

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
nositelka Řádu práce

Fakulta strojní

Obor 23-21-8

Stroje a zařízení pro chemický, potravinářský
a spotřební průmysl

Textilní a oděvní stroje

Katedra textilních a oděvních strojů

Název diplomové práce: "Unifikace přírazových
mechanismů tkacích strojů"

Jiří NOVÁK

Vedoucí práce: Doc.Ing.Jaroslav Charvát,CSc

VŠST Liberec

Rozsah práce a příloh

Počet stran⁶¹.....

Počet příloh

a tabulek[—].....

Počet obrázků²⁶.....

Počet výkresů¹.....

Počet modelů

nebo jiných příloh[—].....

DT

Datum: 3.6.1982

Vysoká škola: strojní a textilní Fakulta: strojní
Katedra: textilních a oděvních Školní rok: 1981/1982
strojů

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jiřího N o v á k a

23-21-8 Strojní zařízení pro chemický, potravinářský
a spotřební průmysl

Vážený pane, Váš Váš ve smyslu nařízení vlády ČSSR č. 90/1980 Sb., o státních závěrečných
zkouškách a státních rigorózních zkouškách, určuje tuto diplomovou práci:

Název práce: Unifikace přírazových mechanismů tkacích strojů

Zásady pro vypracování:

- 1) Proveďte klasifikaci přírazových mechanismů používaných u tkacích strojů našich i zahraničních výrobců.
- 2) Srovnávací metodikou určete "znaky", rozhodující pro definování základního přírazového mechanismu, jako východisko pro unifikaci
- 3) Konkrétně se zaměřte na unifikaci přírazového mechanismu pro tryskové tkací stroje "vzduch-voda" a přírazového mechanismu pro tkací stroje s pevným zanašečem "skřípec-člupek".
- 4) Struktury unifikovaných přírazových mechanismů posuďte po stránce kinematické a dynamické.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
ODĚVNÍ
LIDSKÉ PRÁCE
1981-82

Obsah grafických prací: konstrukční sestavy unifikovaných mechanismů

Rozsah průvodní zprávy: 15 stran strojopisu A4

Seznam odborné literatury:

Charvát, J.: Přírazové mechanismy, Výzkumná zpráva, VŠST,
Liberec, 1975-1980

Vedoucí diplomové práce:

Doc. Ing. Jaroslav Charvát, 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 Stráž, CSc

Děkan

v Liberci dne 15.9. 81
10

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

V Liberci dne:

3.6.1982

Jiří Mrák

OBSAH

1. Úvod

- 1.1. Současný stav tkací techniky
- 1.2. Stav a vývoj unifikace ve světě
- 1.3. Přínosy unifikace
- 1.4. Typizace
- 1.5. Současný stav unifikace v ČSSR
- 1.6. Návrh unifikace P - H /K. Baudyš/

2. Přírazové mechanismy

- 2.1. Tvorba tkaniny
 - 2.2. Mechanismus přírazu
 - 2.3. Obecně o přírazových mechanismech
 - 2.3.1. Funkce
 - 2.3.2. Technické podmínky
 - 2.3.3. Druhy přírazných mechanismů
 - 2.4. Vytypování znaků pro definování základního přírazného mechanismu
 - 2.4.1. Unifikace?
 - 2.4.2. Unifikace!
 - 2.5. Porovnání zdvihových závislostí tkacích strojů P - H
 - 2.6. Obecný návrh unifikace tkacích strojů skřípcových, vodních a vzduchových
 - 2.7. Konkrétní návrh unifikace strojů P - H
- ### 3. Závěr

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

P	-	příkon /kW/
n	-	otáčky /l.min ⁻¹ /
v	-	rychlost /m.s ⁻¹ /
a	-	zrychlení /m.s ⁻² /
z	-	počet zubů
p	-	převod
I	-	moment setrvačnosti /kg.m ² /
s	-	dráha /m/
G	-	tíha /N/
I _y , I _z	-	momenty setrvačnosti /m ⁴ /
E	-	Youngův modul pružnosti
m	-	hmotnost /kg/
W	-	průhyb /m/
c ₁ , c ₂	-	konstanty
q	-	spojité obtížení /N.m/
R _A , R _B	-	reakce /N/
l, b, c, h	-	délkové jednotky /m/
m	-	rozměr zanašeče /m/
φ _p	-	prohozní úhel /°/
φ _m	-	úhel zdvihu /°/
t	-	čas /s/

1. ÚVOD

Modernizace a automatizace výroby zasahuje do všech výrob, tedy i do textilního průmyslu. Staré stroje jsou nahrazovány vysocevýkonnými rychloběžnými stroji. Tyto stroje zajišťují vysokou produktivitu a efektivnost výroby. Aby náš stát a průmysl mohl být těmito stroji dostatečně vybaven musí se především zefektivnit vlastní výroba strojního zařízení.

Světový trend ukazuje směr vývoje textilních strojů ve smyslu elektronizace, automatizace, zaručené kontroly a v neposlední řadě také unifikace a typizace strojního zařízení.

V poslední době se technika ubírá směrem k unifikaci základních technologických systémů. V ČSSR se prováděla unifikace dosud pouze v rámci jednotlivých systémů.

1.1. SOUČASNÝ STAV TKACÍ TECHNIKY

Československo má v oblasti vývoje bezčlunkových tkacích strojů významnou mezinárodní pozici. Stroje řady P a v současné době vzduchový stav JETTIS mají ve světě velmi dobré jméno. Uvedená technika se vyznačuje původním československým řešením a je dále výzkumně i vývojově vyvíjena.

Při dosažení vysokých výkonových parametrů a vysoké provozní spolehlivosti je u tkacích strojů i nadále předpoklad dobrého odbytového zajištění v tuzemsku i zahraničí. Pro zajištění špičkové úrovně strojů je nezbytné zvýšení efektivnosti technického rozvoje i výroby.

Z toho hlediska je proto výhodné důsledně řešit unifikaci a typizaci jednotlivých druhů a typů tkacích strojů.

1.2. STAV A VÝVOJ UNIFIKACE VE SVĚTĚ

Pronikavý stupeň unifikace dosahují firmy NISSAN a RÜTTI a to zejména při unifikaci P a H systémů.

Údaje z ITMY 75:

RÜTTI - unifikace P a H tkacích strojů z 80%
- provádí unifikaci i mezi jehlovými stroji

NISSAN - unifikace P a H systémů z 50%
- unifikace ve smyslu funkčních skupin

Je také patrná unifikace mezi jednotlivými výrobci tkacích strojů, zejména v oblasti textilního příslušenství.

1.3. PŘÍNOSY UNIFIKACE

Součástí schválení "Koncepce rozvoje tkací techniky v ČSSR" je i opatření týkající se unifikace a typizace jednoprošlupných tkacích strojů všech prohozních systémů, jejichž rozvoj je perspektivně uvažován.

Cílem tohoto úkolu je zefektivnění inovačního procesu a zkrácení inovačního cyklu důslednou unifikací a typizací jednotlivých technologických uzlů tkacích strojů. Hlavním ekonomickým přínosem bude zefektivnění výroby zhromadněním a uzlovou specializací spojenou s technologickou racionalizací.

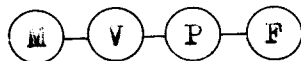
Unifikace uzlů by měla odstranit roztržistěnost výroby jednotlivých tkacích strojů. Důsledná unifikace bude prospěšná i pro obchodně-ekonomické uplatnění jednotlivých

tkacích strojů na zahraničních trzích, zejména zjednodušením a zkvalitněním obchodně-technických služeb, servisních služeb, snižováním sortimentu náhradních dílů, zlevněním i zrychlením jejich výroby. U uživatelů potom dojde ke zjednodušení údržby a obsluhy strojů a k odstranění nedostatku náhradních dílů.

1.4. TYPIZACE

Typizovanými prvky a jednotkami mechanických systémů se rozumí takové prvky a jednotky, které jsou vybrány z celého počtu typů výrobků na základě stanoveného hospodárného počtu. To znamená, že ze stávajícího počtu mechanických systémů budou vybrány charakteristické, v typech zobecněné systémy, které svými příznačnými vlastnostmi budou představovat hospodárně stanovený počet systémů.

Mechanickými systémy máme na mysli soustavu navzájem spojených mechanismů, které tvoří větší celky, stroje v nejširším slova smyslu, tzn. že máme na mysli stroje, které mají jak výkonovou část, tak část k přenosu informace, vlastní pohon a pracovní orgány.



- pohon /M/
- převodový mechanismus /V/
- pracovní mechanismus /P/
- pracovní orgán /F/

Typizovanými prvky a jednotkami mechanických systémů jsou členy mechanismů nebo skupiny členů spojené v pracovní jednotky, vyjadřující základní charakteristické vlastnosti podle určitých, na ně kladených hledisek.

1.5. SOUČASNÝ STAV UNIFIKACE STAVU V ČSSR

V současné době je unifikace tkacích strojů na velice nízké úrovni. Spočívá v podstatě jen v unifikaci jednotlivých řad strojů, kde dosahuje až 80%. Jedná se o stroje řady P, kde existuje 12 různých modifikací nebo stroje řady H s 10 modifikacemi. Avšak mezi prohozními systémy P a H je možnost výměny pouze 14 součástí.

Tabulka zaměnitelných součástí:

Stroje	P	JETTIS	H	NOPAS
P	-	0	14	0
JETTIS	121	-	0	0
H	14	0	-	0
NOPAS	0	0	20	-

Z uvedeného vyplývá, že současný rozsah unifikace mezi jednotlivými tkacími systémy je nedostačující.

Z tohoto důvodu se problematikou unifikace zabýval již loňský absolvent VŠST Liberec Karel Baudyš ve své diplomové práci "Unifikovaný přírazný mechanismus tkacích strojů československé konstrukce". Závěr jeho práce je popsán v následující kapitole.

1.6. NÁVRH NA UNIFIKACI P - H /K.Baudyš/

A. Úprava rámu stroje P

Vzhledem k tomu, že jsem se domníval, že unifikace proběhne na stávajících typech uvažoval jsem o způsobení dosavadní konstrukce rámu stroje P k použití pro typ H.

Tkací stroj typu H používá k přírazu čtyřkloubového mechanismu, stroj P šestikloubového mechanismu. Řešením jsem chtěl zachovat původní charakteristiky obou strojů. Zkreslil jsem zjednodušená schemata obou typů mechanismů, tak aby byl zachován bod přírazu C_p . (obr. a) tímto způsobem jsem získal bod, do kterého musím přenést střed otáčení výkyvné trubky stroje H. Při zachování stejného úhlu výkyvu jako měl původní mechanismus H je nutno provést tyto změny:

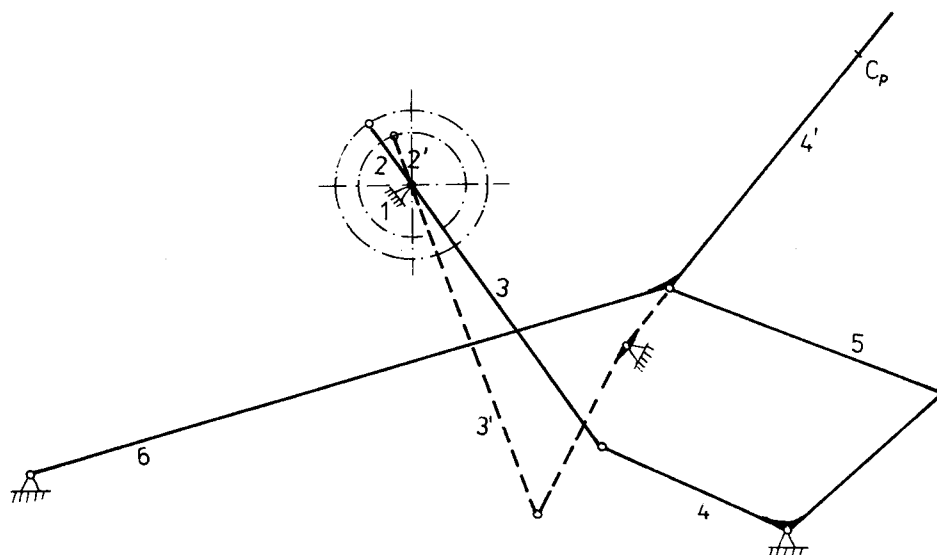
1. Umožnit možnost záměny excentricity členu 2.

