

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
nositelka Řádu práce
fakulta strojní

Obor 23 - 21 - 8

Strojní zařízení pro chemický, potravinářský
a spotřební průmysl

Balicí a polygrafické stroje
Katedra částí strojů a mechanismů

O B R A C E N Í A R C H U
V T I S K O V É M S T R O J I

Richard Pech

DP 080/86

Vedoucí práce: ing. Richard Drapák - VŠST Liberec

Rozsah práce:

Počet stran		42
Počet tabulek		0
Počet obrázků		21
Počet výkresů		0
Počet modelů		0

23. května 1986

Vysoká škola: strojní a textilní Fakulta: strojní
Katedra: částí strojů a mech. Školní rok: 1985/86

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro Richarda P e c h a
obor 23-21-8, zaměření balicí a polygrafické stroje

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

Název tématu: Obracení archu v tiskovém stroji

Zásady pro vypracování:

Pouze několik firem na světě vyrábí tiskové stroje s možností obracení archu v tiskové jednotce. Jednou z nich je k.p. ADAST Adamov. Proveďte:

1. Zhodnocení současného stavu a rozbor používaných systémů
2. Rozbor kinematických poměrů stávajícího provedení na stroji AD 725
3. Návrh metodiky měření kinemat. veličin obracení chytače
4. Navrhněte zkušební zařízení pro měření

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 5
PSČ 461 17

174

KT / BP

Rozsah grafických prací: 1 x A0

Rozsah průvodní zprávy: 40 stran

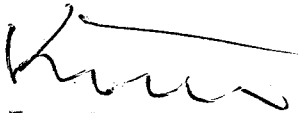
Seznam odborné literatury: výkresová dokumentace ADAST Adamov

Vedoucí diplomové práce: Ing. Richard Drapák

Datum zadání diplomové práce: 20.9.1985

Termín odevzdání diplomové práce: 23.5.1986

L. S.


Doc. Ing. O. Krejčíř, CSc.
Vedoucí katedry


Doc. Ing. Ján Alaxin, CSc.
Děkan

v Liberci dne 26.9. 1985

Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou
práci vypracoval samostatně s použitím uvede-
né literatury

Richard Hech

V Liberci dne 23. května 1986

O B S A H

1. Úvod	5
2. Používané systémy obracení archu	6
3. Obracení archu u stroje AD 725 P	12
4. Rozbor kinematických poměrů na skupině 53	18
4.1 Teoretický pohyb chytačů	18
4.1.1 Fáze do první tečny	20
4.1.2 Fáze od první tečny	23
4.2 Skutečný pohyb chytačů	24
4.2.1 Transformace souřadnic vačky	26
4.2.2 Závislost $\alpha = \alpha(\psi)$	27
4.4.3 Závislost $\dot{\alpha} = \dot{\alpha}(\psi)$	28
5. Hodnocení stávajícího provedení	31
6. Využití filmové a televizní techniky	37
7. Závěr	40
Seznam literatury	42

1. Úvod

Polygrafický průmysl mění v posledních letech výrazně svou tvář. Nejprudší rozvoj zaznamenává zejména ofsetová technika tisku. Ofset se stal univerzální tiskovou technikou, schopnou hospodárně plnit nejrůznější úlohy, počínaje maloformátovým tiskem v rozmnožovnách a malých místních tiskárnách až po náročné tisky uměleckých obrazových reprodukcí. Nové technologické postupy přípravy tiskových forem, vývoj tiskových papírů a barev, stroje vybavené moderní elektronikou, to všechno zvyšuje efektivnost výroby a kvalitu tiskového výrobku.

Neustálý vývoj a modernizace současných tiskových strojů je nezbytnou podmínkou úspěšné konkurence na zahraničních trzích. Jedním z výrobků Adamovských strojíren je dvoubarvový tiskový stroj AD 725 P, patřící do skupiny archových ofsetových strojů. Je vybaven zařízením, které umožňuje obrátit arch při přechodu z jedné tiskové jednotky na druhou a tak zajistit jeho oboustranné potištění. Toto obracecí zařízení bylo vyvinuto v samotném podniku ADAST Adamov a od svého vzniku bylo již několikrát upravováno se snahou optimalizovat jeho funkční vlastnosti.

