBSAH

Úvod.....	6
2. Prošlupní ustrojí.....	8
2.1. Rozdělení prošlupních ustrojí.....	8
2.2. Listové stroje.....	8
2.2.1. Rozdělení listových strojů.....	8
2.2.2. Rozdělení listových strojů podle tvorby prošlupu.....	8
2.2.3. Rozdělení listových strojů podle způsobu činnosti.....	9
2.2.4. Další dělení listových strojů.....	9
2.2.4.1. Pozitivní listový stroj.....	9
2.2.4.2. Negativní listový stroj.....	10
2.2.4.3. Rozdělení listovek podle umístění na stavu.....	10
2.2.4.4. Korunové umístění listového stroje.....	11
2.3. Mechanizmy listového stroje.....	11
2.4. Pohon listového stroje.....	11
2.5. Listový stroj firmy HATTERSLEY.....	13
2.5.1. Princip hattersleyova stroje.....	13
2.6. Listové stroje firmy STÄUBLI.....	15
2.6.1. Listovka typu STÄUBLI 550.....	15
2.6.2. Listovka typu STÄUBLI 555.....	16
2.7. Japonský listový stroj YAMADA-SERRA.....	16
2.8. Listový stroj firmy SERRA /Španělsko/.....	17
2.9. Současné požadavky na listové stroje.....	17
2.10. Listovka RL 600 /ČSSR/.....	18
3. Matematický model mechanismu.....	19
3.1. Popis náhražního mechanismu.....	19
3.2. Odvození pohybových rovnic.....	19
3.3. Mechanismus simulující zatížení osnovou.....	23
3.4. Určení převodových funkcí čtyřčlenného mechanismu.....	25
3.5. Torzní tuhost tyče.....	29
3.5.1. Krut přímých prutů kruhového průřezu.....	29
3.5.2. Výpočet torzní tuhosti.....	30
3.6. Výpočet hmot soustředěných v kloubech.....	30

3.7. Výpočet momentů setrvačnosti vahadel pro matematický model.....	33
3.8. Koeficient Hydraulického tlumení.....	34
3.8.1. Tlumení úměrně první mocnině rychlostí pro případ slabého tlumení.....	34
3.8.2. Výpočet koeficientu hydraulického tlumení.....	37
3.9. Algoritmus integrace pohybových rovnic.....	38
3.9.1. Řešení soustavy obyčejných diferenciálních rovnic metodou Runge - Kutta.....	39
3.9.2. Průběh úhlu, určujícího polohu hnacího nože.....	40
4. Rozbor získaných výsledků.....	43
4.1. Vstupní hodnoty výpočtu.....	43
4.2. Zhodnocení získaných výsledků.....	44
4.3. Závěr.....	45

1. Úvod

Vědeckotechnická revoluce zasáhla všechna odvětví národního hospodářství, tedy i textilní průmysl. Zvyšování produktivity a kvality práce je možné jen rychlým využíváním výsledků výzkumu a vývoje jak v oblasti technologie tak při konstruování nových typů strojů.

I když jsou vyvíjeny nové druhy tkanin (např. triaxiální tkaniny) je v současnosti patrný směr zvýšené poptávky po listovkových tkaninách. To podnítilo i zvýšené úsilí po konstrukci listových strojů v ČSSR i ve světě.

Tak že na jedné straně máme požadavky na zvyšování produktivity práce, na druhé straně, z hlediska spotřebitele rostou požadavky na množství tkanin o složitějších vazbách - tzv. listovkových vazbách.

Ke zvyšování produktivity vedou různé cesty, např. nové způsoby tkanin (víceprošlupné tkačí stavy), zvyšování pracovních rychlostí tkacích strojů apod. Vývoj netradičních způsobů tkanin zatím skoro neřeší požadavek stále se zvyšujícího množství tkanin a vyšších nároků na tkaniny v plném rozsahu. Proto je třeba postupovat jinými směry, z nichž jedním z nejdůležitějších je zvyšování pracovní rychlosti stavů.

Předpokladem pro úspěšné řešení tohoto problému je vývoj a zdokonalování nejvíce zatěžovaných částí tkacího stavu jako celku.

Při postupu ~~těmto~~ směrem jsou hlavní překážky kladeny z hlediska dynamického. Takže další zvyšování pracovní rychlosti některých uzlů stavu je možné jedině při důkladné dynamické analýze daného mechanismu. K provedení analýzy velmi účinně přispívají experimentální měření sledovaného mechanismu, která odhalí skutečné průběhy sil, zrychlení a dalších veličin (nebezpečné dynamické rázy, chvění pružné soustavy apod.)

Konstrukce a vývoj rychloběžných listových strojů se realizuje cestou zdokonalování principu Hattersley, vyřešením dynamických a kinematických zatížení funkčních částí stroje (STAUBLI 550, YAMADA - SERRA, RL 600). Další možností je výroba na základě nových principů (rotační listovka a hydraulická listovka).

Předložená práce přispívá k řešení dynamiky československého listového stroje RL 600 a hodnocení kvality, čímž přispívá k jejímu vývoji.

2. Prošlupní ústrojí.

Prošlupní ústrojí zajišťuje první fázi cyklu tkaní. Pomocí nitěnek rozevírá osnovu a vytváří tak klínovitý prostor pro zanášení útků. Technická úroveň prošlupního ústrojí má rozhodující význam nejen pro kvalitu tkanin, ale také pro výkon tkacího stavu a rozsah jeho využití.

2. 1. Rozdělení prošlupních ústrojí.

Prošlupní ústrojí rozdělujeme do tří skupin:

1. Váčková prošlupní ústrojí, kde jsou tkací listy spojeny s pohybovými váčkami pevnou mechanickou vazbou.

2. Listové stroje. Zdvih všech tkacích listů obstarává jediný váčkový nebo klikový vlnadlový mechanismus, avšak po řadě zdvihů jednotlivých listů je programován podle požadované vazby tkanin a je řízen programovým pásem (kartou).

3. Žakarské stroje ovládají jednotlivé skupiny nitěnek, takže lze ve tkanině vytvořit libovolné osnovní vzory.

2. 2. Listové stroje.

2. 2. 1. Rozdělení listových strojů.

Listové stroje se vyrábějí pro 12, 16, 20 a 24, výjimečně pro 33 nebo 45 tkacích listů a dělíme je z několika hledisek:

1. Podle tvorby prošlupu na stroje pro horní prošlup nebo pro plný prošlup.

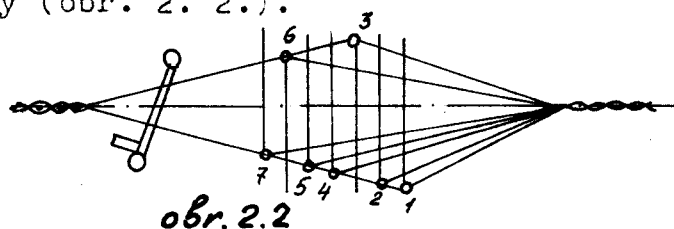
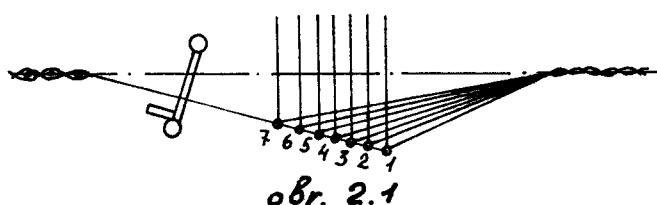
2. Podle způsobu činnosti na stroje jednozdvižné nebo dvojzdvižné.

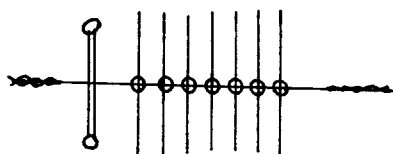
3. Rozeznáváme listovky negativní a pozitivní, podle toho, zda mají nucený zdvih, či zdvih i stah listů.

4. Podle postavení listového stroje na stavu.

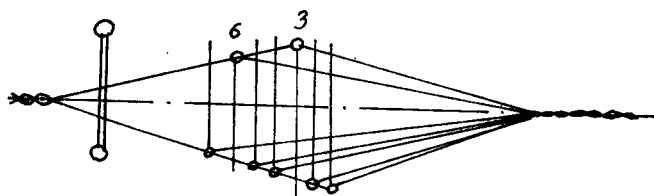
2. 2. 2. Rozdělení listových strojů podle tvorby prošlupu.

Na stroji pro horní prošlup se všechny tkací listy vracejí do dolní základní polohy (obr. 2. 1.). Při vytváření prošlupu se tkací listy s těch osnovních nití, které mají ležet nad útkem, zvedají do horní krajní polohy (obr. 2. 2.).





obr. 2.3.



obr. 2.4.

Na stroji pro plný prošlap se listy vracejí do střední základní polohy (obr. 2. 3.). Při vytváření prošlapu se listy nitě, které mají ležet nad útkem, zvedají a listy nití, které mají ležet pod útkem se stahují (obr. 2. 4.).

2. 2. 3. Rozdělení listových strojů podle způsobu činnosti.

Na jednozdvižném listovém stroji se po každé otočce stavu vrací celé ústrojí do základní polohy, takže tkací listy zaujmou polohu podle obr. 2. 1. nebo 2. 3. Rychlost listovky je stejná jako rychlost stavu. Proto se jednozdvižné stroje v současné době nevyrábějí a používají se pouze při tkaní těžších látek (např. koberců).

Dvojezdvižné listové stroje jsou nejčastěji konstruovány na horní prošlap. Zvednuté tkací listy zůstávají v horní poloze tak dlouho, dokud jejich nitě mají přijít do opačné části prošlapu. Proto se u osnovních nití, jejichž listy neměnily polohu, útek přiřazí do tkaniny v otevřeném prošlapu. Ve srovnání s chodem stavu má poloviční rychlost a proto se hodí pro rychloběžné stavy.

2. 2. 4. Další dělení listových strojů.

2. 2. 4. 1. Pozitivní listový stroj.

U pozitivních listových strojů je zajištěn nucený zdvih i stah listů a tím je zajištěn stále stejný zdvih listů. Nevýhodou je však jejich rozměrnost, která je dána druhem pohonu a

ovládáním, dále jejich značná hlučnost, která se stoupajícími otáčkami zvyšuje až na neúnosnou míru, a nepřesnost zdvihu jednotlivých listů, zakmitání listů v krajní poloze, způsobené celkovou vůlí od vačky až k listu a dále pružností mechanismu. Toto zachvění zvyšuje rázy ve stroji a způsobuje vyšší přetrhavost osnovních nití.

Znamé listové stroje mají dále omezenou hranici maximálních otáček, a to právě s ohledem na jejich složité mechanismy. Listové stroje se skládají z velkého množství součástí, které jsou spojeny vzájemně otočně. U těchto strojů je velmi obtížné zajistit spolehlivé mazání, což má za následek jejich rychlé opotřebení a tím i značnou poruchovost.

Vůle mezi nožem a platinou je zdrojem vůle i u listů, proto většina listových strojů firmy STAUBLI je s vymezovačem vůle.

2. 2. 4. 2. Negativní listový stroj.

U negativních listových strojů je k pohonu nožů použito mechanismu umožňujícího nucený zdvih listu pouze v jednom směru. Druhou polohu listu zajišťuje pružinové protitahy.

Výhodou tohoto systému je funkční jednoduchost a vymezení vůlí stálým tahem protitahů. Nevýhodou je hlavně velká (skoro dvojnásobná) spotřeba energie v horní poloze listu, protože je třeba překonat sílu tahu osnovy, tíhy listů a síly od protitahů. Dochází přitom ke značným vybracím, které prakticky znemožňují činnost listového stroje při vyšších otáčkách.

Další nevýhodou je ne zcela jistá dolní poloha listů, kdy např. vlivem únavy pružin dochází k nečistému proslupu.

2. 2. 4. 3. Rozdělení listovek podle umístění na stavu.

Dělíme listové stroje podle umístění listovky na stavu:

1. listové stroje boční
2. listové stroje korunové
3. listové stroje umístěné pod listem

2. 2. 4. 4. Korunové umístění listového stroje.

Korunové umístění listovky má další výhody:

a) Krátký přenos zdvihnů s listovky k listovému rámu.

Krátký přenos síly.

b) Celý systém snadno přehledný a opravitelný. Snadná montáž pružinových protitahů.