$$/P = 37,5 \text{ mm}; H = 23 \text{ mm}/$$

2. Umožnit změnu délky těhlice. $/P = 205 \text{ mm}; H = 131 \text{ mm}/$

3. Uzpůsobit kyvné rameno a kyvnou trubku stroje H k realizaci podobného spojení jako má původní provedení stroje P.

4. Provést úpravu skříně



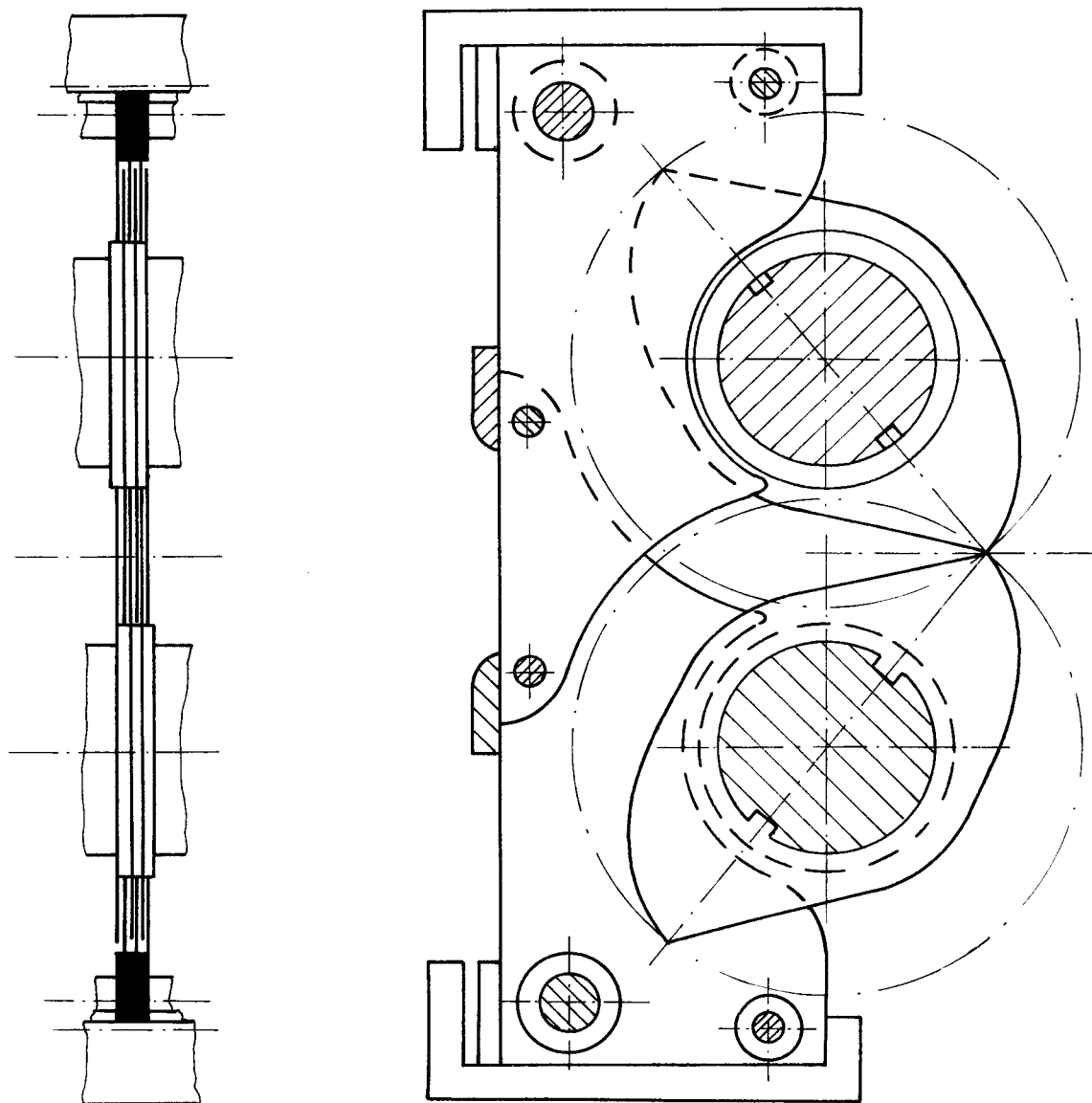
obr. a

B. Ideový návrh unifikovaného rotačního přírazného mechanismu

Vzhledem k nepříjemným dynamickým účinkům všech dosud vyráběných výkyvných přírazových mechanismů zamýšlel jsem se, jakým způsobem by se daly tyto účinky odstranit. Dospěl jsem k názoru, že ideální by byl paprsek rotační. Není to neznámý pojem, tento paprsek pracuje již např. na víceprošlupním stroji KONTIS. Příraz tímto paprskem má však celou řadu nedostatků. Spočívají v pruhovitosti, slabém dorazu apod.

Pruhovitost způsobuje nestejnou měrnost v počtu osnovních nití vnikajících mezi lamely při přírazu, špatný příraz je způsoben zřejmě v důsledku nestálosti přírazného bodu. Dalším nepříjemným faktorem je průhyb paprsku.

U návrhu, který předkládám (obr. b) jsem odstranil všechny nedobré vlivy a přitom se snažil dosáhnout dobrých výk. parametrů. Paprsek koná dva přírazy za jednu otáčku. Je řešen jako soustava statických a rotačních lamel. Statické lamely zabráňují přeskoku osnovních nití do nesprávné mezery rotačního elementu, rotační lamely provádějí vlastní příraz. Přírazný bod je přesně definován, přičemž velikost přírazu je závislá na tvaru rotačních lamel. Lamely statické části jsou řešeny tak, aby tvořily kanál pro použití jak vodního tak vzduchového prohozu. Opěrné lišty uzamykají prošlupní úhel, což umožňuje pohyb listů i v době prohozu.



SCHEMA UNIFIKOVANÉHO ROTAČNÍHO PAPRSKU (M: 1:1)

obr. b

2. PŘÍRAZOVÉ MECHANISMY

2.1. TVORBA TKANINY

Tkanina se tvoří provázáním dvou soustav pravouhle se křížujících nití. Osnovní nítě vcházejí do tkacího procesu podélně v plném počtu vedle sebe rovnoběžně položeny. Útkové niti se vkládají postupně příčně do osnovy, vždy po jedné niti během jednoho pracovního cyklu stavu.

Cyklus tkaní se skládá ze čtyř základních úseků:

1. Otevření prošlupu

Osnovní niti jsou střídavě navedeny do nitěnek tkacích listů. Pohybem tkacích listů v naznačeném směru se v osnově vytvoří klínový prostor, zvaný prošlup.

2. Zanesení útku

Do prošlupu se pomocí zanašeče /člunek, skřípec, jehla, tryska/ vloží do celé šířky osnovy útková nit.

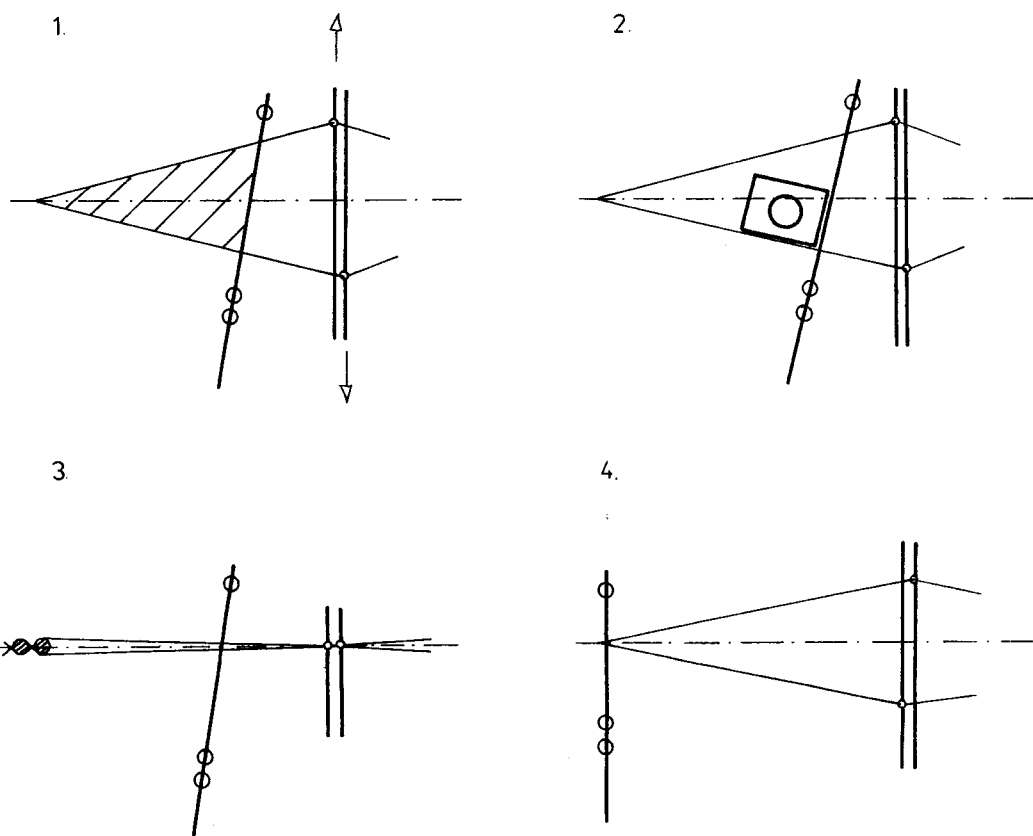
3. Zavření prošlupu

Po zanesení útku si tkací listy vymění polohu a procházejí základní polohou, kdy jsou v zástupu. V dalším pohybu tkacích listů se osnovní niti se zaneseným útkem překříží, aby při následujícím přírazu mohl být útek ke tkanině připevněn.

4. Příraz útku

Posledně zanesený útek se paprskem přirazí k čelu tkaniny.

K vytvoření tkaniny jsou tedy nutné následující mechanismy: Mechanismus prošlupu, zanášení útku do osnovy, přírazu a další mechanismy zajišťující ostatní funkce stavu.



2.2. MECHANISMUS PŘÍRAZU

Výkon tkacího stavu jako výrobního stroje se udává v metrech zatkaného útku za minutu. Je vyjádřen jednoduchou rovnicí:

$$P = n \cdot b = \frac{v \cdot \gamma_p}{6(b+m)} \cdot b = \frac{v \cdot \gamma_p}{6(1 + \frac{m}{b})} \quad [\text{m} \cdot \text{min}^{-1}]$$

Jak již bylo uvedeno, skládá se celý cyklus tkání ze čtyř základních fází: otevření prošlupu, zanesení útku, zavření prošlupu a přírazu útku. Otevírání prošlupu a zavírání prošlupu se částečně překrývají s funkcí mechanismu přírazu. Zdvih tkacích listů se dokončuje při začínajícím prohozu, a naopak stah listů začíná ještě před skončením prohozu. Na-proti tomu pohyb paprsku do přírazné polohy může začít až po

skončení prohozu. Na stavech s kloubovým mechanismem se sice zanášení útku provádí při současném pohybu paprsku, ale tento pohyb není nezbytný, je vlastně navíc. U stavů s vačkovým mechanismem jsou časové intervaly pro zanášení útku $/t_2/$ a čas přírazu útku $/t_1/$ od sebe jednoznačně odděleny. Pro výkon pak platí:

$$P = n \cdot b = \frac{60}{t_1 + t_2} \cdot b \quad [\text{m} \cdot \text{min}^{-1}]$$

Na přírazové mechanismy, jak naznačují už předcházející stati, je kladena spousta podmínek z nichž mnohé jsou i protichůdné. Podrobnější rozbor těchto podmínek bude rozebrán v následujících kapitolách.

Nyní se můžeme zastavit u problému výdrže bidla v zadní krajní poloze v době prohozu útku. Na stavech, kde se prohozní mechanismus pohybuje s paprskem nemusí být paprsek po dobu prohozu v zadní poloze v naprostém klidu. U tryskových tkacích strojů je nutno provést celý prohoz útku při stojícím bidle, nanejvýš je možné připustit pohyb bidla /paprsku/ v rozsahu 5 mm, aby nedošlo k narušení klidného prohozu útku. Z těchto podmínek vyplývá, že tkací stavy, které se liší znašecím elementem, šířkou stavu, cenou, počtem zatkaných útků, spolehlivostí a dalšími parametry se budou lišit i mechanismy, které jsou použité k realizaci přírazu útku ke tkanině.

V současné době se používá mechanismů kloubových a vačkových.

2.3. OBECNĚ O PŘÍRAZOVÝCH MECHANISMECH

2.3.1. FUNKCE

U většiny systémů tkaní má mechanismus k přírazu útku tři hlavní funkce.

- Nese paprsek a tak vede osnovní nitě, rozdělené v určitých vzdálenostech.
- Vede zanášecí element v prošlupu.
- Přiráží nově zanesený útek do tkaniny. To je nejdůležitější funkce přírazného mechanismu.

2.3.2. TECHNICKÉ PODMÍNKY

Hlavní funkcí přírazného mechanismu je realizace vratného pohybu paprsku. Volba mechanismu pro určitý typ stavu závisí na požadovaném průběhu dráhy paprsku. Podmínky pro konstrukci přírazného mechanismu jsou dány dvěma hledisky.

A. Dráha paprsku v závislosti na pootočení hl. hřídele stavu

- v oblasti zadní krajní polohy má zůstat paprsek co nejdéle, aby byl k dispozici pokud možno největší úhlový úsek pro prohoz útku osnovou.
- Zrychlení vahadel a nosníku s paprskem musí být minimální, protože tento kyvný celek má značně vysoký moment setrvačnosti.
- Pohyb paprsku v oblasti přírazné polohy je určen technologickými požadavky.

a/ Pro tkaní hedvábí se vyžaduje příraz útku malou rychlostí

b/ Pro výrobu těžších tkanin je vyšší rychlost přírazu

c/ Pro výrobu nejtěžších tkanin je nutný dvojnásobný příraz

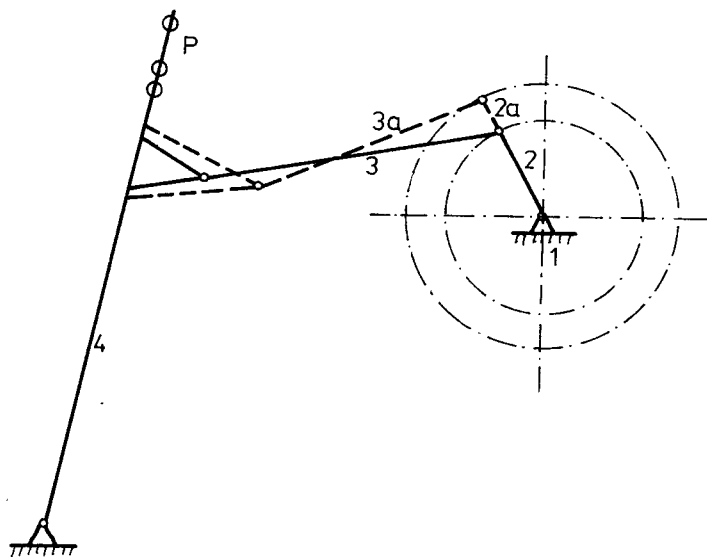
B. Poloha dráhy paprsku vzhledem ke tkací rovině.