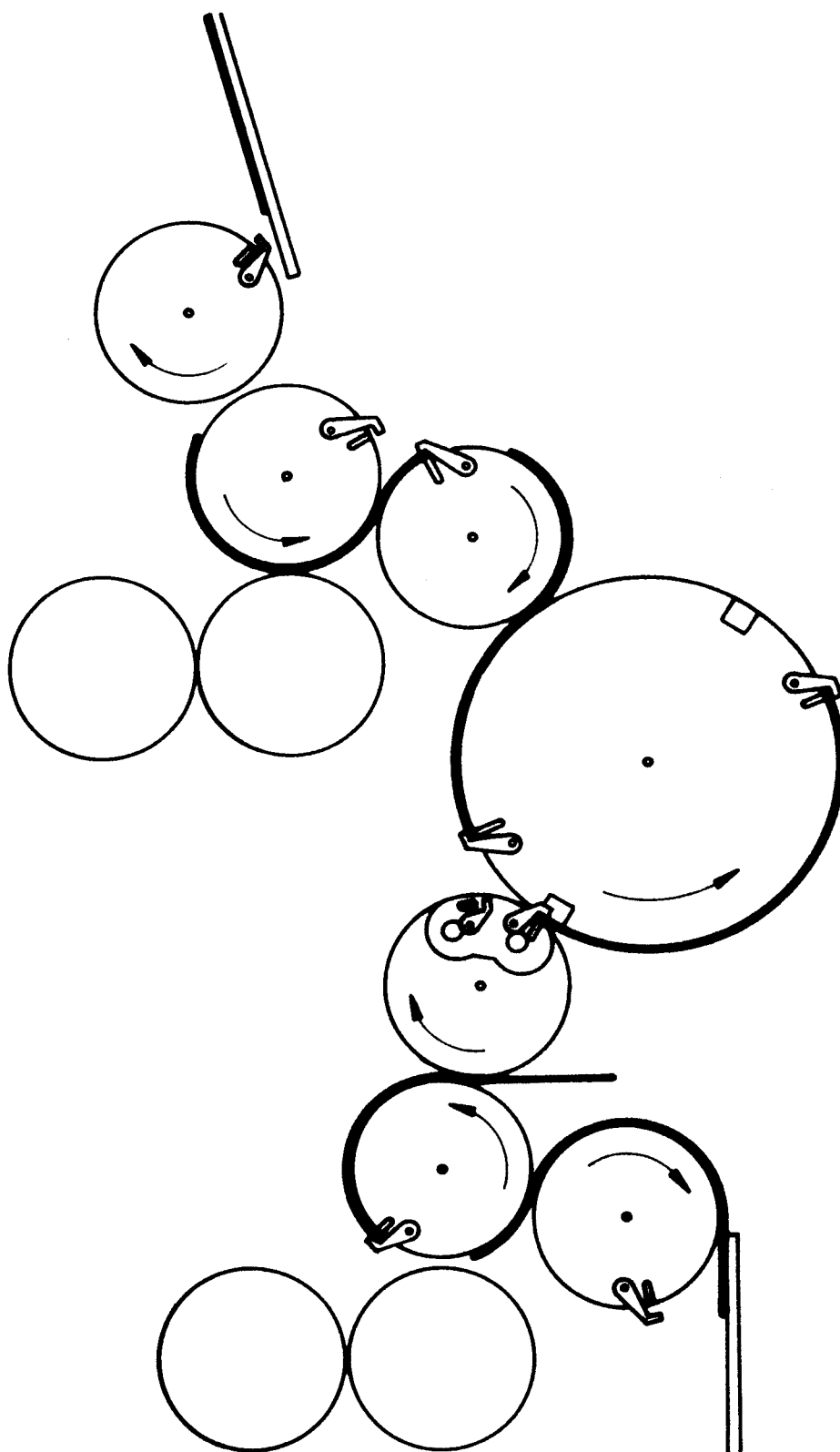
V této diplomové práci je proveden rozbor současného stavu obracení archu v tiskovém stroji AD 725 P a jeho kinematických poměrů.