Korunové umístění je vhodné jenom pro negativní rychloběžné listivky. Avšak korunový systém má své nevýhody:

a) Zhoršuje se průhlednost pracovní síně a stíží osvětlení pracoviště.

b) Těžiště stroje se nachází vysoko nad zemí a tím se zvyšuje kmitání stroje jako celého systému.

c) Může vzniknout poškození materiálu, vzhledem k tomu, že celý mechanismus listovky pracuje v olejové lázni.

2. 3. Mechanismy listového stroje.

Celé ústrojí listového stroje se dělí na tři základní mechanismy:

1. Pohybový mechanismus, který má stálý pohyb od ~~tkacího~~ stavu a jehož výslednicí je pravidelný vratný pohyb jedné nebo dvou ocelových listů, zvaných nože.

2. Řídící mechanismus, který na základě údajů programové karty řídí zdvih tkacích listů.

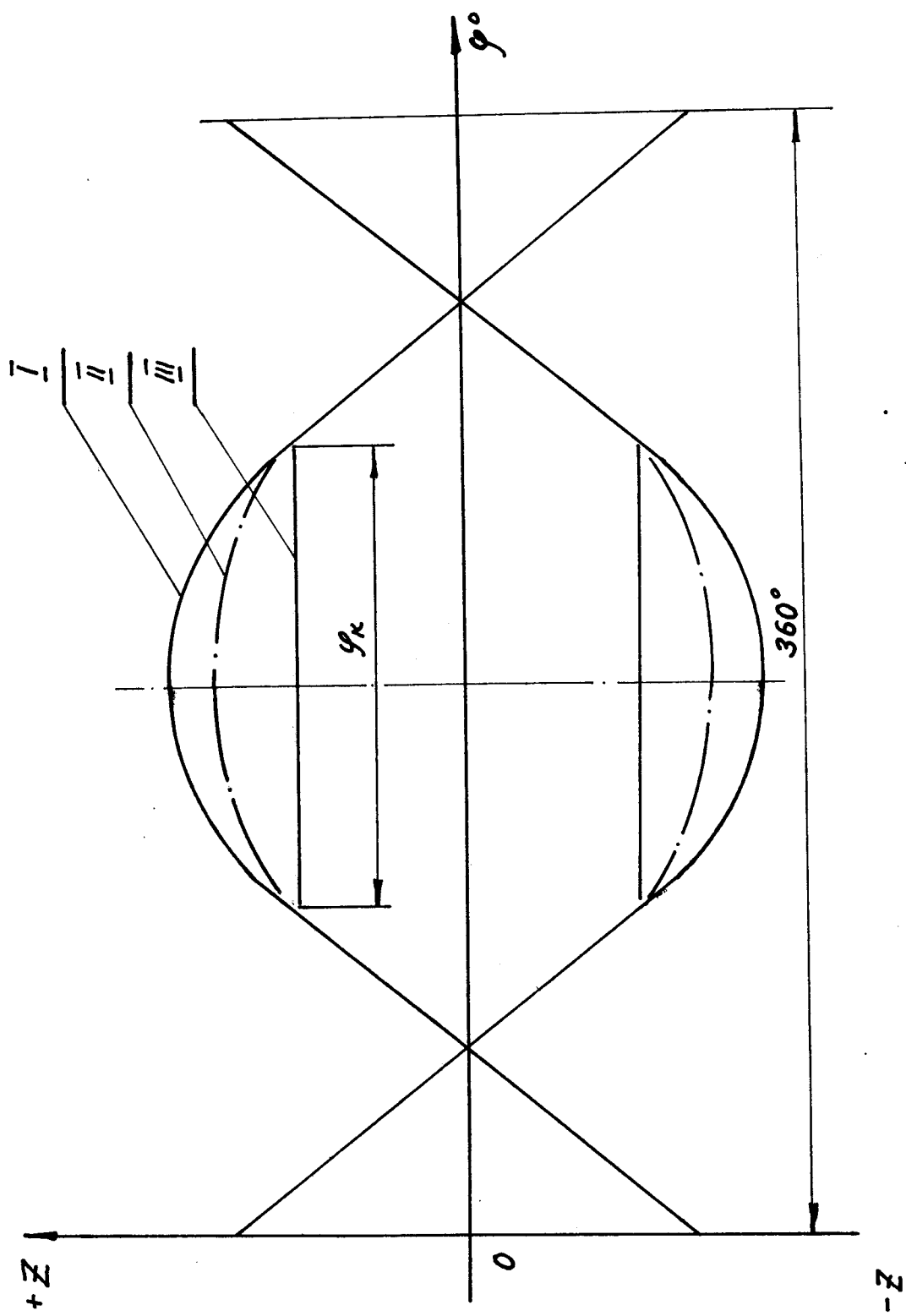
3. Mechanismus pro zvedání tkacích listů, jehož hlavní částí jsou háky, zvané platiny, platiny se zavěšují na nože pohybového mechanismu.

Kromě těchto základních mechanismů může být listovka vybavena zařízením pro hledání útků, pro vyrovnání tkacích listů, pro úsporu karet a dalšími mechanismy.

Podrobněji rozebereme mechanismy listovky na příkladě listového stroje MATTERSLEY (viz kapitola 2. 3).

2. 4. Pohyb listového stroje.

Průběh zdvihu tkacích listů zajišťuje druhý pohyb



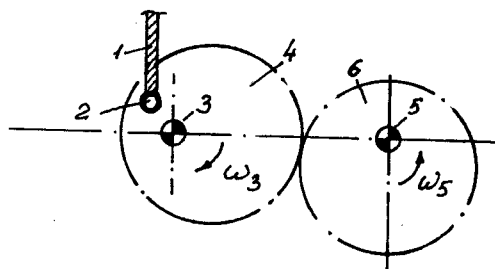
obr. 2.7.

lístových o stroje.

1. Poh on klikou na ojnici na nožovou páku se používalo u jednoduchých korunných lístovek umístěných nad stavem. Protože poměr poloměru kliky k délce ojnice má malou hodnotu je průběh zdvihu listů harmonický podle křivky I v grafu na obr. 2. 7.

2. K zlepšení klikových o pohonu se předřazuje pohon excentrickými ozubenými koly (obr. 2. 8). Ozubené kolo 6 je excentricky upevněno na hlavním hřídeli stavu a pohání druhé excentrické kolo 4 na předlohovém hřídeli 3.

Kombinace tohoto proměnného převodu s klikovým pohonem (klika 2 a ojnice 1) dává výhodnější průběh zdvihu tkacích listů, znázorněných v grafu na obr. 2. 7 křivkou II.



obr. 2.8

3. Nejvhodnější poh on nožových pák je vačkami. Na proslupném hřídeli jsou upevněny 2. páry vaček, z nichž každá dvojice pohybuje nožovými pákami.

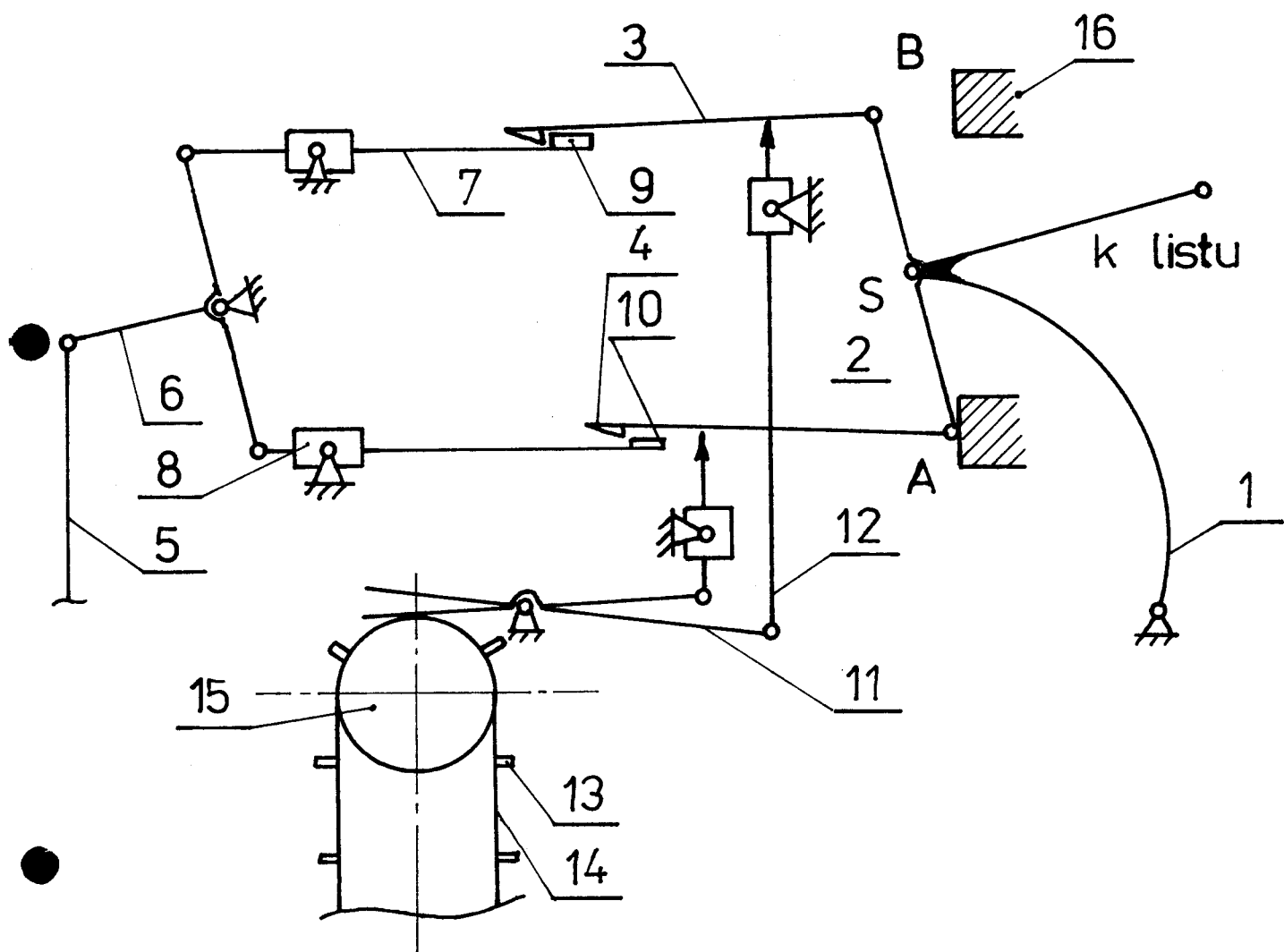
Poh on proslupního hřídele od stavu bývá řetězovým převodem nebo dvěma páry ozubených kuželových kol a svislým hřídelem. Klid listů le podle pracovní šířky tkacího stavu v rozmezí 110° až 150° pootočením klikového hřídele.

Výška zdvihu tkacích listů je u tohoto pohonu nejmenší, jak znázorňuje porovnání v grafu na obr. 2. 7 - křivka III.

2. 5. Lístový stroj firmy HATTERSLEY.

2. 5. 1. Princip hattersleyova stroje (obr. 2. 9).

List je pákovými převody a táhly připojen k obloukové páce 1. Ta je příkloubena k vahadlu 2, spojenému klouty s



obr. 2.9. Listový stroj HATTERSLEY

platinou horní 3 a spodní 4 řady. Pod platinami se protiběžně pohonem od táhla 5 a strojové páky 6 pomocí táhel 7 a 8 posouvají nože 9 a 10. Zdvih listu nastane tehdy, když platina některé řady se přikloní k příslušnému noži a je jím vytažena směrem ze stroje. Pohyb se přenesení na vahadlo, které se natáčí kolem bodu A případně B v základní poloze, kdy je kloub opřen o nárazník 16. Vahadlo působí jako jednoramenná páka. Při stahu žádná z platin není zachycena nožem, vahadlo zaujímá polohu vertikální, kdy oba otáčecí body A i B jsou podepřeny o nárazníky 17 a 16. Do této polohy je vahadlo taženo silou pružinových protitahů. Při opakovaném zdvihu se vahadlo natáčí jako dvou-
ramenná páka kolem bodu S. Poloha platin vůči nožům je určována vazbou, přenesenou v podobě kolíčků 13 a otvorů na kartový pás 14 na hranolu 15. Ohmátávací páčky 11 doléhají jedním ramenem na kartu v pracovní poloze, druhým ramenem prostřednictvím jehly 12 řídí postavení platiny. Kolíček v kartě způsobí pokles platiny do záběru s nožem a zdvih listu. Prázdný otvor naopak způsobí odklonění platiny od nože i stah listu.