- V přírazné poloze má být paprsek kolmý ke tkací rovině
- Lamely pro vedení zanašeče nebo usměrnění proudu vzduchu musí před přírazem vystoupit z osnovy.
- Na člunkových stavech a na některých jehlových stavech jsou zanašecí elementy vedeny po kluzné dráze a popřední straně paprsku. Pokud jsou tyto elementy v prošlupu je nutná, aby dráha kluznice pokud možno nejdéle sledovala rovinu spodní části osnovních nití.
- U paprsků letmo upevněných /bez svrcholce/ má být místo přírazu co nejblíže k upevnění paprsku, aby ohybový moment nebyl velký.

2.3.3. DRUHY PŘÍRAZNÝCH MECHANISMU

A. Kloubové mechanismy

Čtyřčlenný kloubový mechanismus (obr. 1) je složen z rámů, kliky 2, ojnice 3 a vahadla 4 nesoucí paprsek P.

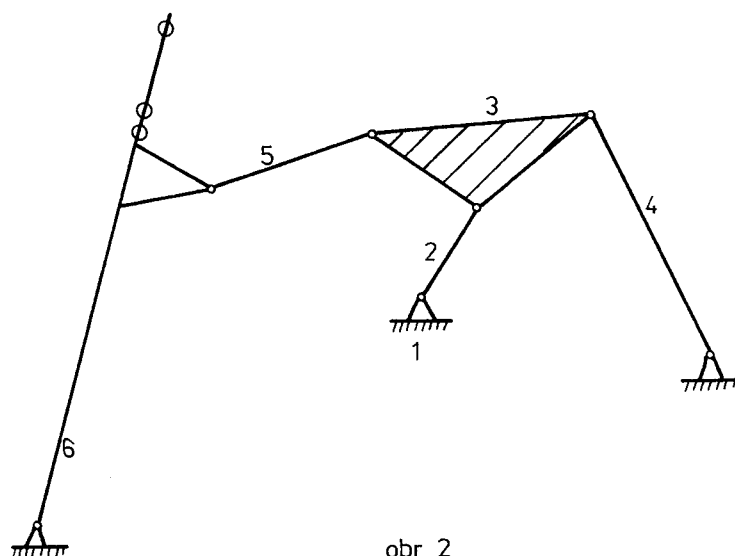


obr. 1

Pro rychloběžné stavy menších pracovních šíří do 1,2 m se tyto mechanismy vyrábí s dlouhou ojnící 3. Pro stavy větších pracovních šíří se ojnice 3a zkracuje, případně se ještě prodlouží klika na délku 2a, aby bylo dosaženo většího prohozního úhlu.

Šestičlenný kloubový mechanismus se používá ze tří důvodů:

V sestavení podle obr. 2 se dosáhne většího prohozního úhlu než u čtyřčlenného kloubového mechanismu.

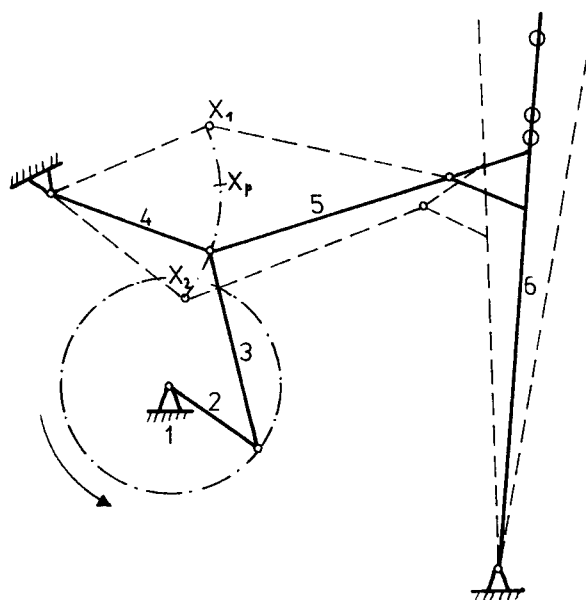


obr. 2

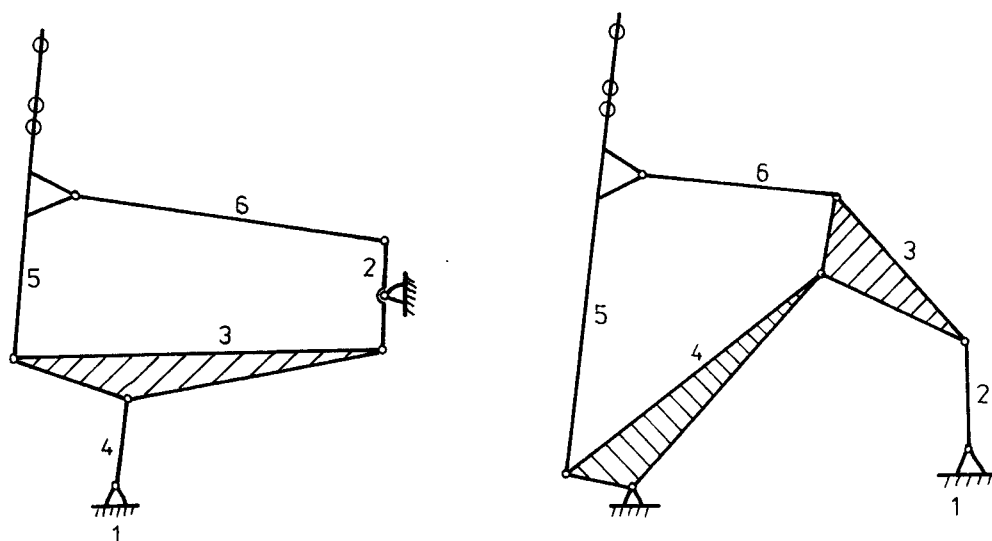
Pro výrobu velmi těžkých bytových textilií se používá mechanismus podle obr. 3.

Kloub X se pohybuje z polohy X_1 do X_2 a tím dvakrát na jednu otáčku kliky 2 prochází příraznou polohou X_p . Protože tento kloub setrvává delší dobu v oblasti polohy X_2 , odpovídající zadní krajní poloze paprsku, je vytvořen dostatečně velký prohozní úhel pro průlet člunku osnovou.

Na předcházejících mechanismech se paprsek pohyboval po kruhové dráze, která však nevyhovuje pro některé bezčlun-
kové stavy. Pohyb paprsku po obecné křivce zajistí šesti-
členný mechanismus v sestavení podle obr. 4. Šestičlenné
kloubové mechanismy nedosáhnou v oblasti zadní krajní polohy
přesné klidové polohy, což způsobuje změnu znaménka zrych-
lení.

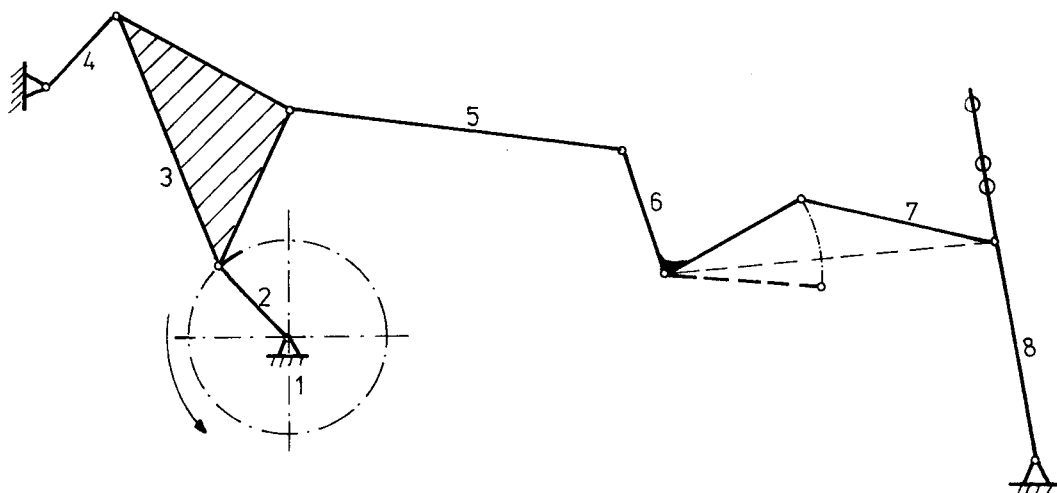


obr. 3



obr. 4

Pro speciální požadavky je možné sestavit vícečlenný kloubový mechanismus. Na obr. 5 je osmičlenný kloubový mechanismus s dvojitým přírazem pro těžké tkaniny a s relativním klidem vahadla 8 v oblasti zadní krajní polohy. Je vhodný pro těžké stavy větších pracovních šíří.

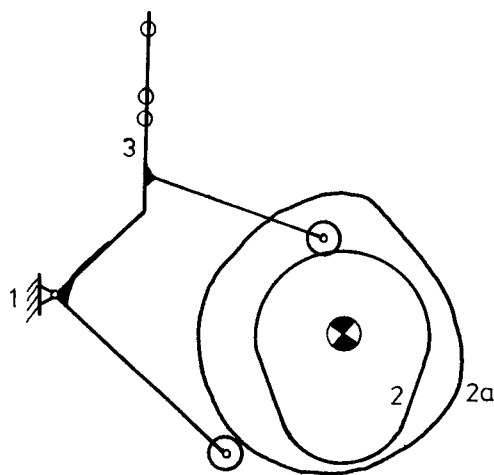


obr. 5

B. Vačkové mechanismy

Na některých typech skřipcových a jehlových stavů je prohozní mechanismus upevněn na rámu stroje a proto musí být paprsek během prohozu v klidu. Přesné klidové polohy v požadovaném rozsahu 220° - 250° je možné dosáhnout pouze vačkovým mechanismem.

Nejvíce používané provedení je na obr. 6, kde značí 2 - pozitivní vačka, 2a - negativní vačka, 3 - vahadlo s nosníkem paprsku. Výroba tohoto mechanismu je velmi náročná, mezi oběma vačkami a kladičkami je přípustná minimální vůle, aby nevznikaly rázy v mechanismu.



obr. 6

C. Mechanismy s ozubenými koly

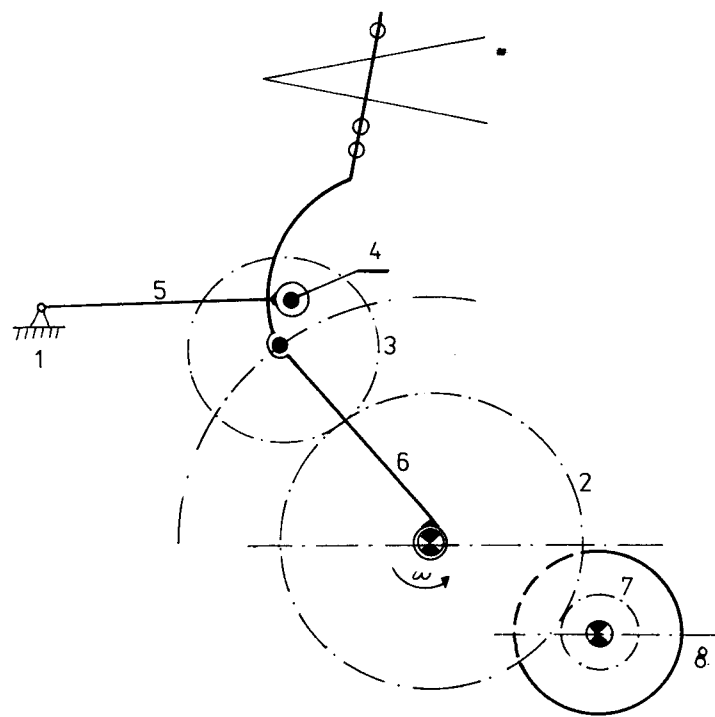
Na obr. 7 je mechanismus, hnaný ozubeným kolem 2 spodního hřídele stavu. Ozubené kolo 3 nese klikový čep 4, na který je napojena ojnice 5. Střed otáčení kola 3 je na vahadle 6. Stabilizující setrvačnick 8 může být umístěn až na předloňovém hřídeli, protože na ozubeném kole 2 by byl příliš rozměrný. Setrvačnick je tedy od nositele nerovnoměrnosti, vahadla 6, oddělen dvěma ozubenými převody. Z tohoto důvodu vykazoval mechanismus začné vibrace.