2. Používané systémy obracení archu

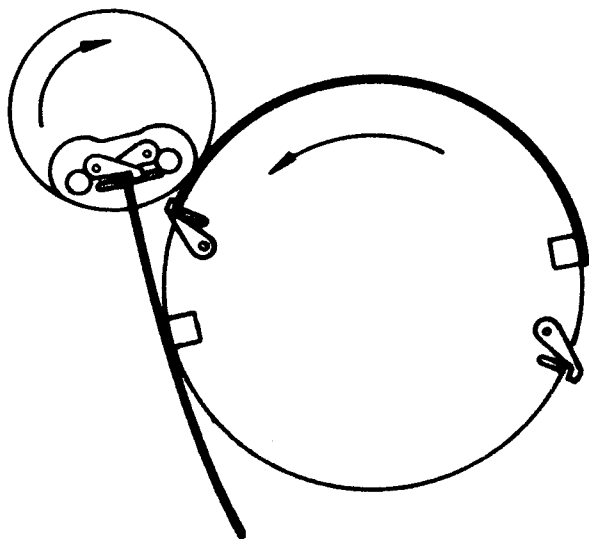
Moderní vícebarvové tiskové stroje se dnes už neobejdou bez zařízení, které umožní potiskovat arch z obou stran a které dovolí různé kombinace potisku archu při jednom průchodu strojem. Stroje se dvěma tiskovými jednotkami mohou potisknout arch dvěma barvami na jedné straně (tisk líc - líc) nebo po přestavení tisknout na každou stranu po jedné barvě (tisk líc - rub).

Potištění obou stran archu při jednom průchodu strojem (avšak bez možnosti změny) lze zajistit vhodným uspořádáním válců. Jednou možností je "guma - guma" při němž se nepoužívá tlakových válců a tlak potřebný k tisku je vyvozován dvěma ofsetovými válci, mezi nimiž arch prochází. Další možností realizace oboustranného tisku je přenos archu mezi tiskovými jednotkami přes sudý počet válců. Tím nedojde ke zpětnému převedení archu na lícní stranu po prvním tisku a tak vznikne jednobarevný tisk po obou stranách.