2. 6. Listové stroje firmy STÄUBLI.

2. 6. 1. Listovka typu STÄUBLI 550.

Negativní listový stroj, nožový s koranovým uložením. Používá se u tryskových tkacích stavů.

Výhody: velmi jednoduchý způsob ovládání krátkých zachycovacích háčků, které nahrazují platinu a umožňují funkci i při vyšších otáčkách bez klidové výdrže, nulová klidová výdrž umožňuje nahradit vačku excentrem, možnost nenulové výdrže použitím vaček (typ 555), vymezení vále použitím protitahu i ve zvedacím zařízení listů, velmi jednoduchá konstrukce s minimálním počtem dílů, stavebnicové provedení, počet listů 20, maximální otáčky u tryskových stavů 500 1/min, u stuhařských stavů až 1 000 1/min.

Nevýhody: omezení váhy listů, šíře tkacího stavu, použití kolíčkové karty.

2. 6. 2. Listovka typu STAUBLI 555.

Významnost tohoto stroje spočívá v tom, že tento stroj na výstavě ITMA - 79 dosahoval nejvyšších otáček vůbec - bylo to 650 ot/min.

Stručná charakteristika stroje STAUBLI 555.

Max. počet otáček	asi 650 prohoz/min
Princip stroje	HATTERSLEY
Ovládání listů	negativní - pouze nucený zdvih listů
Určení	pro vysokoobrátkové. tryskové stavy P i H
Umístění na stavu	na koruně stavu.

Listový stroj STAUBLI 555 byl ve všech případech umístěn na koruně tryskového stavu, ať již vzduchového nebo vodního. Stroj pracuje v uspořádání podle principu Hattersley jako negativní. Listy jsou zvedány pomocí ocelových lanek, takže samo zvedací zařízení má malou váhu.

Vysoká pracovní rychlost vyžaduje přirozeně rychlé pohyby listových rámců v obou směrech. Směrem nahoru zvedne listy negativní listovka, ale směrem dolů musí se listy spolehlivě dostat pomocí pružinových protitahů. Zrychlení a síly se dají k tomu přirozeně vypočítat, ale jedná se o velké síly, protože u některých stavů bylo pro stah jediného listu použito i 16 pružin. Tuto skutečnost nemůžeme ponechat bez povšimnutí, protože obrovské síly pružin potřebné ke stahu listů musí sama listovka překonávat při zdvihu listu.

Konstrukce stroje je jednoduchá, stroj je vhodný k použití na P a H stavech, vzhledem k vysokým otáčkám těchto stavů.

2. 7. Japonský listový stroj YAMADA - SERRA.

Jde o negativní listový stroj, nožový, s korunovým uložením. Principiálně je řešen jako listový stroj Staubli 550. Rozdíl je v náhonových váčkách, které procházejí celou šířkou stroje a působí přímo na balanční páky jednotlivých mechanismů.

Výhodou tohoto stroje je uspořádání, vylučující vůle a ti i v náhonové části, při použití kolíčkové karty je možno dosáhnout skoro stejných otáček jako u typu Staubli 550, dá se použít i synchronní impulzní zařízení s papírovou kartou, pro počet listů 10 je maximální počet otáček 450 1/min, nároky na údržbu jsou minimální.

Mezi nevýhody patří použití kolíčkové karty, omezení otáček při používání papírové karty a uplatnění stroje pro užší tkací stavy.

2. 8. Listový stroj firmy SERRA (Španělsko).

Typ GAS je typem listového stroje řešeným na principu bez nožů a drážkových vaček k jejich pohybu. Platiny jsou pohybovány přímo radiálními vačkami. Pro každý list je použito dvou vaček, což umožňuje pracovat s různými časovými průběhy jednotlivých listů. Stroje jsou dodávány s různými lidovými polohami listů: 50, 70 a 90 - u horní nebo v dolní prošlupní rovině, popříkladu může být výdrž v obou prošlupních rovinách odlišná. Každý list může pohybovat vlastním průběhem.

Tento stroj se staví až pro 28 listů. Stroj může pracovat na vysokých otáčkách 550 ot/min.

Stroje jsou vhodné k použití na všech typech člunkových i bezčlunkových stavů. Mohou být umístěny po straně stavu, nahore (na koruně) nebo dole.

2. 9. Současné požadavky na listové stroje.

Listové stroje, které se vyrábějí v současné době jsou dvojzdvižné a svou technickou úrovní a pracovními parametry musí odpovídat určitým požadavkům:

1. Požadavek na zvýšení provozních otáček (500 až 700 ot/min). Nové tkací stroje zejména s tryskovým principem tkaní, které oproti ostatním principům vykonávají zhruba dvojnásobný počet prohozů za minutu. Listové stroje musí být proto schopné pracovat při dvojnásobném počtu prohozů.

2. Požadavek na zvládnutí větší paprskové šíře.

3. Požadavek na dlouhou životnost prošlupních strojů, na jejich spolehlivost i v provozu na 3 směny.

4. Požadavek na ovládání listovky paměťovým centrem. Opustit dírovanou a kolíčkovou kartu. Při centrálním řízení zabere nám stroj menší místa a můžeme dosáhnout skupinového ovládání (řízení 10 listovek najednou).

2.10. Listový stroj RL 600 /ČSSR/.

Rychloběžná negativní listovka RL 600 má další parametry:

Maximální počet otáček	660 ot/min
Princip stroje	HATTERSLEY
Ovládání listu	negativní
Určení	pro vysokoobratkové tryskové stavý P a H
Umístění	na koruně stavu

Tento stroj je nejrychlejší mezi negativními a pozitivními listovkami. K tomu mohli bychom dodat, že celý princip je řešen jednoduše a proto jeho funkce v provozu je velmi spolehlivá.

I když má nevýhody, které určené především negativním uspořádáním: korunové umístění, velká výška od podlahy při celkové váze listovky 500 kg, vliv pružinových protitáhů - toto všechno klade velké nároky na rám stavu, a tím máme zachránit celý systém od vibrace.

Avšak, korunové umístění listovky zmenšuje půdorys tkacího stavu, což přispívá ke zvýšení výkonnosti tkalcovny.

Máme dát pozor na brzdění listů, a to zastavení stavu v libovolné poloze. Jinak je možnost zpátečního zdvihu listu pod vlivem pružin, v případě mezní polohy listu /nedosažení horní polohy/. Je to především nebezpečno pro obsluhu.

Stroj RL 600 je konstrukčně jednoduchý, snadno ovladáný a celý systém je přehledný, má malé nároky na údržbu.

V další kapitole se budeme zabívat matematickým modelem listovky RL 600 a posouzením její dynamického chování.

3. Matematický model mechanismu.

3. 1. Popis náhradního mechanismu.

Základní problém sestavení matematického modelu reálného mechanismu je volba vhodného náhradního mechanismu. Reálný mechanismus se stává ze členů se spojitě rozloženými hmotami, spojitě rozloženou pružností a mezi všemi členy jsou vůle. Přesný matematický popis soustavy pružných těles je velmi obtížný a získané rovnice jsou řešitelné s velkými potížemi. Náhradní mechanismus je vždy kompromis mezi požadavkem přesnosti řešení a možnostmi výpočetní techniky.

Toto všechno určuje předpoklady pro snadné provedení dynamického řešení. Předpoklady k tomu jsou:

- a) všechny hmoty jsou soustředěny do spojovacích kloubů
- b) všechna táhla a uložené body jsou absolutně tuhé
- c) vahadla otočně uložených členů jsou absolutně tuhá a jsou spojena torzními tyčemi se známou konstantou torzní tuhosti c

d) mezi členy nejsou vůle

e) při řešení nebudeme uvažovat vlastní váhu členu.

Pro integraci pohybových rovnic měli bychom stanovit počáteční podmínky. Budeme předpokládat, že v počáteční poloze platí:

- a) mechanismus je ve střední poloze a tedy není zatížen osnou
- b) všechny členy se pohybují ideální teoretickou rychlostí
- c) napětí všech pružných členů je nulové.

3. 2. Odvození pohybových rovnic.

Při odvození pohybových rovnic vyjdeme z Lagrangeovy rovnice 2. řádu, kterou je možné napsat ve tvaru:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial K}{\partial q} = - \frac{\partial U}{\partial q} \quad (3.1)$$

kde K - celková kinetická energie mechanismu

U - celková potenciální energie mechanismu.

Podle našich předpokladů o náhradním mechanismu budou mít kinetickou energii nebo potenciální pouze členy spojené s otočně uloženými členy. Pro jednotlivé členy lze odvodit tyto vztahy.

$$\begin{aligned}
K_1 &= \frac{1}{2} J_{1p} \cdot \omega_{1p}^2 \\
U_1 &= \frac{1}{2} (\varphi_{1p} - \varphi_1 + \alpha_1)^2 \cdot c_1 \\
K_2 &= \frac{1}{2} J_{2p} \omega_{2p}^2 + \frac{1}{2} J_2 \cdot \omega_2^2 \\
U_2 &= \frac{1}{2} (\varphi_{2p} - \varphi_2 + \alpha_2)^2 \cdot c_2
\end{aligned} \tag{3.2}$$

$$\begin{aligned}
K_3 &= \frac{1}{2} J_{3p} \omega_{3p}^2 + \frac{1}{2} J_3 \omega_3^2 \\
U_3 &= \frac{1}{2} (\varphi_{3p} - \varphi_3 + \frac{3}{2} \pi)^2 c_3 + \int_0^{\varphi_3} M_3 d\varphi_3 + \int_0^{\varphi_3} M_4 d\varphi_3
\end{aligned}$$

kde $J_{1p}, J_{2p}, J_{3p}, J_2, J_3$ - jsou momenty setrvačnosti vahadel určených podle vztahu:

$$J_i = m_i \cdot \ell_i^2$$

kde m_i - je hmota spojená v kloubu s příslušným vahadlem
a ℓ_i - je délka tohoto vahadla. (viz. obr. 3.1)

φ_1 - je určen zdvihovou závislostí hnacího mechanismu

$\varphi_{1p}, \varphi_2, \varphi_{2p}, \varphi_3, \varphi_{3p}$ - jsou úhly určující polohu vahadel
(viz. obr. 3.1)

$\omega_{1p}, \omega_2, \omega_{2p}, \omega_3, \omega_{3p}$ - jsou úhlové rychlosti otáčení vahadel.