D. Speciální přírazné mechanismy

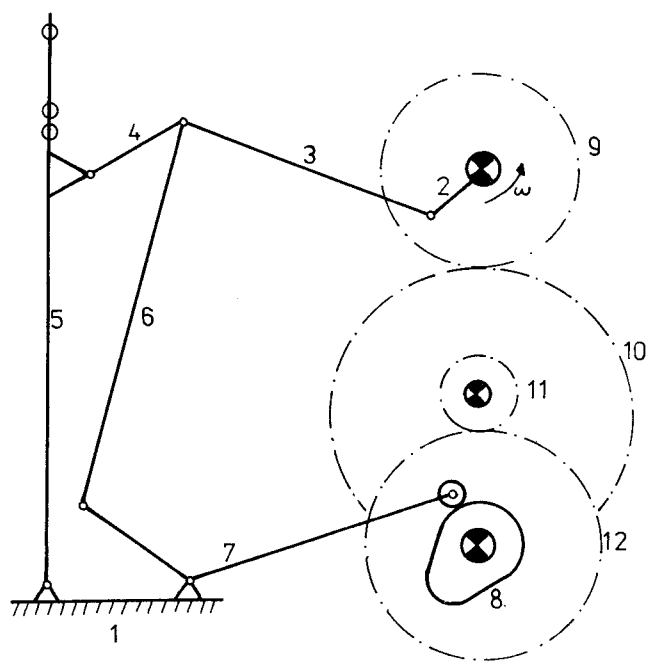
Jsou kombinací kinematických dvojic kloubových, valivých /vačky, ozubená kola/ a nebo smykových /kulisy/. Mechanismus na výrobu smyčkových tkanin podle obr. 8 sestává z 10 členů a využívá kinematických dvojic kloubových /1 - 7/, vačky 8 a ozubených kol /9 - 12/. Je-li převod

$$p = \frac{Z_{10} \cdot Z_{12}}{Z_9 \cdot Z_{11}} = 1:5$$

budou čtyři krajní polohy paprsku kratší /nedorazy/ a teprve pátý příraz bude plný až ke tkanině.



obr. 7



obr. 8

2.4. VYTYPOVÁNÍ ZNAKŮ PRO DEFINOVÁNÍ ZÁKLADNÍHO PŘÍRAZNÉHO MECHANISMU

V této části si položíme dvě základní otázky:

2.4.1. Unifikace?

Zda unifikace /konkrétně unifikace přírazného mechanismu/ je ta nejvhodnější cesta jak se opět dostat na výsluní v odbytu tkacích strojů na zahraničním trhu /zejména na trhu kapitalistickém/.

Samotné zadání práce napovídá, že se má řešit otázka unifikace. Přesto bude zajímavé zamyslet se nad problémem proč jsou konstrukce přírazových mechanismů na československých strojích tak různorodé /vačkové, kloubové nebo speciální/. Konstruktéři, kteří je navrhovali byli jistě vedeni určitými omezeními a sledovali svými návrhy určité vytčené cíle a požadavky. A právě v této chvíli se může vyskytnout otázka, zda unifikací nebudeme cíle a požadavky konstruktérů na vlastnosti přírazových mechanismů bořit nebo zase dále omezovat.

Zda je ekonomicky výhodnější unifikovat a typizovat jeden systém nebo řadu a omezit některé stroje právě tímto systémem nebo řadou. Nebo neunifikovat /mluvíme o přírazných mechanismech, nikoli o tkacích strojích jako celku/ a snažit se dosáhnout s rozdílnými, ale pro dané stroje třeba optimálními přírazovými mechanismy lepších výkonů, spolehlivosti, atd.

Přínosy unifikace:

- zefektivnění inovačního procesu a zkrácení inovačního cyklu

- zefektivnění výroby zhromadněním a uzlovou specializací s technologickou racionalizací
- odstranění výroby jednotlivých strojů
- zjednodušení a zkvalitnění obchodně-technických služeb
- snižování sortimentu náhradních dílů, zlevnění a zrychlení jejich výroby
- zjednodušení údržby a obsluhy strojů, odstranění nedostatku náhradních dílů /uživatel/

Zda tyto ekonomické přínosy unifikace, vytažené z úvodní kapitoly, budou výhodnější než dopady unifikace na technické řešení, spojené s různými ústupky.

2.4.2. Unifikace!

Pakliže se rozhodneme pro unifikaci nastává další problém, a to zda pro základní přírazný mechanismus použít vačkových, kloubových, speciálních nebo nových mechanismů. Tzn. vytypovat znaky, rozhodující pro určení základního přírazného mechanismu.

V současné době jsou u československých tkacích strojů používány a nebo zkoumány přírazové mechanismy:

- vačkové
- 4-kloubové
- 6-kloubové
- 8-kloubové
- 6-kloubové s komplanárním /obecným/ pohybem
- s rotačním přírazem

Požadavky na konstrukci přírazného mechanismu:

- Zkrácení času k přírazu útku na minimum.
- Tuhost paprsku má být co největší při minimální hmotnosti.
- Snížení dynamických sil mechanismu, aby nevznikaly rázy ve stroji a nebyla zhoršována nerovnoměrnost chodu stroje.

Hlavní znaky pro unifikaci:

A. Trajektorie přírazného mechanismu

B. Dynamické poměry

C. Přírazná práce - nesmí být ovlivňována dynamikou stroje
/využití dynamické síly k přírazu útku
= vznik pružovitosti při zastavování
a rozběhu stroje/

Další znaky:

- výrobní náročnost /ovlivňuje cenu stroje/
- spolehlivost
- náročnost na seřízení a výměnu

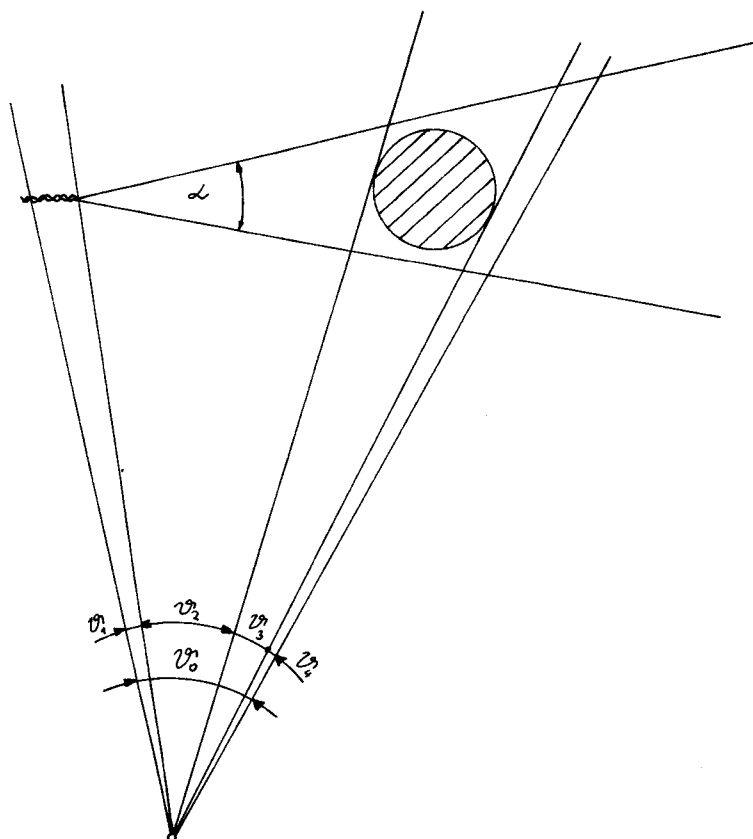
A. Hledisko trajektorie

Z vytypovaných znaků má nejvyšší váhu. Rozborem tohoto znaku by se měly objevit další požadavky na základní přírazný mechanismus. Pojem trajektorie můžeme ještě rozčlenit na zdvih mechanismu a výdrž v zadní krajní poloze.

Zdvih paprsku - s - je dán průřezem zanašeče a maximálním úhlem - α - otevření prošlupu. U bezčlunkových stavů, které mají tunel z lamel pro vedení zanašeče je u většiny stavů horní část osnovních nití zvednuta až nad horní obrys lamel, aby se osnovní niti této části zbytečně neodíraly. Úhel - α - rozevření osnovy je určen technologickými zkuš-

nostmi. Každý druh textilního materiálu vyžaduje pro tkaní určité napětí a určitý úhel rozevření osnovy, aby se osnovní niti obou částí prošlupu od sebe oddělily.

Celkový úhel výkyvu vahadla přírazového mechanismu φ si rozložíme na dílčí úhly a budeme sledovat jejich změny spojené s používáním různých mechanismů přírazu, prohozních elementů, tkanin, atd.



φ - mění se podle druhu, hustoty a tuhosti tkaniny. Proto se nyní budeme zabývat přírazem útku ke tkanině a souvislostmi mezi poddajností tkaniny a úhlem φ . (obr.9)

Část tkaniny v délce - x -, kde nejsou v předchozích otáčkách zanesené útky ještě deformovány a mají vzdálenost větší než je jejich rozteč - A_0 - v hotové tkanině, se nazývá přírazná proužka. (obr. 9)

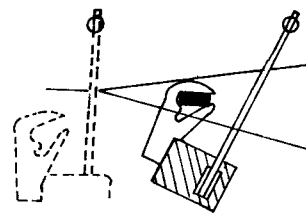
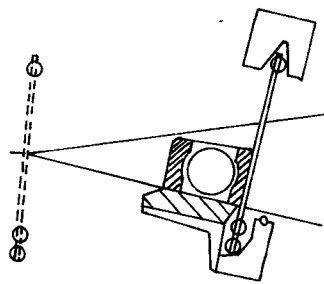
- Balistické zanášení zahrnuje prohoz člunkem, skřipcem nebo se zátěží útku. U skřipce, který je veden roštem lamel, jde o balistiku vnitřní. Zátěž útku není vůbec vedena a proto se řídí zákony vnější balistiky. Člunek je veden po člunkové dráze a po paprsku, ale na horní straně není veden, jde tedy o kombinaci balistiky vnitřní a vnější.
- U tryskového stavu je útek zanášen proudem kapaliny nebo vzduchu.
- U jehlových a víceprošlupných tkacích strojů je útek zanášen pomocí elementu /jehly, člunečku/, jehož pohyb je převodovou vazbou spojen s chodem stroje. Tento způsob zanášení útku nazýváme synchroní. Do této skupiny náleží také pohon zanašeče postupujícím magnetickým polem nebo polem elektrickým.

To by byl asi úplný výčet prohozních elementů používaných v současné době u tkacích strojů na celém světě. Československo má světovou prioritu v prohozu vzduchem a vodou. Dále se u nás vyrábějí stroje s prohozem člunkem a skřipcem. Velikost úhlů ϑ a ϑ_2 závisí, jak již bylo řečeno, na velikosti prohozního elementu nebo na velikosti lamel použitých pro vedení prohozního elementu (obr. 10), neboť úhel prošlupu α je konstantní pro určitý druh tkaniny.

ϑ_2 - mění se s použitím přírazného mechanismu od ϑ do ϑ_{2max} . V této poslední fázi celkového zdvihu vahadla přírazného mechanismu se odrazí schopnost mechanismu realizovat klidovou výdrž v zadní krajní poloze.

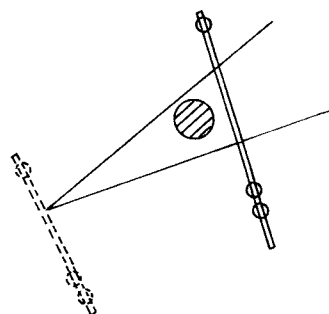
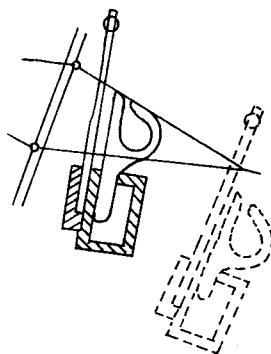
ČLUNEK

SKŘÍPEK



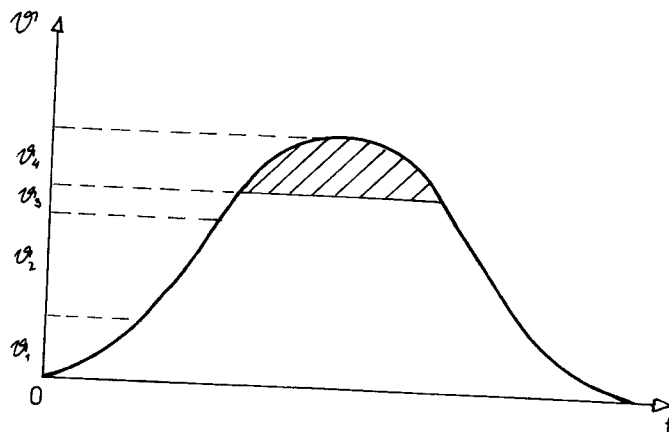
P

H



obr. 10

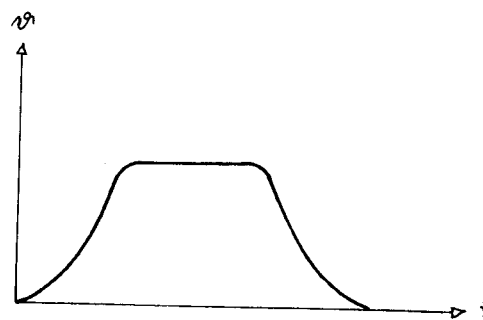
Abychom z úhlu φ získali představu o délce klidové výdrže mechanismu musíme si sestrojit časový diagram, kde úhel zdvihu vahadla vynášíme na svislou osu a na vodorovnou osu nanášíme buď čas " t " nebo úhel natočení hlavního hřídele " φ ".



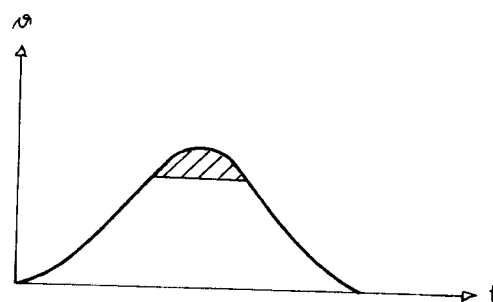
I zde jsou vidět všechny dílčí úhly celkového zdvihu ϑ_0 , ale v časové relaci, která je nejdůležitější právě u úhlu ϑ_4 .