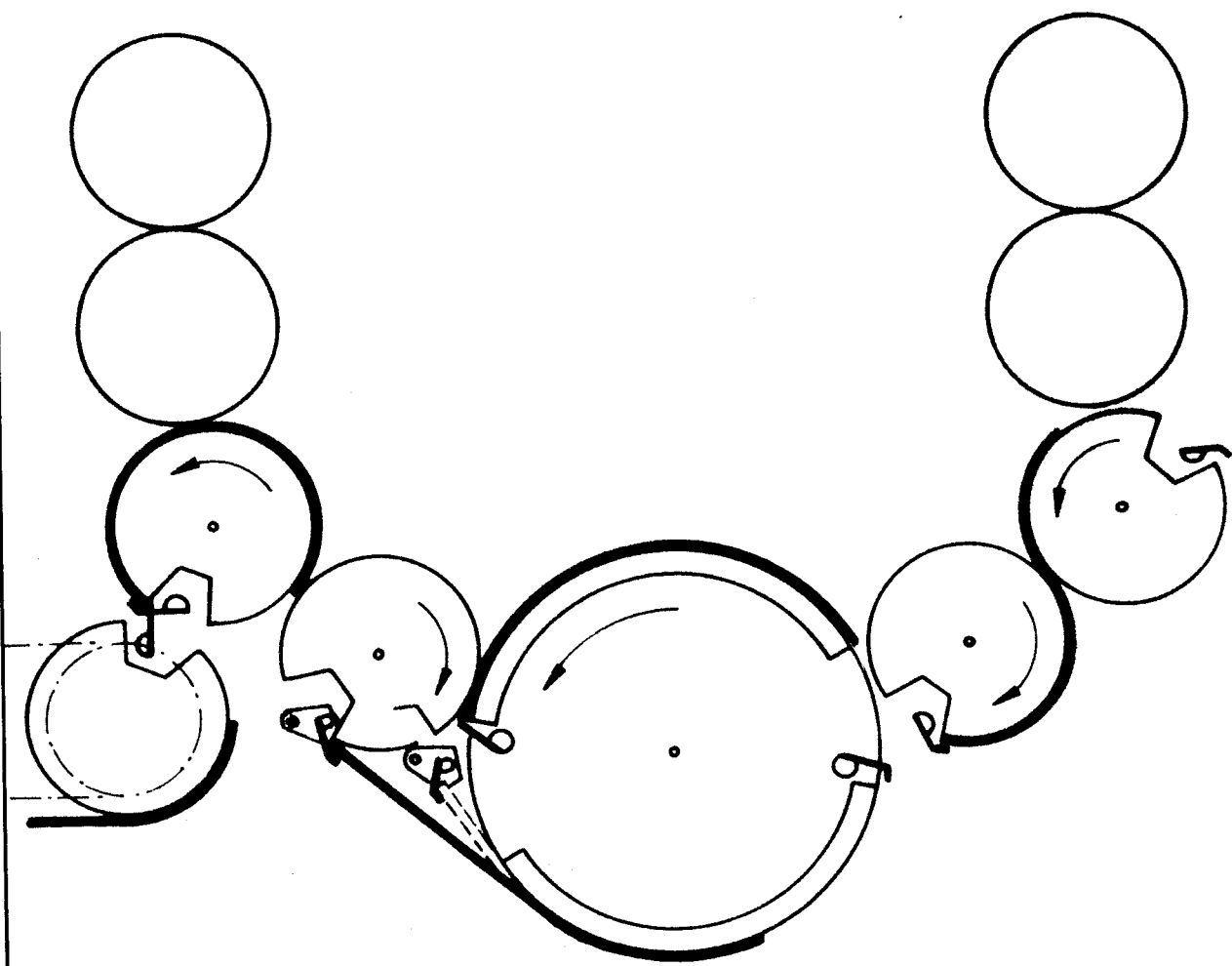
Obracení archu při přenosu z jedné tiskové jednotky na druhou je právě tou možností, která dovoluje měnit jednotlivé kombinace tisku. Tuto funkci zajišťuje obrací válec, na němž je umístěno obrací zařízení. Volba kombinace tisku se provádí zapojením nebo vyřazením funkce obracení obracího válce. U vícebarvových strojů pro