To jsou derivace výše uvedených úhlů

c_1, c_2, c_3 - jsou torzní tuhosti čepů, které spojují vahadla otočně uložených členů

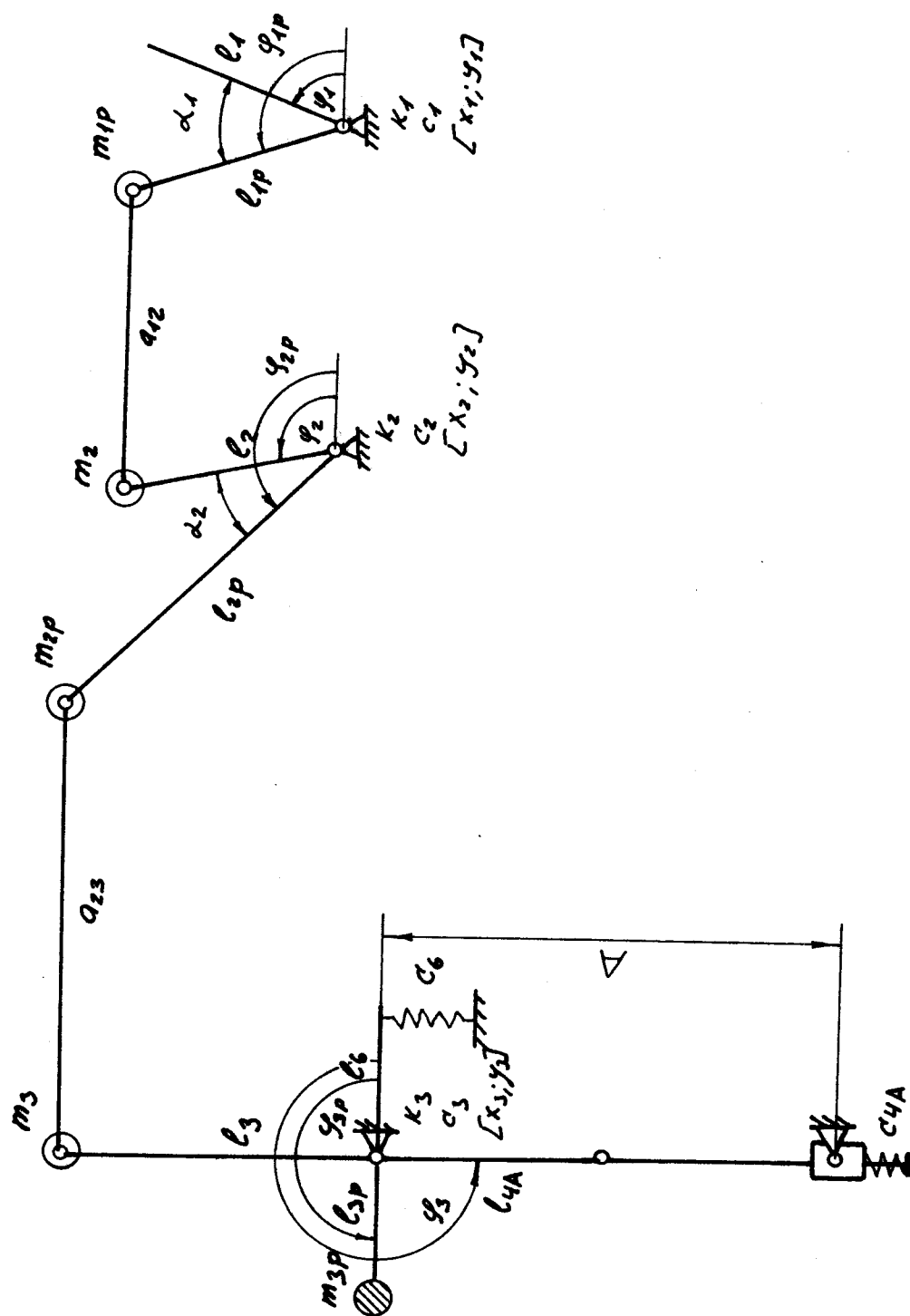
M_3 - je moment, který vyvozuje mechanismus simulující zatížení osnovou

M_4 - je moment, který vyvozuje mechanismus simulující zatížení protitahů

α_1, α_2 - úhly mezi vahadly členů 1 a 2 (viz. obr. 3.1).

Jednotlivé otočně uložené členy jsou spojené pevnými táhly, a proto jejich poloha je svázána převodovými funkcemi, které lze pomocí první a druhé převodové funkce napsat ve tvaru:

$$\begin{aligned}
\varphi_2 &= f_{21}(\varphi_{1p}) \\
\omega_2 &= \mu_{21} \omega_{1p} \\
c_2 &= \nu_{21} \omega_{1p}^2 + \mu_{21} c_{1p}
\end{aligned} \tag{3.4}$$



обр. 3.1.

$$\varphi_3 = f_{32}(\varphi_{2p}) \quad (3.4)$$

$$\omega_3 = \mu_{23} \omega_{2p}$$

$$\varepsilon_3 = \nu_{32} \omega_{2p}^2 + \mu_{32} \varepsilon_{2p}$$

Sečtením kinetických a potenciálních energií členů spočtených ve vztazích (3.2) získáme celkovou potenciální a kinetickou energii:

$$K_c = \frac{1}{2} (J_{1p} \omega_{1p}^2 + J_{2p} \omega_{2p}^2 + J_2 \omega_2^2 + J_3 \omega_3^2 + J_{3p} \omega_{3p}^2)$$

$$U_c = \frac{1}{2} (\varphi_{1p} - \varphi_1 + \alpha_1)^2 c_1 + \frac{1}{2} (\varphi_{2p} - \varphi_2 + \alpha_2)^2 c_2 + \frac{1}{2} (\varphi_{3p} - \varphi_3 - \frac{3}{2} \alpha_1)^2 c_3 + \int_0^{\varphi_3} M_3 d\varphi_3 + \int_0^{\varphi_3} M_4 d\varphi_3 \quad (3.5)$$

Derivace těchto výrazů a dosazení do rovnice (3.1) dostaneme pohybové rovnice mechanismu. Nedostatkem těchto rovnic je, že v nich není uvažováno tření. To znamená, že při pohybu mechanismu vzniklé chvění by nebylo tlumeno, a proto by se neustále zvyšovala amplituda kmitu. Při numerickém řešení pohybových rovnic pak ale vznikají těžkosti. Abychom se těmto problémům vyhnuli, přidali jsme k pohybovým rovnicím člen popisující hydraulické tlumení. Tento člen má tvar:

$$R_i = -k_i(\omega_i - \omega_{i-1}) = -k_i \Delta \omega \quad (3.6)$$

kde k_i - je koeficient tlumení

$\Delta \omega$ - je rozdíl úhlových rychlostí dvou vahadel, u kterých předpokládáme, že jsou spojeny torzní tyčí.

S touto soupravou lze pohybové rovnice napsat ve tvaru:

$$\frac{d\varphi_{1p}}{dt} = \omega_{1p}$$

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_{1p}}{dt} (J_{1p} + \mu_{21}^2 J_2) = & -J_2 \nu_{21} \mu_{21} \omega_{1p}^2 - \\ & - c_1 (\varphi_{1p} - \varphi_1 + \alpha_1) + c_2 (\varphi_{2p} - \varphi_2 + \alpha_2) \mu_{21} - k_1 (\omega_{1p} - \omega_1) \end{aligned} \quad (3.7)$$

$$\frac{d\varphi_{2p}}{dt} = \omega_{2p}$$

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_{2p}}{dt} (J_{2p} + \mu_{32}^2 J_3) = & - J_3 \nu_{32} \mu_{32} \omega_{2p}^2 - c_2 (\varphi_{2p} - \varphi_2 + \alpha_2) + \\ & + (\varphi_{3p} - \varphi_3 - \frac{3}{2} \pi) c_3 \mu_{32} - k_2 (\omega_{2p} - \omega_2) + \\ & + M_3 \mu_{32} + M_4 \mu_{32} \end{aligned} \quad (3.7)$$

$$\frac{d\varphi_{3p}}{dt} = \omega_{3p}$$

$$\frac{d\omega_{3p}}{dt} (J_{3p}) = - (\varphi_{3p} - \varphi_3 - \frac{3}{2} \pi) \cdot c_3 - k_3 (\omega_{3p} - \omega_3)$$

Vztahy (3.7) jsou uvedeny ve tvaru vhodném pro numerickou integraci diferenciálních rovnic, při které lze integrovat soustavu diferenciálních rovnic prvního řádu.

3. 3. Mechanismus simulující zatížení osnovou.

V pohybových rovnicích (3.7) se vyskytuje hodnota M_3 , která udává moment, kterým zatěžuje soustavu mechanismus simulující zatížení osnovou. Zvětšené schéma mechanismu je na obrázku 3.2. U tohoto mechanismu je zadána hodnota A , ℓ_{4A} a tuhost pružiny c_{4A} a její počáteční předpětí F_0 . Pro úhel φ_{4A} z obrázku 3.2 platí

$$\varphi_{4A} = \frac{\pi}{2} + \varphi_4 \quad (3.8)$$

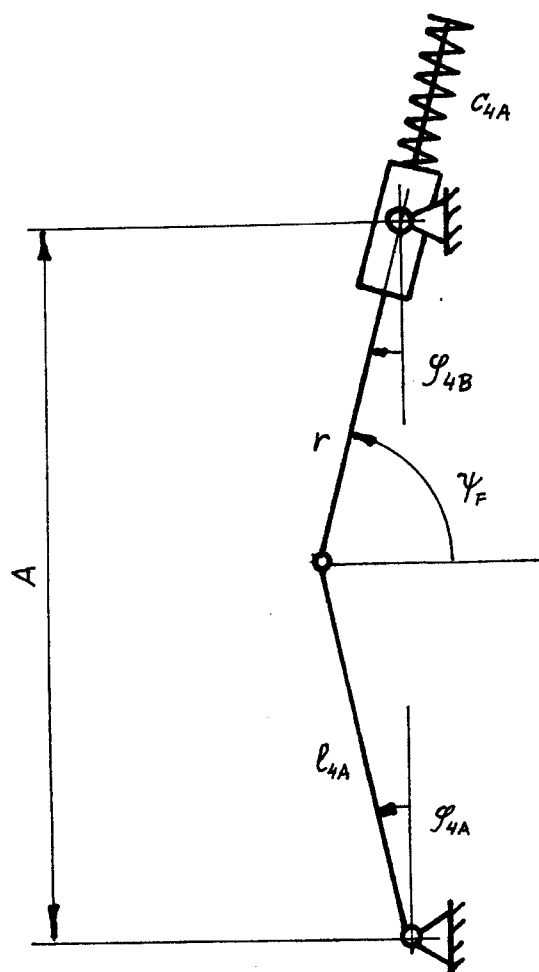
Pomocí cosinové věty lze snadno určit veličinu r a z ní změnu délky pružiny

$$r = \sqrt{A^2 + \ell_{4A}^2 - 2A\ell_{4A} \cos \varphi_{4A}} \quad (3.9)$$

$$\Delta x = r - (A - \ell_{4A}) \quad (3.10)$$

Síla působící na rameno ℓ_{4A} má tedy velikost

$$F = c_{4A} \cdot \Delta x + F_0 \quad (3.11)$$



obr. 3.2 Simulace zatížení osnovou

Pro moment M_3 této síly z obrázku 3.2 odvodíme:

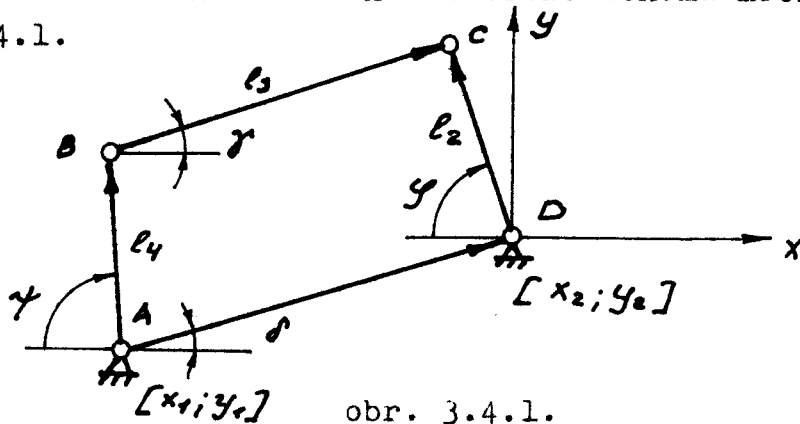
$$M_3 = -l_{4A} F (\sin \varphi_{4A} \cdot \sin \psi + \cos \varphi_{4A} \cdot \cos \psi) \quad (3.12)$$
 Pro úhel ψ ze vztahu (3.12) platí:

$$\cos \psi = \sin \varphi_{4B} \quad (3.13)$$

$$\frac{\sin \varphi_{4A}}{\sin \varphi_{4B}} = \frac{r}{l_{4A}} \quad (3.14)$$

3. 4. Určení převodových funkcí čtyřčlenného mechanismu.

Abychom mohli využít pohybových rovnic (3.7) je nutné dále znát hodnoty převodových funkcí, které jsou definovány ve vztazích (3.4). Jedná se o převodové funkce mezi hnáným a hnacím mechanismem čtyřčlenného mechanismu, který je základním stavebním prvkem námi vyšetřovaného mechanismu. Kinematické schéma mechanismu je na obrázku 3.4.1.



obr. 3.4.1.