Ten je u vačkového mechanismu (obr. 11) roven 0 z důvodu dodržení absolutní klidové výdrže v zadní krajní poloze.

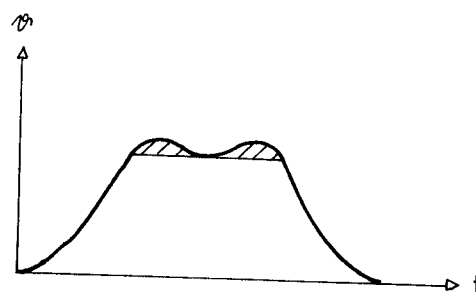
U kloubových mechanismů se "absolutní klid" v zadní krajní poloze dodržet nedaří a proto $\vartheta_4 \neq 0$. Na obr. 12 je zdvihová závislost čtyřčlenného kloubového mechanismu, na obr. 13 šestičlenného. Úhel ϑ_4 je vyznačen šrafováním.



obr. 11



obr. 12



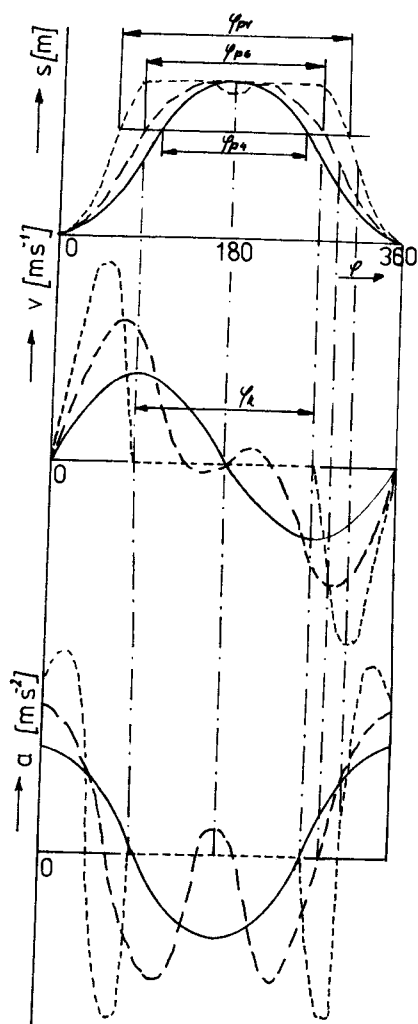
obr. 13

Z tohoto rozboru trajektorie vyplynuly další dva konkrétní požadavky na unifikovaný přírazný mechanismus:

- musí vyhovovat variaci úhlů $\vartheta_1 + \vartheta_3$
- musí zajistit dostatečně dlouhou klidovou výdrž v zadní krajní poloze, aby mohl být zabezpečen klidný prohoz.

B. Dynamické poměry

Paprsek s nosníkem /na některých stavech zatížen ještě vedením zanašeče/ tvoří s vahadly rám, který má velký moment



obr. 14

setrvačnosti I. Vratný pohyb tohoto celku je příčinnou dynamických sil vyvolaných zrychlujícím momentem I.ε, tyto síly podstatně ovlivňují chod stroje.

Pro porovnání jsou na obr. 14 uvedeny průběhy dráhy paprsku "s", rychlosti "v" a zrychlení "a" v závislosti na úhlu "φ" pootočení hlavního hřídele stroje u tří základních typů přírazných mechanismů při stejném zdvihu paprsku a stejných otáčkách. /ve skutečnosti však bývá zdvih paprsku při použití vačkového mechanismu značně menší než u mechanismů kloubových/

2.5. POROVNÁNÍ ZDVIHOVÝCH ZÁVISLOSTÍ TKACÍCH STROJŮ "P" A "H"

Základní otázkou unifikace a typizace přírazných mechanismů je, zda pro unifikovaný mechanismus použít kloubový, vačkový nebo nějaký jiný /nový/ mechanismus.

Věnujme se nyní rozhodování mezi kloubovými a vačkovými mechanismy, tzn. porovnání zdvihových závislostí vačkových a kloubových mechanismů vhodných pro pohon bidla vodních a vzduchových tryskových stavů.

Vačkové mechanismy

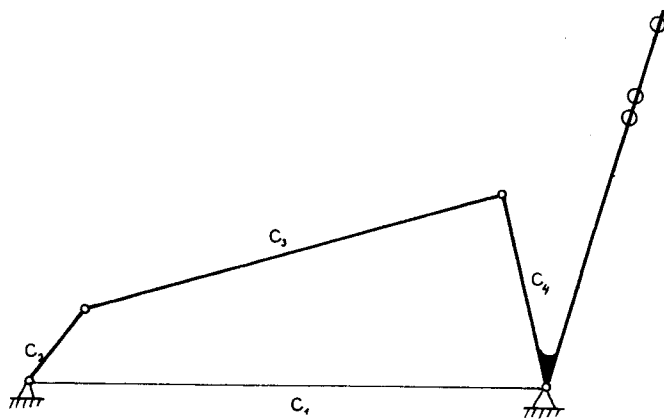
Vačkových mechanismů používáme pro pohon bidla širokých stavů a stavů se středovým prohozem. Výhodou vačkového mechanismu je možnost přesně předepsat zdvihovou závislost dle optimálních požadavků procesu tkaní. Dále máme možnost navrhnout dynamicky optimální zdvihovou závislost s ohledem na kmitání a hlučnost celého stavu.

Pro vodní stav je použita zdvihová závislost bez teoretické klidové výdrže bidla v zadní úvratí. (obr. 15)

Pro vzduchový stav je třeba delší klidová výdrž, proto je použito zdvihové závislosti v kratším úhlovém intervalu. (obr. 16)

Kloubové mechanismy

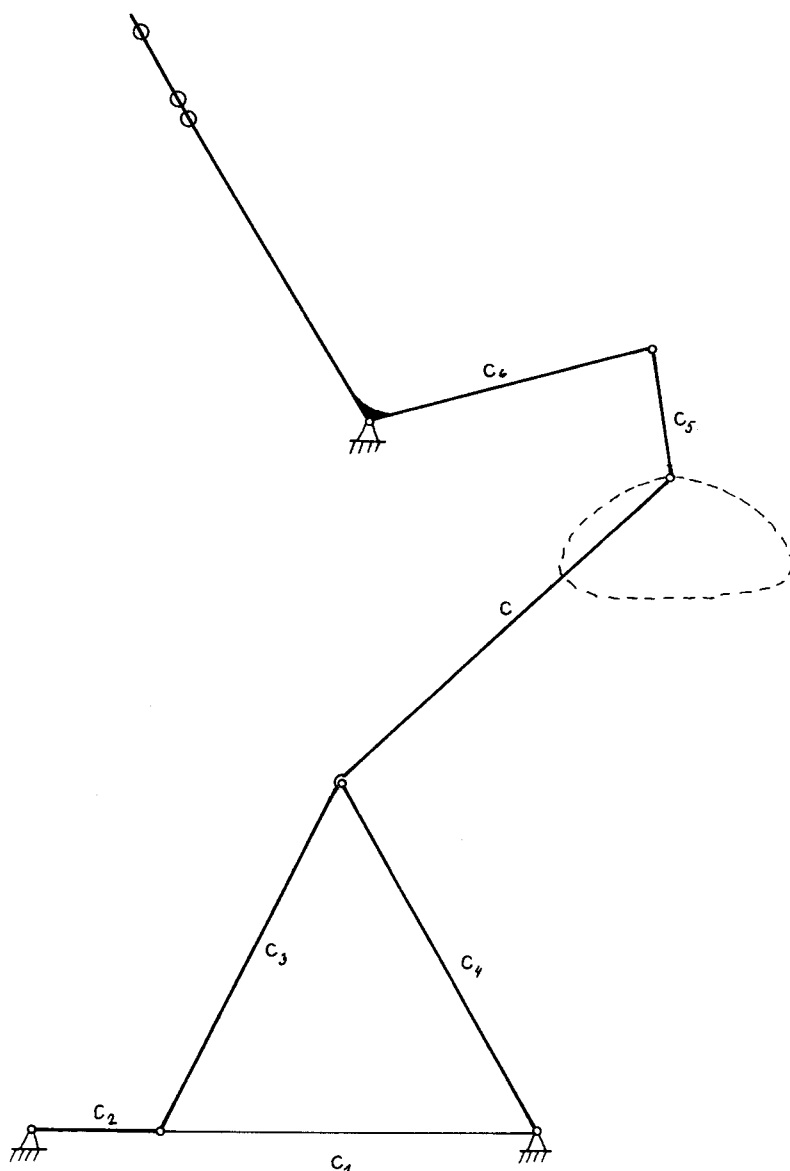
Pro úzké vodní stavy vyhovuje čtyřkloubový mechanismus jako nejjednodušší z kloubových systémů. Tento mechanismus však nedává prakticky žádnou klidovou výdrž bidla v zadní úvratí. Zdvihová závislost je na obr. 17.



Široké vodní a vzduchové stavy vyžadují klidovou výdrž bidla v zadní úvratí. Tuto klidovou výdrž nelze zajistit

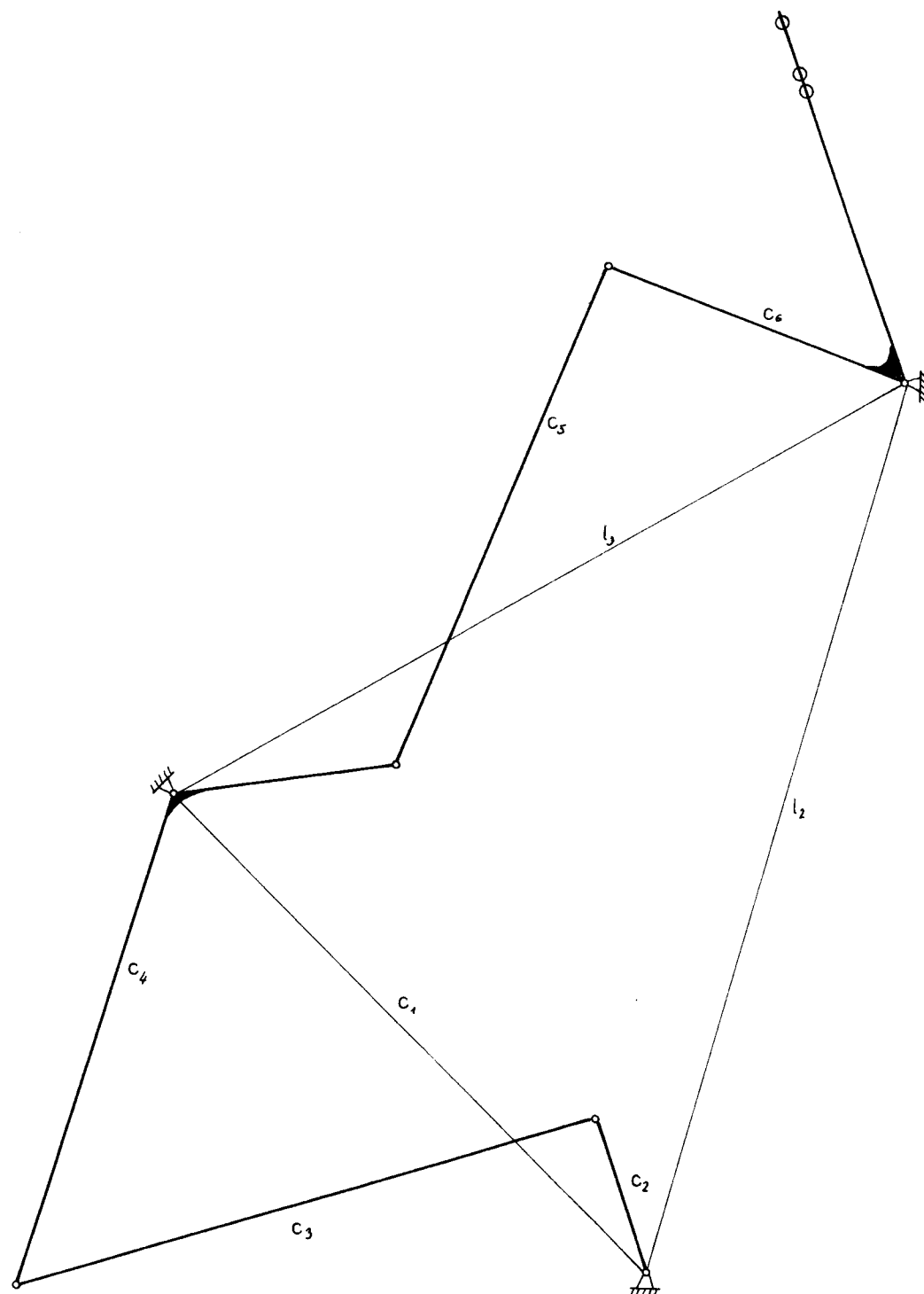
čtyřkloubovým mechanismem, ale je třeba použít složitější kinematický řetězec. Z hlediska systematické klasifikace mechanismů přicházejí v úvahu šestičlenné kloubové systémy.

Pro široký vodní stav vyhovuje mechanismus, který využívá symetrické trajektorie, kterou opisuje bod těhlice základního čtyřkloubového mechanismu a zachovává malou kliku $/c_2/$, kterou lze realizovat excentrem. Zdvihová závislost je na obr. 18.