Обр. 1



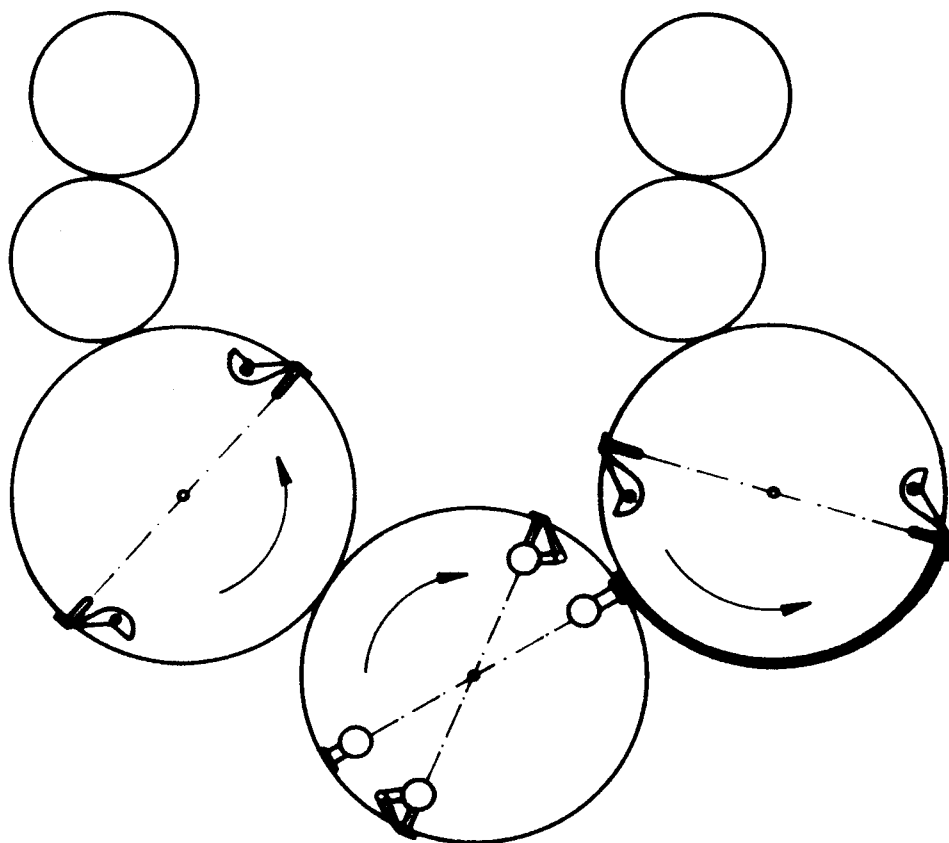
0br. 2



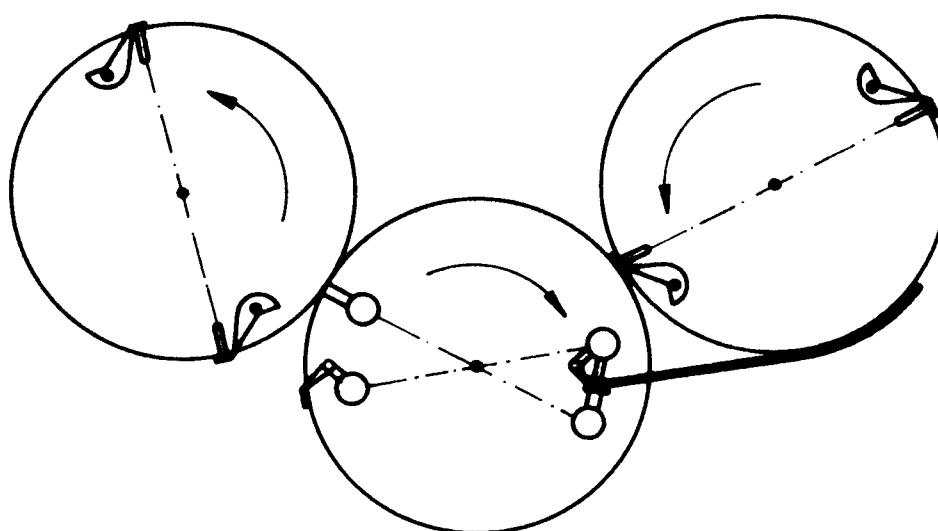
0br. 3

Poněkud odlišný je systém obracení, který je použit u stroje Planeta - Variant. Přenášení archu mezi tiskovými jednotkami provádí obracecí válec shodného průměru jako válce tlakové obou jednotek. Je vybaven dvěma chytačovými a dvěma savkovými systémy (obr. 4). Při obracení savky přebírají konec archu drženého na prvním tlakovém válci a předávají jej dále přetočeným chytačům téhož válce, na němž jsou umístěny (obr. 5). Při dalším pohybu se chytačový systém obracecího válce natáčí do původní polohy a předává arch na tlakový válec druhé tiskové jednotky.

V této části diplomové práce jsou uvedeny tři systémy obracení archu, tak jak je realizovaly některé zahraniční firmy. Jednotlivá konstrukční řešení se liší v mnoha detailech technického provedení, ale celková idea obracení je u všech systémů stejná (jak je patrné z uvedených popisů obracení). Stejný způsob obracení je použit i u stroje AD 725 P.