Pro tento mechanismus podle obrázku platí:

$$\begin{aligned} l_2 \cos \varphi + l_3 \cos \gamma &= l_1 \cos \delta + l_4 \cos \psi \\ l_2 \sin \varphi + l_3 \sin \gamma &= l_1 \sin \delta + l_4 \sin \psi \end{aligned} \quad (3.15)$$

V našem případě $\delta=0$ a $l_{1x} = x_2 - x_1$; $l_{1y} = y_2 - y_1$ a člen l_1 neexistuje, tj. klouby na rámu A a D nejsou společně vázané. Po této úpravě dostaneme:

$$\begin{aligned} l_2 \cos \varphi - l_{1x} &= l_4 \cos \psi - l_3 \cos \gamma \\ l_2 \sin \varphi - l_{1y} &= l_4 \sin \psi - l_3 \sin \gamma \end{aligned} \quad (3.16)$$

Provedeme-li úpravu

$$\begin{aligned} \ell_1 x - \ell_2 \cos \varphi &= \ell_3 \cos \gamma - \ell_4 \cos \psi \\ \ell_1 y - \ell_2 \sin \varphi &= \ell_3 \sin \gamma - \ell_4 \sin \psi \end{aligned} \quad (3.17)$$

a dosazení nových veličin

$$\begin{aligned} D_x &= \ell_1 x - \ell_2 \cos \varphi = x_2 - x_1 - \ell_2 \cos \varphi \\ D_y &= \ell_1 y - \ell_2 \sin \varphi = y_2 - y_1 - \ell_2 \sin \varphi \end{aligned} \quad (3.18)$$

dostaneme:

$$\begin{aligned} D_x &= \ell_3 \cos \gamma - \ell_4 \cos \psi \\ D_y &= \ell_3 \sin \gamma - \ell_4 \sin \psi \end{aligned} \quad (3.19)$$

Po další úpravě

$$\begin{aligned} (\ell_3 \cos \gamma)^2 &= (D_x + \ell_4 \cos \psi)^2 \\ (\ell_3 \sin \gamma)^2 &= (D_y + \ell_4 \sin \psi)^2 \end{aligned} \quad (3.20)$$

a sečtením těchto dvou rovnic s další úpravou dostaneme:

$$\frac{\ell_3^2 - D^2 - \ell_4^2}{2\ell_4} = D_x \cos \psi + D_y \sin \psi \quad (3.21)$$

Vztah (3.21) je výchozí rovnice pro získání úhlu , aj.

$$G_1 = \frac{\ell_3^2 - D^2 - \ell_4^2}{2\ell_4} \quad (3.22)$$

$$G_1 = (D_x \cos \psi + D_y \sin \psi) \quad (3.21a)$$

Pro $\sin \psi$ platí $\sin \psi = \sqrt{1 - \cos^2 \psi}$ (3.23). Při dosazení vztahu (3.23) do rovnice (3.21a) a úpravě

$$(G_1 - D_x \cos \psi)^2 = D_y^2 - D_y^2 \cos^2 \psi \quad (3.24)$$

dostaneme kvadratickou rovnici:

$$(D_x^2 + D_y^2) \cos^2 \psi - 2 D_x G_1 \cos \psi + (G_1^2 - D_y^2) = 0 \quad (3.25)$$

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

a nebo

$$D^2 \cos^2 \psi - 2 D_x G_1 \cos \psi + (G_1^2 - D_y^2) = 0 \quad (3.26)$$

Řešením kvadratické rovnice (3.26) můžeme získat hodnoty:

$$\cos \psi = \frac{D_x G_1 \pm D_y \sqrt{D^2 - G_1^2}}{D^2} \quad (3.27)$$

Pro úhel ψ je možné odvodit další vztah:

$$\sin \psi = \frac{D_y G_1 \mp D_x \sqrt{D^2 - G_1^2}}{D^2} \quad (3.28)$$

Hodnota G_1 je opět určena rovnicí (3.22)

Hodnoty úhlu γ určíme z rovnic:

$$\begin{aligned} D_x &= l_3 \cos \gamma - l_4 \sin \gamma \\ D_y &= l_3 \sin \gamma - l_4 \cos \gamma \end{aligned} \quad (3.29)$$

Po úpravě pro úhel γ je možné odvodit vztahy

$$\begin{aligned} \cos \gamma &= \frac{D_x G_2 \pm D_y \sqrt{D^2 - G_2^2}}{D^2} \\ \sin \gamma &= \frac{D_y G_2 \mp \sqrt{D^2 - G_2^2} \cdot D_x}{D^2} \end{aligned} \quad (3.30)$$

$$\text{Pro } G_2 = \frac{D^2 + l_3^2 - l_4^2}{2l_3} \quad (3.31)$$

Vztahy (3.27), (3.28) a (3.30) nám dosazením příslušných hodnot dovolují určit hodnoty funkcí f_{21} a f_{32} ze vztahů (3.4).

Derivací rovnic (3.15) a postupným pootočením os XY o úhly φ_3 a φ_4 kolem souřadnicového počátku XOY je možné snadno získat vztahy pro určení převodových funkcí μ_{21} , μ_{32} a ν_{21} , ν_{32} pro členy 3 a 4: $\mu_{21} = \mu'_{32}$; $\mu_{32} = \mu_{42}$ a $\nu_{21} = \nu'_{32}$; $\nu_{32} = \nu_{42}$ (viz obr. 3.4.1.), (viz vztahy 3.4.)

$$\begin{aligned} \mu_{21} = \mu'_{32} &= - \frac{l_2 \sin \varphi_{24}}{l_3 \sin \varphi_{34}} \\ \mu_{32} = \mu_{42} &= \frac{l_2 \sin \varphi_{23}}{l_4 \sin \varphi_{43}} \end{aligned} \quad (3.31)$$

$$\begin{aligned} v_{21} = v_{32}' &= \frac{(-l_2 \cos \varphi_{24} - \mu_{32}'^2 \cdot l_3 \cos \varphi_{23} + \mu_{42}'^2 \cdot l_4)}{l_3 \sin \varphi_{34}} \\ v_{32} = v_{42} &= \frac{(l_2 \cos \varphi_{23} + \mu_{32}'^2 \cdot l_3 - \mu_{42}'^2 \cdot l_4 \cos \varphi_{43})}{l_4 \sin \varphi_{43}} \end{aligned} \quad (3.32)$$

kde $\varphi_{24} = \varphi_2 - \varphi_4$
 $\varphi_{23} = \varphi_2 - \varphi_3$
 $\varphi_{34} = \varphi_3 - \varphi_4$
 $\varphi_{43} = \varphi_4 - \varphi_3$ (3.33)

pro $\varphi_2 = \varphi$; $\varphi_3 = \gamma$; $\varphi_4 = \psi$ (3.33a)

Na příkladě μ_{32}' ukážeme celý postup odvození vztahu (3.31).
 Derivujeme rovnici (3.15), pro $l_1 \cos \delta = \text{konst}$, $l_1 \sin \delta = \text{konst}$

$$\begin{aligned} l_2 \omega_2 \sin \varphi + l_3 \omega_3 \sin \gamma &= l_4 \sin \psi \cdot \omega_4 \\ l_2 \omega_2 \cos \varphi + l_3 \omega_3 \cos \gamma &= l_4 \omega_4 \cos \psi \end{aligned} \quad (3.34)$$

Pootočíme celý mechanismus o úhel ψ kolem XOY

$$l_2 \omega_2 \sin(\varphi - \psi) + l_3 \omega_3 \sin(\gamma - \psi) = l_4 \omega_4 \sin(\psi - \psi) \quad (3.35)$$

dostaneme

$$\omega_2 l_2 \sin(\varphi - \psi) = - l_3 \omega_3 \sin(\gamma - \psi) \quad (3.36)$$

$$\mu_{32}' = \frac{\omega_3}{\omega_2} = - \frac{l_2 \sin(\varphi - \psi)}{l_3 \sin(\gamma - \psi)} \quad (3.37)$$

anebo pro $\varphi_2 = \varphi$; $\varphi_3 = \gamma$; $\varphi_4 = \psi$

a $\varphi_2 - \varphi_4 = \varphi_{24}$; $\varphi_3 - \varphi_4 = \varphi_{34}$

$$\mu_{32}' = - \frac{l_2 \sin \varphi_{24}}{l_3 \sin \varphi_{34}} \quad (3.37a)$$

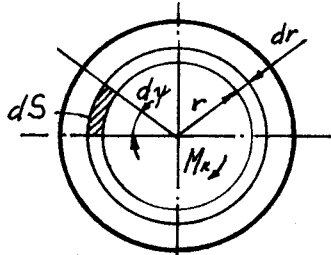
3. 5. Torzní tuhost tyče.

3. 5. 1. Krut přímých prutů kruhového průřezu. I

Zatížení tvoří silové dvojice, jejíž momentový vektor M_k spadá do osy prutu. Předpokládáme, že průřezy zůstávají v rovině, tj. že nenastává zborcení průřezů, a jednotlivé se průřezy vzájemně pootáčejí jako tuhé celky. Namáhání prutů bude v tomto případě zřejmě dáno jen tečnými napětími.

Poněvadž krouticí moment M_k je výslednicí elementárních momentových účinků $\tau \cdot dS \cdot r$ tečných napětí (obr. 3.3), platí:

$$M_k = \int_S \tau \cdot dS \cdot r \quad (3.38)$$



obr. 3.3

S použitím Hookova zákona pro zkres γ , tj. $\gamma = \frac{\tau}{G}$, dostaneme pro největší zkroucení na konci tyče $\varphi = \frac{l}{r} \gamma$ (l - délka tyče, r - poloměr)

$$\tau = \frac{\varphi}{l} G r \quad (3.39)$$

A po dosazení do (3.38) dostaneme

$$M_k = \frac{\varphi}{l} G \cdot r^2 \int_S dS = \frac{\varphi}{l} G J_p \quad (3.40)$$

Neboť polární moment setrvačnosti kruhu k jeho středu lze snadno vypočítat

$$J_p = \int_S r^2 dS = \int_S r^2 dr \cdot d\varphi = \int_{r=0}^{r=a} r^2 2\pi r dr = \frac{\pi a^4}{2} \quad (3.41)$$

$$\text{pro } a = \frac{d}{2}; \quad J_p = \frac{\pi d^4}{32} \quad (3.41a)$$

Ze vztahu $M = c\varphi$, kde c je torzní tuhost tyče dostaneme pro náš případ

$$c = \frac{M}{\varphi} = \frac{G J_p}{\ell}$$

(3.42)

kde G je modul pružnosti ve smyku

J_p je polární moment setrvačnosti

ℓ je délka tyče.

3. 5. 2. Výpočet torzní tuhosti.

Snadno spočítáme pro náš případ podle dílčích hodnot:

a) Tuhost pro kloub číslo 1 (c_1):

Délka tyče je $\ell = 0,24 \text{ m}$; materiál, ze kterého je zhotovena je ocel, takže $G = 8,1 \cdot 10^{10} \text{ Pa}$, průměru tyče $d_1 = 0,018 \text{ m}$. Po dosazení do (3.41a) spočítáme polární moment setrvačnosti:

$$J_p = \frac{\pi (0,018)^4}{32} = 1,031 \cdot 10^{-8} (\text{m}^4)$$

Tuhost c_1 spočítáme po dosazení do (3.42)

$$c_1 = \frac{8,1 \cdot 10^{10} \cdot 1,031 \cdot 10^{-8}}{0,24} = 3,48 \cdot 10^3 (\text{Nm})$$

b) Vzhledem k tomu, že průměr tyče kloubu číslo 2 (tuhost c_2) a materiál u kloubů číslo 1 a 2 jsou stejné, torzní tuhost

$$c_2 = c_1 = 3,48 \cdot 10^3 (\text{Nm})$$

c) Výpočet torzní tuhosti pro kloub číslo 3 (c_3):

Délka tyče je $\ell = 0,11 \text{ m}$, modul pružnosti ve smyku $G = 8,1 \cdot 10^{10} \text{ Pa}$, průměr tyče $d_3 = 0,015 \text{ m}$

$$J_p = \frac{\pi (0,015)^4}{32} = 4,97 \cdot 10^{-9} (\text{m}^4)$$

Anebo

$$c_3 = \frac{8,1 \cdot 10^{10} \cdot 4,97 \cdot 10^{-9}}{0,11} = 3,66 \cdot 10^3 (\text{Nm})$$

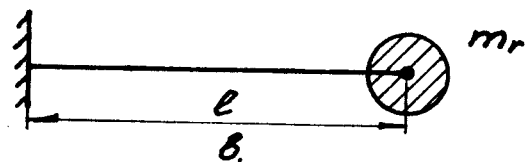
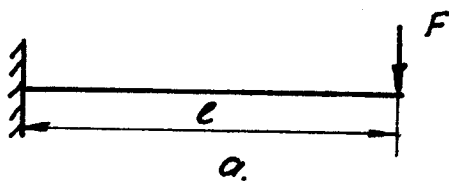
Výsledky:

$$c_1 = c_2 = 3,48 \cdot 10^3 (\text{Nm})$$

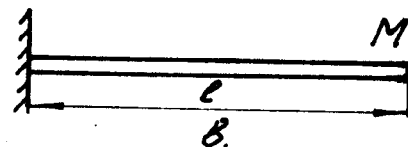
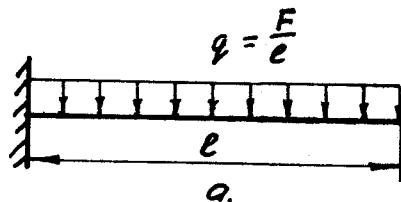
$$c_3 = 3,66 \cdot 10^3 (\text{Nm})$$

3. 6. Výpočet hmot soustředěných v kloubech.