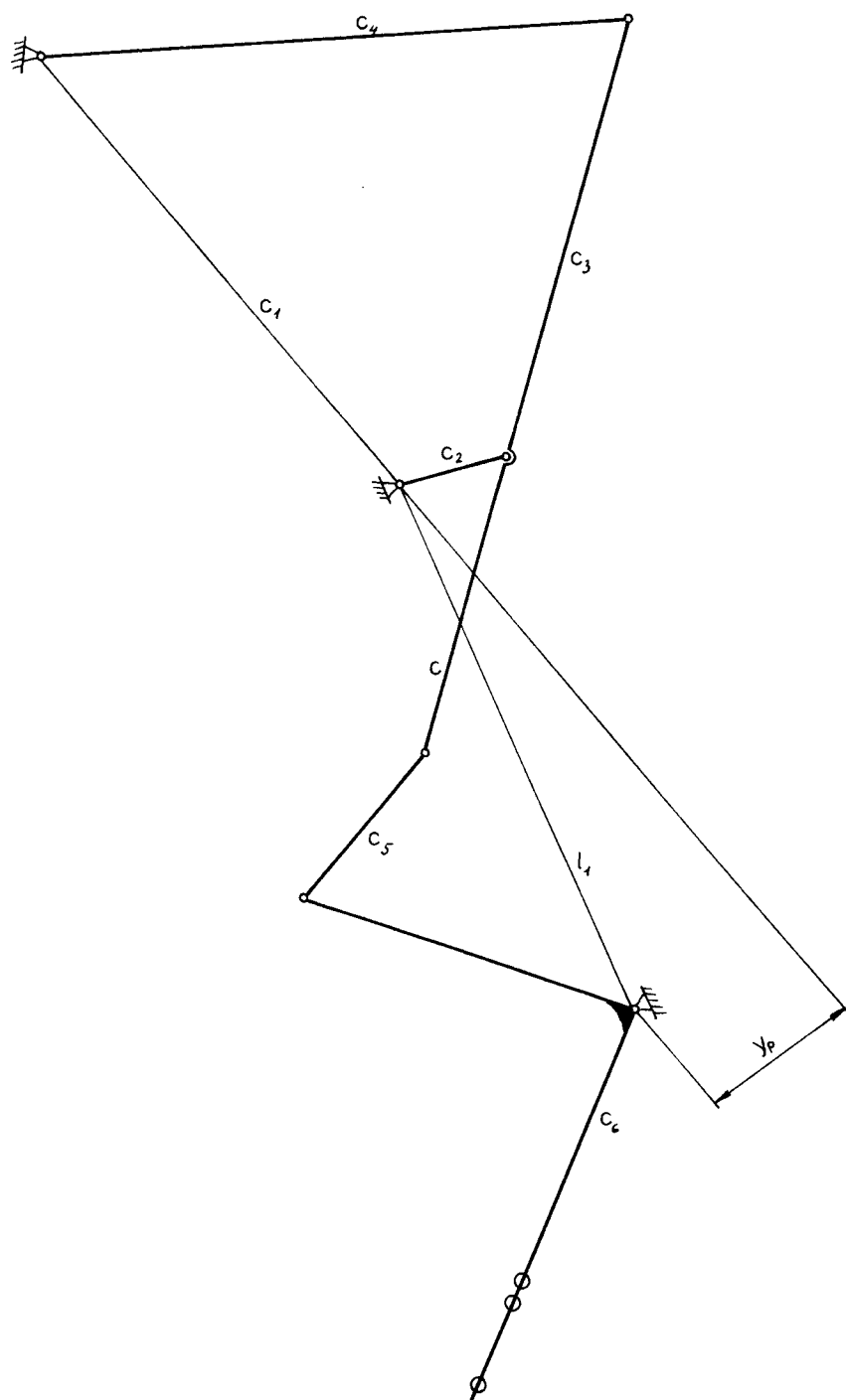


Široké vzduchové stavy.

První varianta zajišťuje poměrně značnou klidovou výdrž v zadní úvratí za cenu prohnutí zdvihové závislosti ve střední části (obr. 19) při velké klíce $/c_2/$, kterou bude třeba realizovat zalomeným hřídelem.



Druhá varianta šestičlenného mechanismu zachovává malou kliku $/c_2/$ a vzdálenost kloubů " l_1 ", která je použita ve stávající skříni. Zdvihová závislost je na obr. 20.



U všech těchto mechanismů jsou na obrázcích (25 + 20) uvedeny průběhy bidla ve tkací rovině. Nejvíce používanými příraznými mechanismy jsou u strojů řady "H" čtyřkloubové a u strojů "P" šestikloubové a vačkové mechanismy.

Kritéria pro zkoumání, hodnocení a výběr mechanismů:

/Klouby : Vačky/

1. Zajištění funkce v zadaném rozsahu z hlediska kinematiky a dynamiky
2. Zajištění funkce v zadaném rozsahu z hlediska prostorového uspořádání
3. Zajištění změny zdvihové závislosti /doby výdrže, zdvihu/ pro eventuelní varianty stroje
4. Vznik vůlí a jejich vliv na projektované parametry mechanismu
5. Možnost vymezování vůlí
6. Nutnost a délka záběhu mechanismů
7. Konstrukce nevyžaduje použití deficitních materiálů, neobvyklých způsobů třískového obrábění a chemicko tepelné úpravy
8. Pracnost mechanismů

Vačkové mechanismy

Výhody - i v omezeném prostoru lze realizovat přesně požadovanou zdvihovou závislost při optimálních dynamických vlastnostech

Nevýhody - v daných podmínkách výroby drahé a náročné.

K zajištění jejich výroby by dopředu musely být konkretizovány požadavky na strojní park, materiály a finální kontrolu.

Kloubové mechanismy

Výhody - Při stávajícím strojním parku, nevyhovující technologické kázní ve výrobě a zejména, při omezených materiálových vstupech a měrné pracnosti je výroba kloubového mechanismu přijatelnější než výroba vačkového.

- Menší energetická náročnost. Výsledky měření, které jsou k dispozici zatím uvádějí nižší příkon u kloubového mechanismu /teoreticky zatím nezdůvodněno/.

Nevýhody - Syntéza u kloubových mechanismů je obtížnější, prostor jež je k dispozici nárokuje určitou strukturu mechanismu, jež nemůže být vždy optimální z hlediska dynamiky.

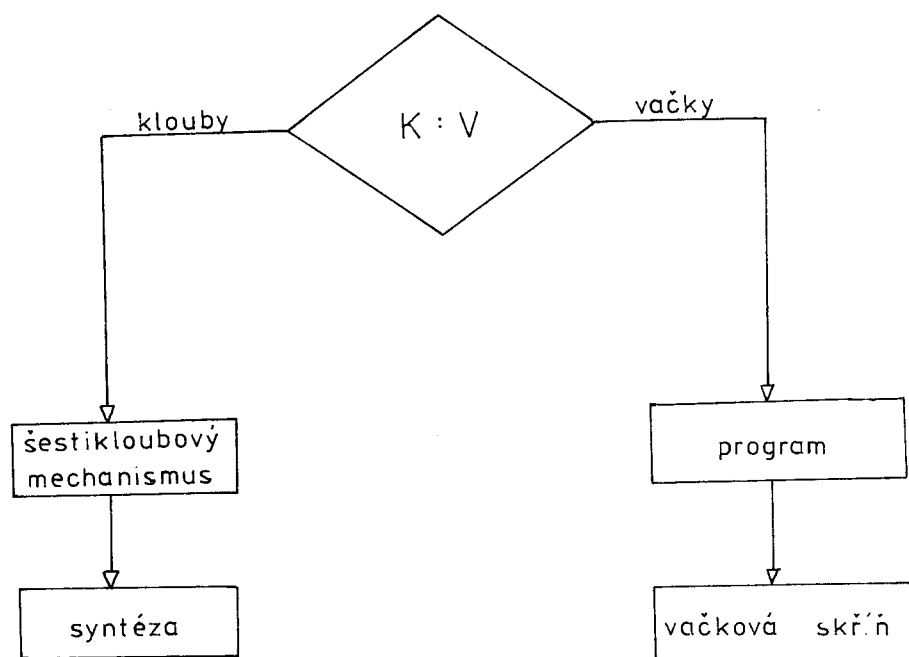
- frekvenční spektrum je teoreticky neomezené a tudíž jsou kloubové systémy "náchylnější" ke kmitání.

Vhodnost kloubových nebo vačkových systémů pro vytvoření unifikovaného přírazného mechanismu, z hlediska trajektorie bidla ve tkací rovině, budeme pro stroje "P" a "H" vyvozovat z obr. 21.

Z tohoto obrázku je zřejmé, že čtyřkloubový mechanismus nemůže nahradit šestikloubový /vačku/ u stroje "P", protože není schopen zajistit výdrž bidla v zadní krajní poloze, jak si to vyžaduje vzduchový prohoz.

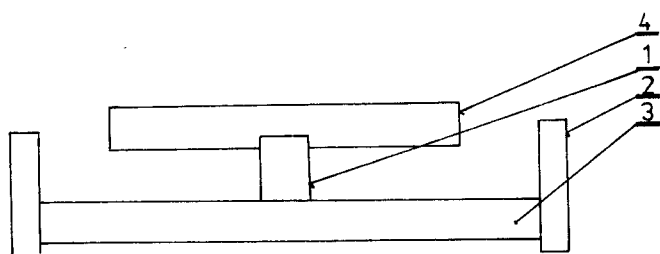
Tím pádem nám pro unifikaci zůstávají dva systémy:

- šestičlenný kloubový mechanismus
- vačkový mechanismus

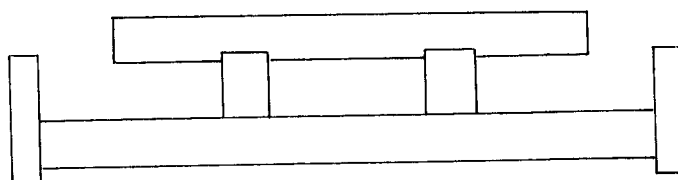


Jestliže se rozhodneme unifikovat "P", "H" pomocí šestičlenného kloubového mechanismu dostáváme se k syntéze. Výsledkem této syntézy by měl být šestičlenný kloubový mechanismus, který ve stejné skříni s minimálními úpravami /výměna jednoho nebo dvou členů/ bude vyhovovat jak trajektorii stroje "H", tak trajektorii stroje "P".

Unifikace vačkovým mechanismem by po stránce dodržení trajektorie stroje "H" i stroje "P" ve stejné skříni byla značně jednodušší. Byla by dána programem, který pro zadanou rozteč a zdvihovou závislost hledá tvar vačky s optimálním průběhem zrychlení. S nárůstem šířky stavu by se přidávaly unifikované vačkové skříně.



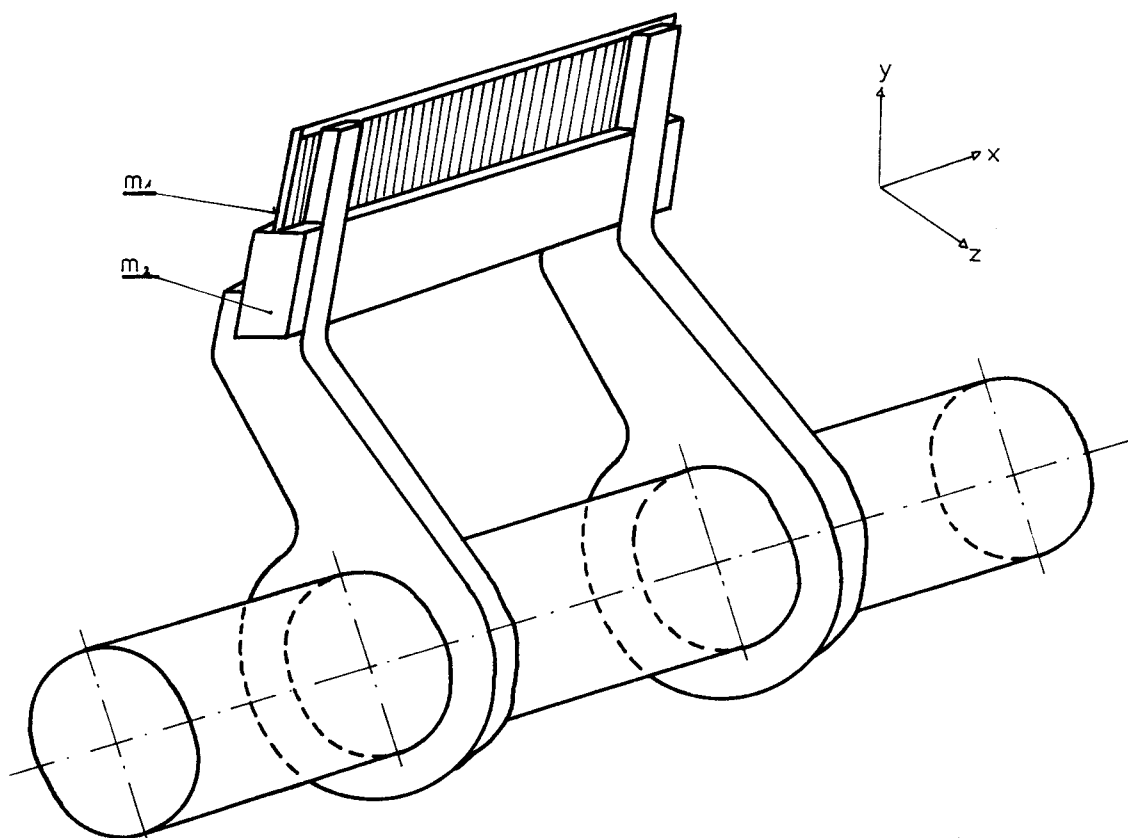
- 1 - vačková skříň
- 2 - postranice
- 3 - hl. spojník
- 4 - paprsek



Obě tyto varianty však mají svá úskalí. První varianta /šestičlenný kloubový mechanismus/ naráží na potíže spojené s obtížností syntézy a komplikovaným výpočtem. Nevíme tedy zda se nám takový mechanismus, který by se zmíněnými úpravami a uložením ve stejné skříni realizoval obě trajektorie, podaří nalézt.