0br. 4



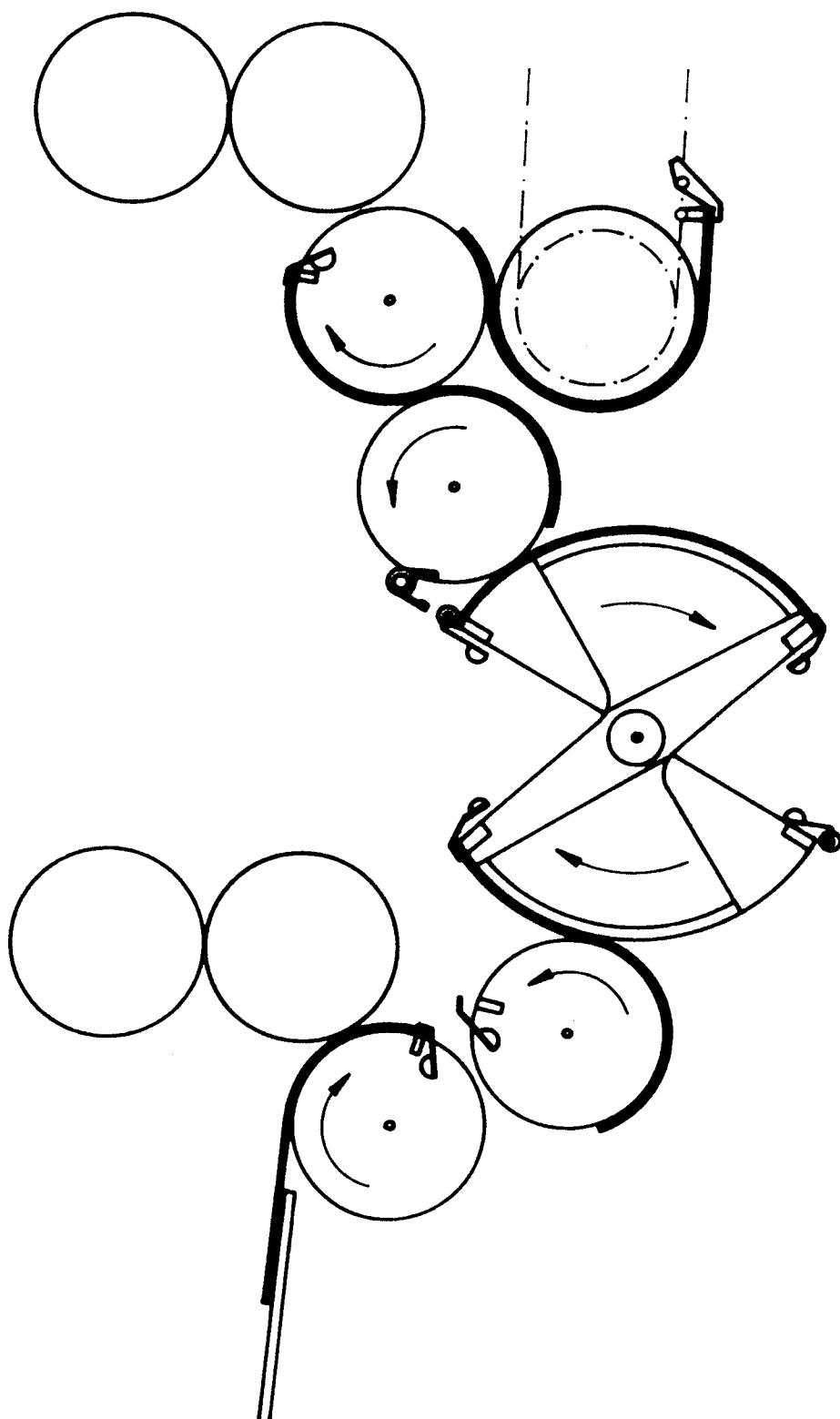
0br. 5

3. Obracení archu u stroje AD 725 P

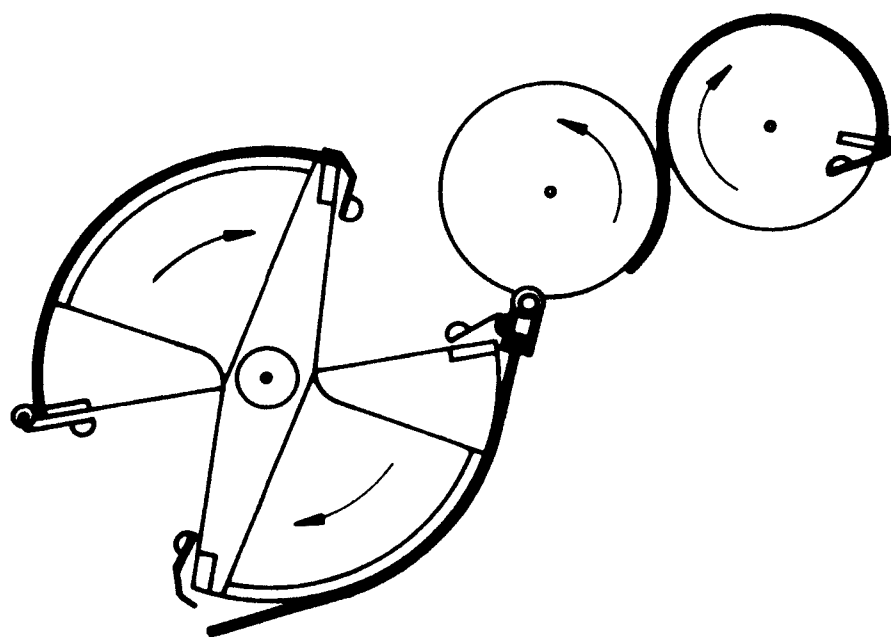
Tiskový stroj AD 725 P patří do skupiny strojů, které používají pro přenos archu mezi tiskovými jednotkami tři válce - přebírací (sk.51), přenášečí (sk.52) a obra-
cecí (sk.53).

Pro umožnění tisku líc-rub je stroj vybaven přenášečím válcem s dvojnásobným průměrem. Při tisku pracuje se dvěma archy současně. Skládá se ze dvou skupin segmentů, které jsou proti sobě otočné, tak aby plocha jimi vytvořená odpovídala délce potiskovaného formátu. Přenášečí válec má dvě sady chytačových mechanismů pro uchopení přední hrany a dvě sady chytačových mechanismů s rolničkami pro uchopení zadní