Zhodnotíme dva případy vetknutých nosníků a jejich příčné kmitání, tj. jednostranně vetknutý nosník zatížený osamělou silou (obr. 3.4a) a jednostranně vetknutý nosník, rovnoměrně zatížený (vlastní tíhou) (obr. 3.5a) a jejich analogií (viz. obr. 3.4b a 3.5b).



obr. 3.4



obr. 3.5

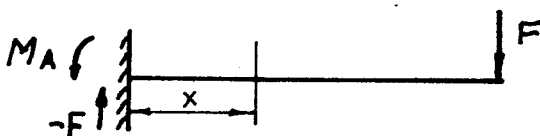
Hmoty nosníků m_r a M jsou stejné, s tím rozdílem, že m_r je redukovaná hmota M , ale na konci nosníku.

Varianta 1: jednostranně vetknutý nosník.

Břemeno F na konci nosníku způsobí průhyb, který spočítáme podle vztahu

$$w''(x) = \frac{d^2 w}{dx^2} = \pm \frac{M_y(x)}{E J_y(x)} \quad (3.43)$$

Ohybový moment v místě řezu x (obr. 3.6) je



$$M_y(x) = -F(l - x)$$

obr. 3.6

Dostaneme podle (3.41) diferenciální rovnici:

$$E J_y w''(x) = -F(l - x)$$

jež po integraci dává

$$E J_y w'(x) = \frac{F}{2} (l - x)^2 + C_1$$

pro náš případ $w'(0) = 0$, což dává

$$C_1 = -\frac{F l^2}{2}$$

Sklon ohybové čáry je určen vztahem

$$E J_y w'(x) = \frac{F}{2} [(l - x)^2 - l^2]$$

(3.44)

Další integrací dostaneme

$$E J_y w(x) = \frac{F}{2} \left[-\frac{l}{3} (l - x)^3 - l^2 x \right] + C_2$$

Musí být $w(0) = 0$, tedy $C_2 = \frac{F\ell^3}{6}$, takže rovnice ohybové čáry zní

$$w(x) = \frac{F}{6E_1 J_{y1}} \cdot x^2(x - 3\ell_1) \quad (3.45)$$

Pro volný konec ($x = \ell$) dostaneme

$$w(\ell) = w_{\max} = \frac{F\ell_1^3}{3E_1 J_{y1}} = \delta \quad (3.46)$$

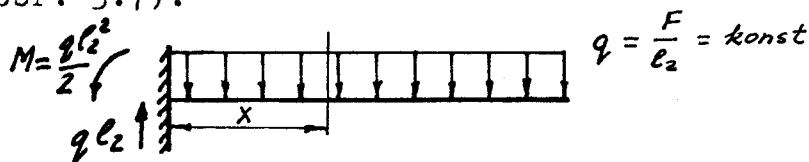
průhyb $\delta = \frac{F\ell_1^3}{3E_1 J_{y1}}$, tuhost průžiny vypočteme ze vztahu $C \cdot \delta = F$ takto:

$$C_1 = \frac{3E_1 J_{y1}}{\ell_1^3} \quad (3.47)$$

Takže při příčném kmitání nosníku základní úhlová frekvence prutu je

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{C_1}{m_1}} = \sqrt{\frac{3E_1 J_{y1}}{m_1 \ell_1^3}} \quad (3.48)$$

Varianta 2: jednostranně vetknutý nosník, rovnoměrně zatížený vlastní tíhou (obr. 3.7).



obr. 3.7

Ohybový moment způsobený zatížením $q(\ell_2 - x)$ vpravo od místa řezu vychází (pro $q = \frac{F}{\ell_2}$)

$$M_y(x) = -q(\ell_2 - x)^2 \cdot \frac{1}{2}$$

Po dosazení do (3.43) a postupné integraci s okrajovými podmínkami

$$w'(0) = 0 \quad \text{a} \quad w(0) = 0 \quad \text{dostaneme}$$

$$w(x) = \frac{qx^2}{24E_2 J_{y2}} (4\ell_2 x - x^2 - 6\ell_2^2) \quad (3.49)$$

Pro volný konec ($x = \ell$)

$$w(\ell) = w_{\max} = \delta = \frac{q\ell^4}{8E_2 J_{y2}} = \frac{F\ell^3}{8E_2 J_{y2}} \quad (3.50)$$

Poněvadž pro případ příčného kmitání základní úhlová frekvence prutu je

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{C_2}{M}} = \sqrt{\frac{8E_2 J_{y2}}{M \ell_2^3}} \quad (3.51)$$

Předpokládáme, že oba nosníky kmitají se stejnou úhlovou frekvencí, tj. $\omega_1 = \omega_2$.

Nosníky (viz. obr. 3.4b a 3.5b) jsou stejné i co se týká materiálu, průřezu a délky, tj. $E_1 = E_2 = E$, $J_1 = J_2 = J_y$ a $\ell_1 = \ell_2 = \ell$. Takže při porovnání vztahů (3.48) a (3.51) máme

$$\sqrt{\frac{3EJ_y}{m_r \ell^3}} = \sqrt{\frac{8EJ_y}{M \ell^3}}$$

Po úpravě dostaneme důležitý vzorec, vztah mezi m_r a M :

$$m_r = \frac{3}{8} M = 0,375 M \quad (3.52)$$

Pomocí vztahu (3.52) snadno spočítáme hmoty soustředěné v kloubech.

Výsledky:

- $m_{1p} = 0,616 \text{ kg}$
- $m_2 = 0,353 \text{ kg}$
- $m_{2p} = 0,282 \text{ kg}$
- $m_3 = 0,169 \text{ kg}$
- $m_{3p} = 0,500 \text{ kg}$

3. 7. Výpočet momentu setrvačnosti vahadel pro matematický model.

Výpočet provádíme podle vztahu, uvedeného pro vahacla a popsaného v kapitole 3.2.:

$$J_i = m_i \cdot \ell_i^2$$

kde m_i - hmoty vahadel

ℓ_i - délky vahadel

$$J_{1p} = m_{1p} \cdot \ell_{1p}^2 = 0,616 \cdot (0,259)^2 = 0,0413 \text{ (kg m}^2\text{)}$$

$$J_2 = m_2 \cdot \ell_2^2 = 0,353 \cdot (0,259)^2 = 0,0237 \text{ (kg m}^2\text{)}$$

$$J_{2p} = m_{2p} \cdot \ell_{2p}^2 = 0,282 \cdot (0,378)^2 = 0,0403 \text{ (kg m}^2\text{)}$$

$$J_3 = m_3 \cdot \ell_3^2 = 0,169 \cdot (0,540)^2 = 0,0464 \text{ (kg m}^2\text{)}$$

$$J_{3p} = m_{3p} \cdot \ell_{3p}^2 = 0,500 \cdot (0,200)^2 = 0,02 \text{ (kg m}^2\text{)}$$

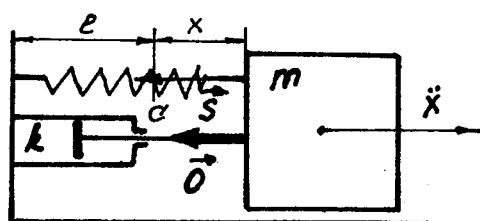
3. 8. Koeficient hydraulického tlumení.

3. 8. 1. Tlumení úměrně první mocnině rychlostí pro případ slabého tlumení.

Pro naši rovnici je zapotřebí spočítat koeficienty vizkozního tlumení. Pohybová rovnice modelu pro tlumení úměrné první mocnině rychlostí má tvar (viz. obr. 3.8)

$$m\ddot{x} = -cx - k\dot{x} \quad (3.53)$$

kde $k\dot{x}$ - odporová síla druhu $\vec{O} = -k\vec{v}$, přičemž konstantou k budeme nazývat součinitel lineárního tlumení.



obr. 3.8

Diferenciální rovnice

$$\ddot{x} + 2\delta\dot{x} + \omega_1^2 x = 0 \quad (3.54)$$

$$\text{pro } 2\delta = \frac{k}{m} \text{ a } \omega_1^2 = \frac{c}{m} \quad (3.54a)$$

Máme diferenciální rovnici druhého řádu, homogenní s konstantními koeficienty:

$$\lambda^2 + 2\delta\lambda + \omega_1^2 = 0 \quad (3.55)$$

Víme, že pro charakter pohybu má rozhodující význam druhý kořen této rovnice. Nás zajímá případ, kdy kořeny rovnice jsou komplexně sdružené, a to

$$\lambda_{1,2} = -\delta \pm i\Omega \quad (3.56)$$

Závislost výchylky na čase má tvar

$$x = e^{-\delta t} (C_1 e^{i\Omega t} + C_2 e^{-i\Omega t}) \quad (3.57)$$

Což ovšem lze upravit pomocí Eulerových vzorců na

$$x = e^{-\delta t} (A \sin \Omega t + B \cos \Omega t) \quad (3.57a)$$

Respektive na tvar

$$x = e^{-\delta t} C \sin(\Omega t + \varphi_0) \quad (3.57b)$$

Pohyb má kmitavý charakter. Z rozboru rovnice (3.57b) vyplývá, že výchylka nabývá nulových hodnot periodicky vždy po době:

$T = \frac{2\pi}{\Omega}$, kde Ω - vlastní pohybová frekvence tlumenného pohybu, třeba že samotný průběh pohybu není periodický. Dále označíme výchylky kmitajícího bodu, při nichž $\sin(\Omega t + \varphi_0) = \pm 1$, jako "amplitudy" tlumeného pohybu.

Můžeme pak říci, že v důsledku vizkozního tlumení dochází ke snížení vlastní kruhové frekvence

$$\Omega = \omega \sqrt{1 - \varrho^2} \quad (3.58)$$

kde ϱ - poměrný útlum, a je roven $\varrho = \frac{\delta}{\omega}$.

Prodloužení doby periody

$$T = \frac{2\pi}{\omega \sqrt{1 - \varrho^2}} \quad (3.59)$$

Ze vztahu (3.57b) můžeme určit poměrný pokles amplitudy po proběhnutí několika period (např. n). Platí:

$$\frac{x(t+nT)}{x_t} = \frac{C e^{-\delta(t+nT)} \sin[\Omega(t+nT) + \varphi_0]}{C e^{-\delta t} \sin(\Omega t + \varphi_0)} = e^{-\delta n T} \quad (3.60)$$

neboť $n T = n \cdot 2\pi / \Omega$. Odkud pro $n = 1$ máme

$$\frac{x(t+T)}{x_t} = e^{-\delta T} \quad (3.61)$$

resp.

$$\lg \frac{x(t+T)}{x_t} = -\delta T = -2\pi \frac{\varrho}{\sqrt{1 - \varrho^2}} = \text{konst} \quad (3.62)$$

anebo

$$\lg \frac{x_t}{x(t+T)} = 2\pi \frac{\varrho}{\sqrt{1 - \varrho^2}} = \varphi = \text{konst} \quad (3.62a)$$

Z výrazu je patrné, že během jedné periody poklesne amplituda vždy na stejnou poměrnou část předchozí amplitudy. Hodnotu φ

nazýváme logaritmickým dekrimentem.

Tento výsledek má pro nás význam. Chceme-li u našeho případu zjistit charakter i velikost tlumení, pak můžeme vypočítat poměr sousedních výchylek $\frac{x_1}{x_2}$ a dobu periody T .