U vačkových mechanismů narážíme zase na ekonomické překážky spojené s náročnou, drahou a přesnou výrobou, neboť počáteční hodnota zrychlení na vačce závisí na tvaru přechodové křivky a na přesnosti výroby. Při nepřesné výrobě se mohou nepříjemně zvyšovat dynamické síly a rázy ve stroji.

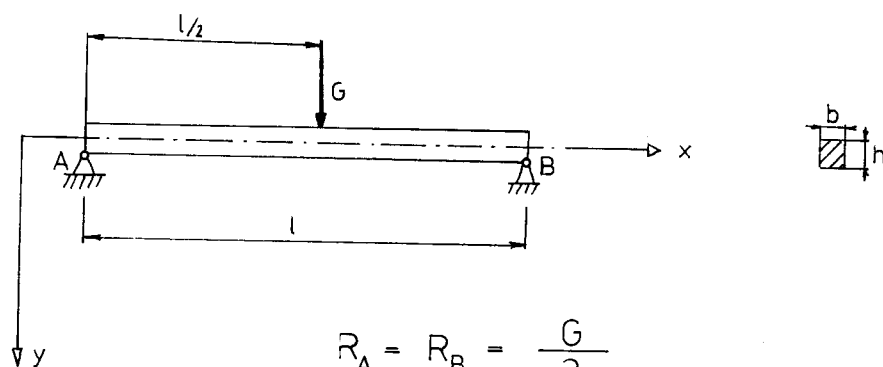
Ani jednou z uvedených variant neodstraníme dynamické síly spojené s hlavním členem přírazného mechanismu -
- výkyvným rámem



obr. 22

Se zvětšující se šířkou se musí zvyšovat i tuhost rámu /paprsek, nosník paprsku/, protože jeho průhyb by způsoboval neodstranitelné chyby ve tkanině. (obr. 22)

Vliv jednotlivých komponent /šířka stavu, materiál..../ na průhyb nosníku dostaneme ze vzorců pro průhyb ve dvou na sebe kolmých rovinách.



$$M_{(x)} = \frac{G \cdot x}{2}$$

$$w_{(x)}'' = -\frac{G \cdot x}{2EI_y} \quad ; \quad w_{(x)}' = -\frac{G}{4EI_y} \cdot x^2 + c_1$$

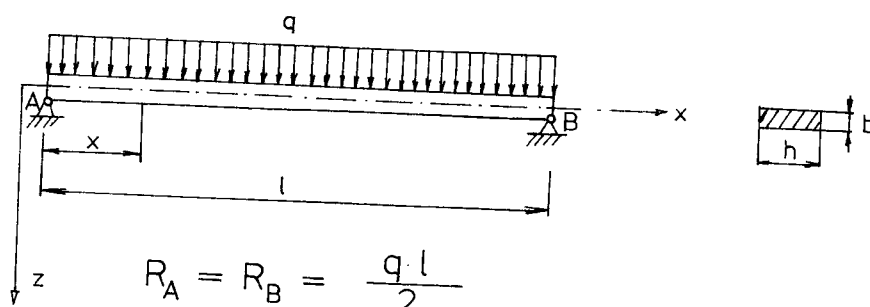
$$w_{(x)} = -\frac{G}{12EI_y} \cdot x^3 + c_1 x + c_2$$

$$w_{(0)} = 0 \quad , \quad w_{(l/2)}' = 0 \Rightarrow c_2 = 0 \quad , \quad c_1 = \frac{Gl^2}{16EI_y}$$

$$w_{(x)} = \frac{G \cdot x}{48EI_y} (4x^2 + 3l^2) \quad ; \quad w_{\max} = \frac{Gl^3}{48EI_y}$$

$$I_y = \frac{1}{12} b h^3$$

$$G = (m_1 + m_2)g$$



$$R_A = R_B = \frac{q \cdot l}{2}$$

$$M_{(x)} = \frac{1}{2} q x (l - x)$$

$$w_{(x)}'' = -\frac{q}{2EI_z} (x l - x^2) \quad ; \quad w_{(x)}' = -\frac{q}{12EI_z} (3lx^2 - 2x^3 + c_1)$$

$$w_{(x)} = -\frac{q}{24EI_z} (2lx^3 - x^4 + 2c_1 x + c_2)$$

$$w_{(0)} = w_{(l)} = 0 \Rightarrow c_2 = 0 \quad , \quad c_1 = -\frac{1}{2} l^3$$

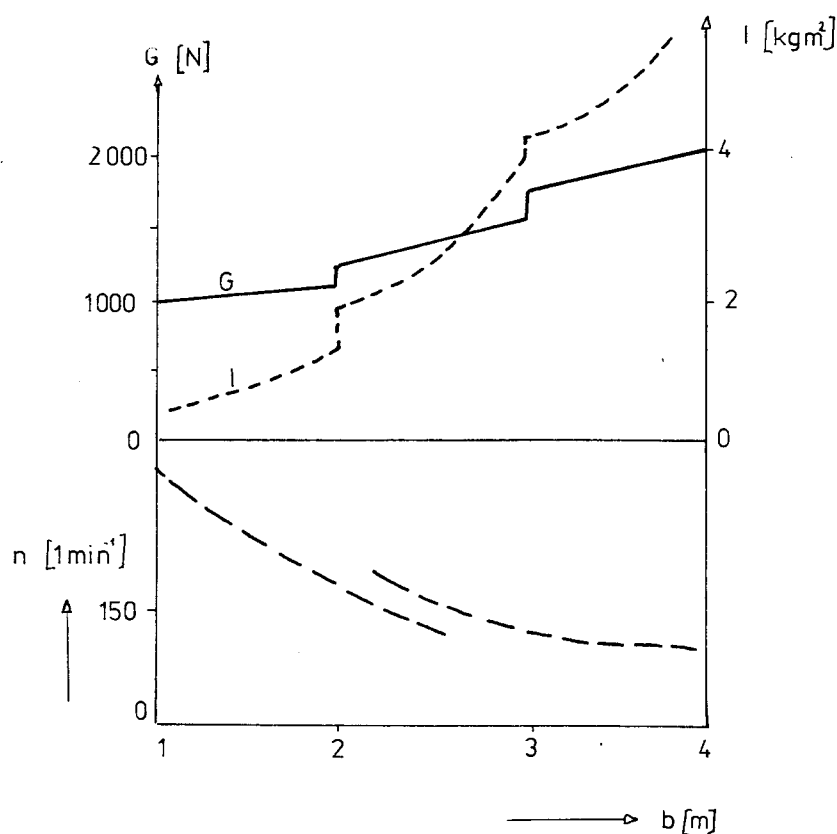
$$w_{(x)} = \frac{q \cdot x}{24EI_z} (l^3 - 2lx^2 + x^3) \quad ; \quad w_{\max} = \frac{5}{384} \cdot \frac{q \cdot l^4}{EI_z}$$

$$I_z = \frac{1}{12} h b^3$$

Ze vzorců pro průhyb vyplývá, že tuhost přírazného mechanismu je závislá na použitém materiálu, průřezu nosníku, jeho rozměrech a šířce.

Při zvětšování pracovní šířky stavu "b" /tzn. zvyšování výkonu tkacího stavu/ se tedy zvyšuje i váha výkyvného rámu. V určitém rozsahu šířky se zvětšuje lineárně, protože se pouze prodlužují všechny střední části /nosník, paprsek/.

Teprve po rozšíření o určitý stupeň se zesiluje profil nosníku /případně se přidá další vahadlo, ale zkrácené o horní hlavici, takže dosahuje pouze k nosníku paprsku/. Na obr. 23 je znázorněna závislost váhy, otáček a momentu setrvačnosti na šířce stavu.



obr. 23

Se zvětšující se vahou, ale také lineárně rostou i nežádoucí dynamické síly, způsobující nerovnoměrnost chodu a rázy ve stroji.

2.6. OBECNÝ NÁVRH UNIFIKACE U TKACÍCH STROJŮ SKŘÍPCOVÝCH, VODNÍCH A VZDUCHOVÝCH

Jak vyplývá z předcházející kapitoly /2.5./, kde jsme posuzovali možnosti unifikace z hlediska trajektorie bidla, narážíme u konvenčních mechanismů /vačkové, kloubové/ na potíže pramenící ze závislosti přírazného mechanismu na potřebách prohozního mechanismu. Tzn. že stroje "H", "P" i skřípcové vyžadují jinou klidovou výdrž v zadní krajní poloze a tento požadavek lze s mechanismy v současnosti používanými jen těžko splnit.

Dále je v předchozí kapitole poukázáno na nepříznivé dynamické poměry, které se zvětšují se zvyšujícími se nároky na parametry stroje /šířka stavu, otáčky, prohozní rychlost.../, které jsou dány intenzivním rozvojem tkací techniky a snahou dosáhnout co nejvyšších výkonů.

Proto z hlediska trajektorie a dynamických sil by pro unifikaci byl nejvhodnější příraz rotačním paprskem. O tom, že tato myšlenka není nová svědčí i následující výtah z článku nazvaného "Rotační paprsek při jednofázovém tkaní" z francouzského časopisu L'industrie textile.

Abychom přinesli aktualitu a informovali včas naše čtenáře o nejisté cestě, avšak plné možností, přinášíme výhody, které by mohl pro tkaní nabídnout rotační paprsek.

1. Přirážení útku pomocí rotačního paprsku

V dřívějších přihláškách vynálezů nacházíme návrhy v tom smyslu od roku 1961. Nepostradatelný prvek víceprošlupných tkacích strojů - šroubovitý rotační paprsek - byl důkladně propracován v posledních letech na víceprošlupných

tkacích strojích v ČSSR, SSSR a v Itálii u firmy Nuovo Pignone. Použití takového šroubovitého a otevřeného paprsku je navrhováno rovněž pro jednofázové tkací stroje, u nichž má ještě stále své místo k přírazu konvenční plochý paprsek, umístěný na bidle.

Rotační paprsek se zdá být zrovna tak účinný jako paprsek, který provádí kývavý pohyb zároveň s bidlem..., přinejmenším pro běžné tkaniny s obvyklou vazbou. Jsme toho názoru, že stanoviny a těžké plachtoviny budou vždy vyžadovat těžké bidlo nesoucí paprsek. Jako stávající paprsek fixovaný na bidle, by i rotační paprsek, byl v činnosti jen během fáze cyklu, která následuje po zanesení útku a před výměnou listů. Příraz útku k okraji tkaniny nesmí brzdit rozpínání útku do šíře tkaniny.

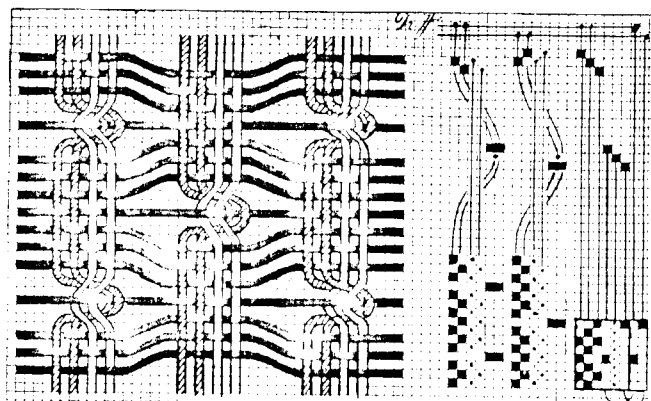
2. Praktické aplikace

Jaký je důvod pro náhradu současného paprsku rotačním paprskem? Bezprostředně je možno pozorovat dvě zlepšení: úsporu energie potlačením setrvačného odporu bidla a snížení hlučnosti. Hlučnost je způsobována silným přírazem paprsku proti okraji tkaniny. Profil lamel ve tvaru výstředníku /vačky/ je velmi častým předmětem zkoušek, propůjčuje rotačnímu paprsku postačující a účinný příraz pro většinu vyráběných tkanin.

Navíc k těmto výhodám týkajících se úspor energie a snížení hlučnosti přistupují další nové účinky tkaní, které by umožnil rotační paprsek:

- volnější tvorbu perlinkových vazeb a efektů Marli (obr. 24) než se stávajícími paprsky

- volnější tvorbu efektů moiré



obr. 24

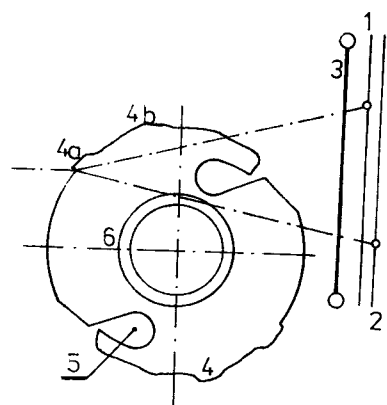
Při tkaní prostěradlovin na víceprošlupných tkacích strojích s vlnitým prošlupem jsme pozorovali nechtěný efekt moiré; vadu, která se od té doby odstranila. Dochází skutečně k efektu moiré, jestliže se disky rotačního paprsku nenacházejí přesně před lamelami fixního paprsku. Vezmeme-li v úvahu potřeby trhu v oblékání a v nábytkových textiliích, tak se nám zdá, že by měl být vytvořen výrazný a charakteristický efekt moiré s ohledem na nové tkaniny. V tomto případě by byl třeba rozdíl buď v barvě nebo lesku mezi osnovou, útkem a zajišťoval by to velmi pomalý pohyb rotačního paprsku ve směru jeho osy /pohyb řádově milimetrový/.