Poměrný útlum můžeme napsat po dosazení vztahů (3.54a) ve tvaru:

$$\varrho = \frac{k}{2\sqrt{cm}} \quad (3.63)$$

A pomocí logaritmického dekrimentu spočítáme velikost konstantního tlumení:

$$\lg \frac{x_t}{x(t+T)} = 2\pi \frac{\frac{k}{2\sqrt{cm}}}{\sqrt{1 - \frac{k^2}{4cm}}} = 2\pi \frac{k}{\sqrt{4cm - k^2}} \quad (3.64)$$

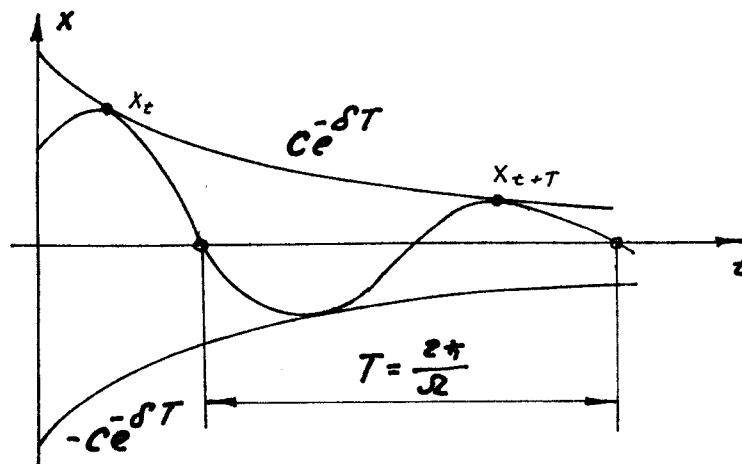
Odkud po úpravě dostaneme:

$$k = 2 \lg \frac{x_t}{x(t+T)} \sqrt{\frac{cm}{\left[\lg \frac{x_t}{x(t+T)}\right]^2 + 4\pi^2}} \quad (3.65)$$

kde c - tuhost pružiny

m - hmota tělesa

$\frac{x_t}{x(t+T)}$ - poměr sousedních výchylek.



obr. 3.9

3. 8. 2. Výpočet koeficientu hydraulického tlumení.

Zvolíme poměr sousedních výchylek. Ať $x_t = 1$ a $x_{(t+\tau)} = 0,5$, tj. poměr je 2 (viz obr. 3.9).

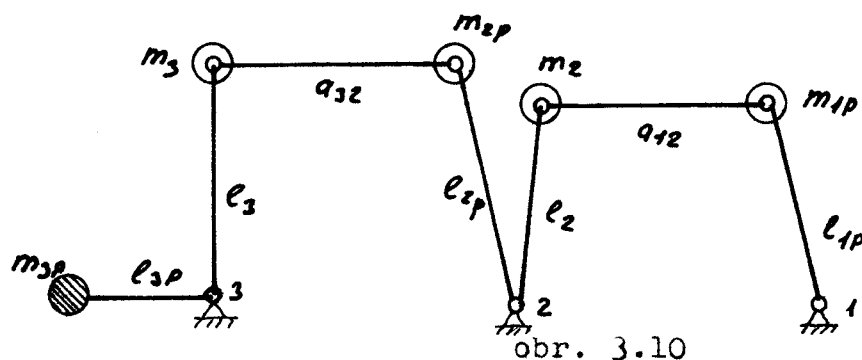
Takže pro výpočet koeficientů tlumení potřebujeme vědět hmoty soustředěné v kloubech a torzní tuhosti kloubů c_1, c_2, c_3 . Torzní tuhosti jsou spočítané v kapitole 3. 5. 2.

Velice snadno spočítáme hmotnosti podle jejich hodnot, uvedených v kapitole 3.6 (viz obr. 3.10).

$$1. m_{cel1} = m_{1p} = 0,616 \text{ (kg)}$$

$$2. m_{cel2} = m_2 + m_{2p} = 0,353 + 0,282 = 0,635 \text{ (kg)}$$

$$3. m_{cel3} = m_3 + m_{3p} = 0,163 + 0,500 = 0,663 \text{ (kg)}$$



Vlastní koeficient tlumení spočítáme podle vztahu (3.65) a všechny hodnoty, potřebné pro výpočet zařadíme do tabulky 3.1

Tabulka 3.1.

Č. kloub. na rámu	c	m	k
	(Nm)	(kg)	(N . S)
1	$3,48 \cdot 10^3$	0,616	3,211
2	$3,48 \cdot 10^3$	0,635	3,260
3	$3,66 \cdot 10^3$	0,663	3,430

$$1. \quad k_1 = 2 \lg 2 \sqrt{\frac{0,616 \cdot 3,48 \cdot 10^2}{(\lg 2)^2 + 4\pi^2}} = 3,211 \text{ (Ns)}$$

$$2. \quad k_2 = 2 \lg 2 \sqrt{\frac{0,635 \cdot 3,48 \cdot 10^2}{(\lg 2)^2 + 4\pi^2}} = 3,260 \text{ (Ns)}$$

$$3. \quad k_3 = 2 \lg 2 \sqrt{\frac{0,663 \cdot 3,66 \cdot 10^2}{(\lg 2)^2 + 4\pi^2}} = 3,430 \text{ (Ns)}$$

3.9. Algoritmus integrace pohybových rovnic.

Soustava diferenciálních rovnic (3.7) tvoří pohybové rovnice vyšetřovaného mechanismu. Hodnoty jednotlivých úhlů, převodových funkcí a dalších veličin je možné určit pomocí vztahů odvozených v kapitolách: 3. 2 a 3. 3. Rovnice (3.7) tvoří soustavu diferenciálních rovnic, kterou je možné napsat ve vektorovém tvaru

$$\dot{\bar{y}} = \bar{f}(x, \bar{y})$$

kde $\bar{y} = (y_1, y_2, y_3, \dots, y_n)$

a $\bar{f}(x, \bar{y}) = (f_1(x, \bar{y}), f_2(x, \bar{y}), \dots, f_n(x, \bar{y}))$

Hodnoty funkcí $\bar{f}$ je možné určit pomocí výše odvozených vztahů. Protože v našem případě jsou funkce $\bar{f}$ silně nelineární není možné použít pro integraci analytických metod, a proto je třeba použít metod numerické integrace.

Pro provedení výpočtů bylo použito samočinného počítače EC - 1033, pro který byl napsán program v programovém jazyce FORTRAN. Pro numerickou integraci bylo použito podprogramu, který provádí integraci za použití metody Rungovy - Kuttovy. Pro složitost výpočtů pracoval program velmi pomalu. Výpočet jednoho integračního kroku vždy trval několik desítek sekund.

3. 9. 1. Řešení soustavy obyčejných diferenciálních rovnic metodou Runge - Kutta.

Je dána soustava obyčejných diferenciálních rovnic

$$\frac{dy_i}{dx} = f_i(x, y_1, y_2, \dots, y_n) \quad i = 1, 2, \dots, n$$

s počátečními podmínkami $y_i(x = x_0) = y_{0i}$.

Postupné hodnoty funkcí se Runge - Kuttovou metodou vypočítávají podle následujících vzorců:

$$y_{k+1,i} = y_{k,i} + \frac{1}{3} \left(\frac{h}{2} a_{1,i} + h \cdot a_{2,i} + h \cdot a_{3,i} + \frac{h}{2} a_{4,i} \right) \quad (3.66)$$

kde $a_{1,i} = f_i(x_k, y_{k,1}, y_{k,2}, \dots, y_{k,n})$

$$a_{2,i} = f_i \left(x_k + \frac{h}{2}, y_{k,1} + \frac{h \cdot a_{1,1}}{2}, \dots, y_{k,i} + \frac{h \cdot a_{1,i}}{2}, \dots, y_{k,n} + \frac{h \cdot a_{1,n}}{2} \right)$$

$$a_{3,i} = f_i \left(x_k + \frac{h}{2}, y_{k,1} + \frac{h \cdot a_{2,1}}{2}, \dots, y_{k,i} + \frac{h \cdot a_{2,i}}{2}, \dots, y_{k,n} + \frac{h \cdot a_{2,n}}{2} \right)$$

$$a_{4,i} = f_i \left(x_k + h, y_{k,1} + h \cdot a_{3,1}, \dots, y_{k,i} + h \cdot a_{3,i}, \dots, y_{k,n} + h \cdot a_{3,n} \right)$$

a h je krok integrace, k - index integrace ($k = 0, 1, \dots$), $y_{k,i}$ přibližné hodnoty v bodě x_k .

První index značí číslo bodu a druhý číslo funkce. Integrace probíhá tím způsobem, že se vypočítávají dva přibližné výsledky v bodě $x_1 = x_0 + h_0$, a to první ($y_{1,1}, y_{1,2}, \dots, y_{1,i}, \dots, y_{1,n}$) podle vzorce (3.66) s krokem h_0 a druhý ($y_{1,1}^*, y_{1,2}^*, \dots, y_{1,i}^*, \dots, y_{1,n}^*$) pomocí dvojího použití vzorce (3.66) s krokem $h_0/2$.

Krok h_k volíme tak, aby byla splněna podmínka

$$\max (\Delta_{k+1,i}) = \Delta_{k+1} < |\epsilon_{k+1}|$$

kde

$$\Delta_{k+1,i} = y_{k+1,i} - y_{k+1,i}^* \quad \text{pro } |y_{k+1,i}^*| < 1$$

$$\Delta_{k+1,i} = \frac{y_{k+1,i} - y_{k+1,i}^*}{y_{k+1,i}} \quad \text{pro } |y_{k+1,i}^*| \geq 1$$

ϵ_{k+1} je stanovení přesnosti výpočtu v daném kroku integrace. Jestliže $\Delta_{k+1} > |\epsilon_{k+1}|$, $(k+1)$ bod bereme $(x_k + \frac{h_k}{2})$ a vypočítáme $y_{k+1,i}$ a $y_{k+1,i}^*$. Tento postup - půlení kroku - provádíme tak dlouho, až je splněna podmínka $\Delta_{k+1} < |\epsilon_{k+1}|$. Po jejím splnění přejde na další bod o souřadnici x_{k+2} , který je dán vztahem.

$$x_{k+2} = x_{k+1} + h_{k+1}, \text{ kde } h_{k+1} = 1,25 \cdot \bar{h}_k$$

a $\bar{h}_k$ je hodnota kroku h_k při níž bylo splněna podmínka $\Delta_{k+1} < |\epsilon_{k+1}|$.

Požadovaná přesnost výpočtu ϵ_k se vypočítává pro každý integrační krok tak, aby nepřevyšovala v celém integračním intervalu (A, B) požadovanou přesnost ϵ .

$$\epsilon_{k+1} = \epsilon_k + \frac{(\epsilon - \epsilon_k) \cdot h_k}{B - x_k}$$

Za ϵ_0 obvykle volíme nejmenší hodnotu čísla zobrazitelnou na počítači (např. $\epsilon_0 = 0,5 \cdot 10^{-10}$).

3. 9. 2. Průběh úhlu, určujícího polohu hnacího nože.

Pro integraci je třeba ještě určit průběh úhlu y_1 , který určuje polohu hnacího nože. Pro naše řešení byl zvolen sinusový pohybový zákon. Pro úhel y_1 platí:

$$y_1 = Z x_h + Z_0 \quad (3.67)$$

kde Z je hodnota celkového zdvihu

Z_0 je počáteční hodnota úhlu y_1 .

Pro x_h platí v našem případě:

$$x_h = \xi - \frac{1}{2\pi} \sin 2\pi \xi \quad (3.68)$$

$$\xi = \frac{T}{T_2}$$

kde T - je čas, ve kterém je počítána hodnota y_1 .

T_2 - je doba celkového zdvihu.

3. 9. 2. 1. Určení doby celkového zdvihu.

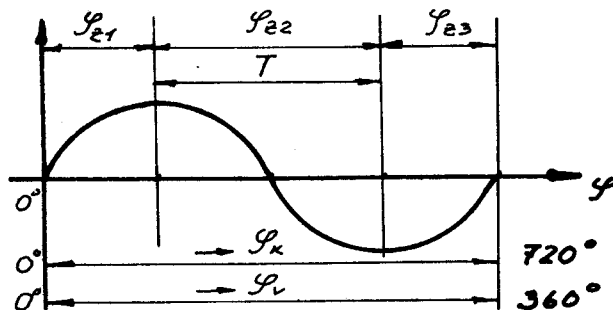
Vycházíme z pohybového zákona tkacího listu, který je dán v závislosti na celém technologickém procesu.

Časový diagram zdvihu tkacích listů pro vazbu 1:1 je na obr. 3.11 vyznačen v závislosti na úhlu y_1 pootočení klikového hřídele.

Protože máme dvojzdvížený listový stroj, tj. celý cyklus je ukončen po dvou otáčkách klikového hřídele, musí se vačka otáčet poloviční rychlostí. Úseky pro úhlové pootočení vačky φ mají stupnici v měřítku 1:2. Sledujeme proto pohyb 1. listu (viz. obr. 3.11). Na celé závislosti $\varphi = 360^\circ$ jsou dva úseky:

$\varphi_{z1}, \varphi_{z2}$ - úhel zdvihu listů

φ_{s2} - úhel stahu listů



obr. 3.11.

Pro náš případ platí vačka bez klidové výdrže (viz. tab. 3.2).

Takže otáčky vačky listového stroje $n = 325$ ot/min (pro klikový hřídel platí $n = 650$ ot/min) anebo $n = \frac{325}{60} = 5,42$ 1/s.

Perioda T (viz. obr. 3.11) vypočteme podle

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

kde $\omega = 2\pi n$

anebo

$$T = \frac{2\pi}{2\pi n} = \frac{1}{n} = 0,1846 \text{ s}$$

Vzhledem k tomu, že nás zajímá zdvih z horní na dolní polohu, tj. pro dva úseky

$$T_2 = \frac{T}{2} = \frac{0,1846}{2} = 0,09 \text{ s}$$

Tabulka 3.2.

SOUŘADNICE VAČEK PO 10 STUPNÍCH.

stupen pootočení	zdvih	zdvih	stupen pootočení
0	113,914 mm	113,909 mm	360
10	113,670	113,667	350
20	112,932	112,928	340
30	111,691	111,686	330
40	109,954	109,950	320
50	107,715	107,708	310
60	104,981	104,973	300
70	101,750	101,740	290
80	98,031	98,023	280
90	93,926	93,922	270
100	89,824	89,823	260
110	86,110	86,105	250
120	82,880	82,874	240
130	80,146	80,139	230
140	77,918	77,904	220
150	76,180	76,165	210
160	74,927	74,918	200
170	74,138	74,176	190
180	73,937		

zdvih vačky - 40 mm

klidová výdrž u vačky neexistuje

4. Rozbor získaných výsledků

4. 1. Vstupní hodnoty výpočtu.

Přestože celý výpočet byl prováděn na samočinném počítači EC - 1033, bylo řešení sledovaného případu poměrně velmi náročné na potřebu strojního času. K řešení v rozsahu 0,75 otáček vačkového hřídele listovky je zapotřebí v průměru 2 hodin strojního času. Vzhledem k tomu byl proveden výpočet pro jednu variantu, ve které byla ověřována správnost funkce matematického modelu.

Výpočet byl prováděn pro matematický model silového mechanismu listovky RL 600. Schéma tohoto modelu je patrné z (obr. 3.1). Mechanismus je uvažován jako nehmotný, dokonale tuhý, s hmotami m_{1p} , m_2 , m_{2p} , m_3 , m_{3p} soustředěných v bodech. Ramena $l_1 - l_{1p}$, $l_2 - l_{2p}$, $l_3 - l_{3p}$ jsou spojena torzními tyčemi o tuhostech c_1 , c_2 , c_3 . Rameno l_3 je pevně spojeno s ramenem l_4 . Člen l_4 je volen jako hnací člen, na němž je možno realizovat libovolný pohybový zákon. Váha listu je zde simulována hmotou m_{4p} a tah osnovy pružinou o tuhosti c_{4A} a předpětí F_0 .

Výpočet byl proveden pro následující vstupní hodnoty:

$l_1 = 0,210 \text{ m}$	$a = 0,545 \text{ m}$
$l_{1p} = 0,259 \text{ m}$	$l_{4A} = 0,2725 \text{ m}$
$a_{12} = 0,220 \text{ m}$	$\varphi_0 = 87^\circ$
$l_2 = 0,259 \text{ m}$	$\varphi_1 = 101^\circ$
$l_{2p} = 0,378 \text{ m}$	$\alpha_1 = 43^\circ$
$a_{23} = 0,950 \text{ m}$	$\alpha_2 = 23^\circ$
$l_3 = 0,540 \text{ m}$	
$l_{3p} = 0,2 \text{ m}$	$l_6 = 0,1 \text{ m}$
$x_1 = 0 \text{ m}$	$x_2 = 0,203 \text{ m}$
$y_1 = 0 \text{ m}$	$y_2 = 0 \text{ m}$
$K_1 = 3,211 \text{ Ns}$	$K_3 = 3,26 \text{ Ns}$
$K_2 = 3,43 \text{ Ns}$	
$x_3 = 0,930 \text{ m}$	$c_1 = c_2 = 3,48 \cdot 10^3 \text{ Nm}$
$y_3 = 0,355 \text{ m}$	$c_3 = 3,66 \cdot 10^3 \text{ Nm}$
$m_{1p} = 0,616 \text{ kg}$	$F_0 = 250 \text{ N}$
$m_2 = 0,353 \text{ kg}$	$F_6 = 25,6 \text{ N}$
$m_{2p} = 0,282 \text{ kg}$	$c_{4A} = 10^4 \text{ N/m}$
$m_3 = 0,169 \text{ kg}$	
$m_{3p} = 0,500 \text{ kg}$	

Výpočet byl proveden ve 3 variantách. V jednotlivých variantách řešení byly sledovány průběhy následujících veličin:

1. Průběhy úhlových výchylek na jednotlivých stupních I-3
2. Průběhy úhlových rychlostí na stupních I-3
3. Průběhy úhlových zrychlení na stupních I-3

Průběhy úhlových výchylek, úhlových rychlostí nebyly graficky znázorněny vzhledem k velkému množství závislostí. Jednotlivé hodnoty jsou uvedeny v příloze. Varianta I v příloze není uvedena.

Varianta I : v tomto případě byl řešen předložený model jako netlumená soustava při kroku 0,0005 s. Výchozím bodem byla střední hodnota zdvihu a jako počáteční podmínky byly voleny teoretické veličiny odpovídající této poloze listu, poháněného dokonale tuhým systémem. Na hnacím členu byl volen pohybový zákon se sinusovým průběhem zrychlení odpovídající konstantním otáčkám vačkového hřídele $n = 325$ ot/min. Sledovaný úsek byl 0,5 otáčky vačkového hřídele ze střední polohy přes dolní úvrať zpět do střední polohy.

Varianta 2 : ve variantě 2 byl použit koeficient viskosního tlumení na všech stupních, ve tvaru $C = -kw$, který nejlépe vystihuje tlumení materialu. Hodnoty koeficientu byly pomocí logaritmického koeficientu spočítány.

Varianta 3 : v tomto případě byla sledována soustava s viskosním tlumením. Řešení odpovídá otáčkám $n = 325$ ot/min vačkového hřídele listovky, při použití sinusového pohybového zákona. Uhel $\alpha_1 = 0$. Tato varianta ukazuje rozkmitaný pohyb, což má za výsledek vznik rázu. To je nepřipustné. Zdvíhová závislost odpovídá variantě I /zdvih vačky $h = I$ /.

Avšak měli bychom prozkoumat vliv odporového konstantního momentu na tlumení rozkmitu.

Varianta 2 odpovídá variantě I a liší se od ní pouze zavedením viskosního tlumení a změnou zdvíhové závislosti vačky /zdvih vačky byl považován za 20 mm/. Hodnoty koeficientů viskosního tlumení jsou uvedeny v podkapitole - / 3. 8. 2. /. Uhel $\alpha_1 = 0$.

4. 2. Zhodnocení získaných výsledků.

Při zkoumání dynamiky u československých pozitivních listových strojů LS 4200 a LOK 20 byly zjištěny další jevy. Docházelo k rozkmitanému pohybu zejména v oblasti následující po horní úvratí listu. Silové poměry se projevovaly na průběhu kroutícího momentu na hnacím členu. Zde docházelo k viditelným rázům v oblasti zpomalování listu při pohybu do horní úvratě a ve fázi pohybu listu z horní úvratě, do konce k záporným hodnotám kroutícího momentu. Tím byly způsobeny nepříjemné špičky námáhání celé soustavy. Zdrojem rázů je vůle mezi hnacím nožem a platinou.

Je patrné, že negativní listovka RL 600 pracuje při značně vyšších otáčkách stavu, než pozitivní LS 4200 a LOK 20. Vede to k značnému růstu sil na jejích jednotlivých součástech. Mechanismus RL 600 je tuhy, což vyplývá z velké hodnoty síly, která je určena hmotou součástí a jejími zrychlení. Značná tuhost se projevuje i působením protitahů a malým počtem kinematických dvojic. Tuhost je závislá i na poloze mechanismu. Nejvyšší tuhost se objevuje v krajních polohách.

4. 3. Závěr.

Na závěr bych chtěl podotknout, že nemůžeme neomezeně zvyšovat otáčky stavu. Především to vyplývá z růstu dynamického zatížení celého stroje. Růst zatížení vede k nepříjemným výsledkům, a to k vibracím, zákmitáním jednotlivých součástí a k snížení životností součástí stavu. Mohli bychom řešit otázku zmenšení dynamického zatížení dvěma směry: zmenšení hmotnosti součástí / je to patrně vidět u RL 600, převod síly na list je uskutečněn lankou, je zanedbáno využití kinematického řetězce /, a to použitím nových materiálů, po případě umělých hmot / např. ALKAMID N nebo MAPA /, neboli změnou tváru detailů, vlastního průřezu součástí, což přispívá ke zmenšení momentu setrvačnosti součástí.

Avšak negativní listovka RL 600 je velice spolehlivý a účinný. Zavedení těchto strojů v textilní výrobě přinese velké ekonomické úspory / Rychloběžnost a zmenšení půdorysu tkacího stavu /.

Úvedený model může být použit pro teoretický výzkum v oblasti sledování dynamických a kinematických veličin při konstruování pozitivní rychloběžné listovky. Jak bylo uvedeno v původní zprávě úloha vytvoření pozitivní RL zůstává úlohou číslo I, vzhledem k

znáčným nedostatkům negativního úspořadání listového stroje.

Vzhledem k tomu, že dynamické problémy soustavy listovka-zdvíhací mechanismus - list - osnova se se za zvyšujících se otáček projevují stále zřetelněji, bude nutně se jímí zabývat detailněji. Předložena práce je uvedena jako jedná z možných cest, tedy spojení teoretického řešení s experimentálním.

Z dosud získaných výsledků nelze udělat v této fázi jednoznačné závěry. Ukazuje však na možnost dalšího zdokonalení předloženého modelu.

Na závěr bych chtěl poděkovat Ing. J. Mrázkovi, Csc a Ing. V. Wasserbauerovi, Csc za cenné rady a podněty, které mi pomohly při sestavování této práce.

Seznam literatury

- /1/ - Talavašek O., Myšinský O.: Automatické tkalcovské stroje
SNTL, Praha 1972.
- /2/ - Szabó I.: Mechanika tuhých těles a kapalin, SNTL, Praha 1967
- /3/ - Mrázek J.: Mechanika silového a impulsního mechanismu
listovky, výzkumná zpráva, Liberec 1973
- /4/ - Mrázek J.- Wasserbauer V.: Zhodnocení československých lis-
tových strojů z hlediska teorie
mechanismu, výzkumná zpráva,
Liberec 1977
- /5/ - Brat Vl., Brousil J.: Dynamika ČVUT Praha 1967
- /6/ - Charvat J.: Teorie mechanismů, VŠST Liberec 1974
- /7/ - Charvat J.: Mechanika II. Teorie mechanismů - vybrané statí,
VŠST 1980
- Šumskij S. N.: Rasčet kinematičeskich i dynamičeskich cha-
rakteristik ploskich ryčážnych mechanizmův,
Mašinostrojenie, Moskva 1980
- Abalkin V. K. a kol.: Spravočnoje rukovodstvo po nebesnoj
mechanike i astrodinamike,
Nauka, Moskva 1976
- Olehla M., Fišer J.: Praktické použití FORTRANU.
Nakladatelství dopravy a spojů.
Praha 1975
- Ferentěv V.: Některé otázky projektování rychloběžných
listových strojů
Textilní strojírenství č. 72, 1976
- /12/ - Hadinec F.: Listové stroje na mezinárodní výstavě ITMA - 79
v HANNOVERU
Špičkové textilní stroje (hodnocení poznatků
z ITMA - 79, sborník z konference) listopad
1979