3. Probíhající zkoušky

Na vzduchovém tryskovém tkacím stroji byla vyrobena tkanina s osnovou a se skaným útkem 20 tex x 2 se 128 nitěmi na dm osnovy. Je to poprvé, co byl aplikován /Polytechnika Lódž/ na jednofázovém tkacím stroji nekonvenční systém přírazu útku. Zkoušky měly tyto cíle: poznat chování nití osnovy v pásnu od svěrky až po okraj tkaniny, poznání kri-

tických oblastí opotřebení a porovnání účinků paprsků fixně upevněného na bidle nebo se kývavě pohybujícího dvojitými rázy po útku a nakonec příraz pomocí rotačního paprsku.

(obr. 25) Je to poprvé, co byly publikovány výsledky zkou-



obr. 25

šek s rotačním paprskem /Melliand Textilberichte 1981-7/ na jednofázovém tkacím stroji a co dále zvyšuje zájem, je ta skutečnost, že se jednalo o pneumatický tkací stroj, kde lamely rotačního paprsku představují kanál pro zanášení útku.

4. Závěry

Někteří lidé by mohli považovat náhradu bidla rotačním paprskem za utopickou.

Nejsme s to vyčíslit, co by reprezentovalo to na úsporách energie, avšak potlačení /snížení/ hlučnosti je jisté.

Na druhé straně se stala radikální obměna tkanin, které vyrábí průmysl latentní nutností. Výrobci pletacích strojů toto pochopili a představují dokonce mezi výstavami ITMA takový stroj, schopný vyrábět produkty, které nebyly ještě viděny.

U tkaní je vynalézání zcela zaměřeno na zvýšení výkonu stroje a na snížení nákladů na pracovní sílu. Tato tendence ukazuje, že příští rok v Miláně bude vystavováno přinejmenším dvacet rozdílných značek vzduchových tkacích stavů. Bude rovněž třeba se zabývat inovacemi nabízejícími nové výrobky.

Rotační paprsek je stavěn z jednotlivých lamel, oddělených od sebe distančními kroužky. Aby při otáčení paprsku nebyl útek odírán, je vnější obrvys lamel o $\frac{1}{2}$ - $\frac{3}{4}$ mm nižší než poloměr přírazné části. Průměr rotačního paprsku může být $\frac{1}{60}$ - $\frac{1}{70}$ mm a je možno jej použít do hustoty až 30 osnovních nití na cm nebo až 20 útků na cm.

Rotační paprsek odstraňuje mnoho chyb, které mají současné přírazné mechanismy, ale také má své nedostatky, které se objevily při jeho použití na víceprošlupném stroji KONTIS.

Nevýhody - Pruovitost. Způsobuje ji nestejnoměrnost v počtu osnovních nití vnikajících mezi lamely při přírazu.

- Slabý doraz. Způsoben zřejmě v důsledku nestálosti přírazného bodu.
- Nutnost výměny paprsku při změně hustoty osnovy.
- Neuplatní se pravděpodobně pro hedvábí, protože lamely by útek přetrhávaly.

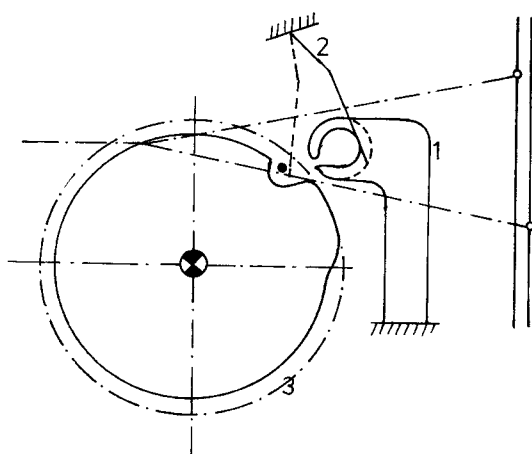
Výhody - Snadný návod osnovních nití do paprsku.

- Odstranění vzájemné vazby mezi příraznými a prohozními mechanismy.
- Odstranění dynamických sil, vznikajících u konvenčních přírazných mechanismů.
- Přírazná práce hrazena pouze z příkonu motoru.
- Vzorovací možnosti.
- Snížení hlučnosti.
- Menší energetická náročnost.

Jak již bylo uvedeno v článku, většina nevýhod byla vývojem víceprošlupní techniky odstraněna nebo se na jejich

odstranění pracuje.

Největší předností rotačního paprsku, z hlediska jeho použití k unifikaci, je možnost realizace přírazu u strojů skřipcových, vodních i vzduchových, což nedocílíme žádným současným systémem s výkyvným bidlem a plochým paprskem.



- 1 - konfuzor
- 2 - element zanesení útku
do drážky paprsku
- 3 - rotační paprsek

V tomto uspořádání je kanál pro prohoz pevný a musíme útek dopravit do drážky rotačního paprsku, který jej pak přirazí ke tkanině.

Jiné uspořádání vhodné pro vzduchový stav je na obr. 25: nitěnky /1,2/, fixní paprsek pro vedení nití /3/, disk /4/, po sobě následující výstupky pro příraz útku /4a,4b/, kanál pro vedení vzduchového proudu /5/, kroužek na hřídeli proti posouvání disku /6/.

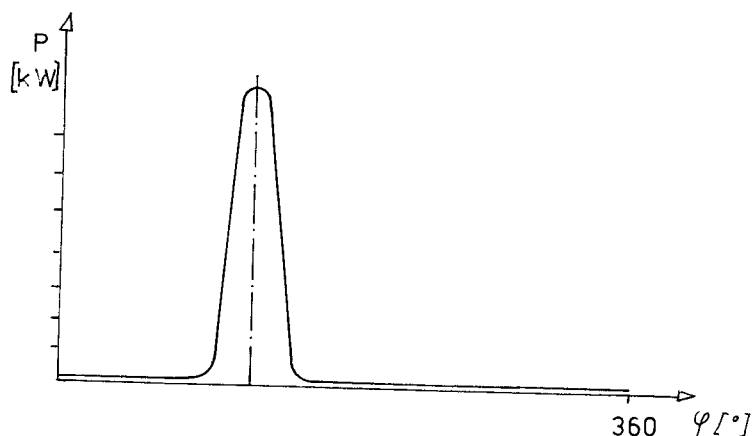
Další předností rotačního paprsku /např. proti kloubovému mechanismu/ je snadné dosažení dvojitého přírazu. Dosáhneme jej pouhým přidáním dalšího přírazného výstupku /u kloubových systémů jsme byli nuceni pomocí syntézy hledat nové struktury/.

Při použití rotačního paprsku se mění i kinematické a dynamické řešení. U konvenčního systému s výkyvným rámem jsme hledali rychlosti a zrychlení paprsku v jednotlivých polohách a určovali z nich maximální možné zvýšení výkonu stavu. Tato řešení nám s použitím rotačního paprsku odpadají, ale objevují se nová.

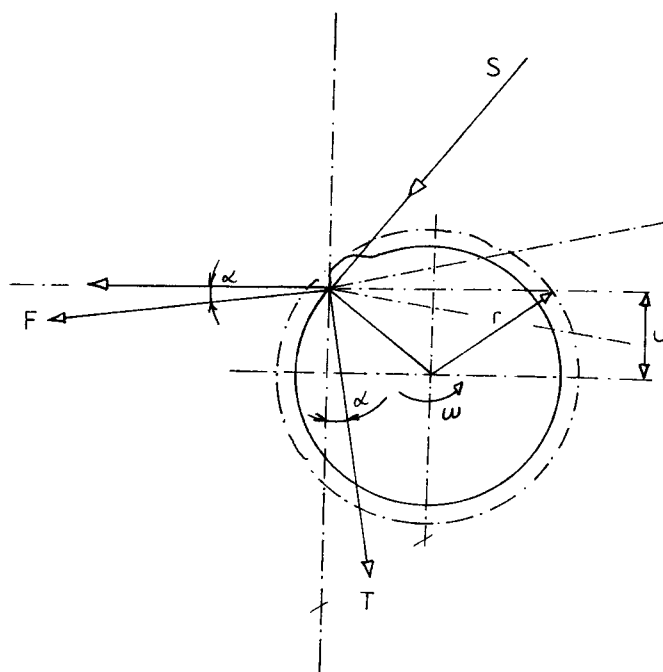
U varianty rotačního paprsku s pevným konfuzorem by se kinematické řešení skládalo z vyřešení mechanismu dopravujícího útek z konfuzoru do drážky paprsku, případně vyřešení mechanismu realizujícího axiální posuv paprsku /vzorovací možnosti/.

U varianty na obr. 25 by se pozornost měla soustředit na otázku, zda použít přerušovaného pohonu paprsku nebo plynulého s relativním pohybem zanašeče.

Dynamické řešení u rotačního paprsku s konstantními otáčkami je charakterizováno tím, že odpadají setrvačné a dynamické síly. A určení příkonu potřebného k pohonu paprsku je nutný následující rozbor.



Jak vyplývá z obrázku, skoro po celou dobu otáčky se z příkonu hradí pouze pasivní odpory, ale pak se v rozmezí několika stupňů dosáhne hodnoty příkonu potřebného k zatčení útku do tkaniny.



Síla na formování tkaniny

$F = f/\text{druhu, hustoty, tuhosti tkaniny; křivosti přírazného výstupku.../}$

Síla potřebná na překonání třecích odporů

$T = f/F; f.../$

Celková síla

$S = f/u; r; F; T.../$

Příkon

$$P = M \cdot \omega = S \cdot r \frac{2\pi n}{60}$$

2.7. KONKRÉTNÍ NÁVRH UNIFIKACE STROJŮ "P" A "H"

V předchozí kapitole byl uveden obecný, ideový návrh unifikace tkacích strojů. Kotační paprsek byl navržen proto, že ho lze použít na všech uvedených, progresivních tkacích strojích, aniž by jakýkoliv z nich nějak výrazně omezil, co se týče znaků uvedených v kapitole 2.5.

Použití šestičlenného kloubového mechanismu by z hlediska zkoumaných znaků v našem případě znamenalo nutné ústupky v oblasti teoretického výkonu. /aplikace šestičlenného kloubového mechanismu u vodního stroje naráží na složitější výrobu, zhoršení dynamických poměrů, snížení otáček .../.

Jestliže by však byly konkretizovány pracovní podmínky vodních a vzduchových stavů a u stavu "H" byl požadován dvojitý příraz bylo by možno využít jistých vlastností přírazného mechanismu stavu "P". K dvojitému přírazu by mohlo být využito "prohnutí" zdvihové závislosti šestičlenného mechanismu ve střední části. Na obr. 26 je zakreslen průběh dráhy bidla ve tkací rovině pro stávající stav /čtyřkloubový mechanismus/ stroje "H" a průběh vytvořený zřetadlovým převrácením šestikloubového mechanismu stroje "P".

Z praxe je známo, že účinnost dvojitého přírazu je podmíněna určitou velikostí difference zpětného pohybu paprsku "a" mezi oběma přírazy. Příliš malé "a" znamená nevyužití druhého přírazu, příliš velké zase vede na omezení z hlediska dynamických vlastností.

Dále je z obr. 26 zřejmé, že dojde ke snížení otáček z důvodu samotného použití šestikloubového mechanismu /dynamické poměry/ a zmenšením prohozního úhlu.

Jak je vidět i toto řešení vede na omezení teoretického výkonu vodního tkacího stavu, ale přináší s sebou kromě splnění zadání i všechny výhody unifikace.

3. ZÁVĚR

V úvodu jsem poukázal na současný stav unifikace a typizace u nás a ve světě a uvedl jsem řešení svého předchůdce K. Baudyše.

Vlastní práce obsahuje sedm podkapitol a od tvorby tkaniny přes druhy přírazných mechanismů, hledání znaků pro definování základního přírazného mechanismu, porovnání vhodnosti vaček a kloubů jsem se dostal až k vlastnímu výsledku - návržení unifikovaného přírazného mechanismu. Návrh je proveden ve dvou formách. První je obecného a ideového charakteru /podkapitola 2.6./ a měl by být výhledem do budoucnosti. Druhý návrh je konkrétně zaměřen na využití šestičlenného mechanismu /používaného u stavu "P"/ bezezměny u vodního stavu. Z toho by následně vyplynula úprava skříně stavu "H".

Vzhledem k faktu, že do budoucnosti se bude věnovat největší pozornost rozvoji tryskových tkacích stavů a více-prošlupní techniky není v práci uvedena unifikace člunek - skřípec.

Dále v práci není uvedeno kinematické a dynamické zhodnocení bidla šestikloubového mechanismu /výkres KTS-028/, neboť tím se podrobně zabýval ve své diplomové práci již K. Baudyš.

Na konec bych rád poděkoval pracovníkovi EKVÚ ing. J. Dvo-

řákovi za pomoc a obstarání potřebných materiálů.

SEZNAM LITERATURY

1. Talavášek "Konstrukce a výpočty tkacích strojů"
VŠST, Lbc 1971 /skripta/
2. Talavášek "Tkalcovská příručka"
SNTL, Praha 1980
3. Talavášek, Svatý "Bezčlunkové stavy"
SNTL, Praha 1975
4. Charvát "Teorie kloubových mechanismů"
Úřad pro patenty a vynálezy, Praha 1972
5. Baudyš "Unifikace přírazových mechanismů"
Diplomová práce 1980
6. Dvořák, Apltauer "Vačky versus klouby"
EKVÚ, Liberec 1982 /expertiza/
7. Charvát a kol. "Základní kriteria typizace"
VŠST, Liberec 1975