hrany archu. Mechanismus zadních chytačů s rolničkami slouží k vypnutí archu jak v tangenciálním tak v axiálním směru.

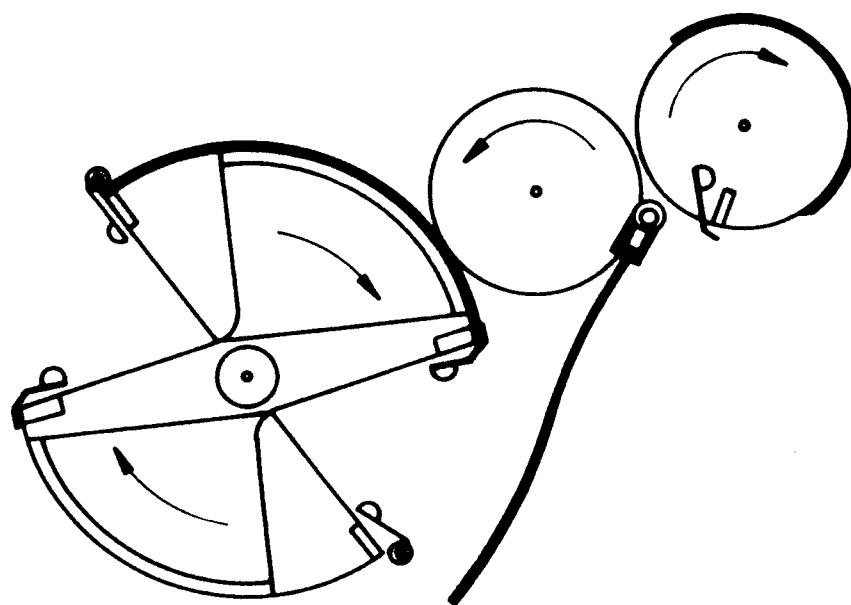
Průchod archu strojem (obr. 6) je až k přenášečímu válci shodný s tiskem líc-líc, zde však je třeba po jedné straně již potištěný arch papíru obrátit. Arch, držený předními i zadními chytači přenášečího válce, svou přední hranou mine spojnicí středů 52, 53 bez předání. K předání dojde teprve v okamžiku, kdy se spojnicí obou středů přiblíží zadní hrana archu. Tuto zadní hranu přebere přetočený systém chytačů skupiny 53 (obr. 7). Ve stejném okamžiku uvolní chytače přenášečího válce přední hranu archu. Pohyb uvolněného archu je usměrněn vodicí plošinou



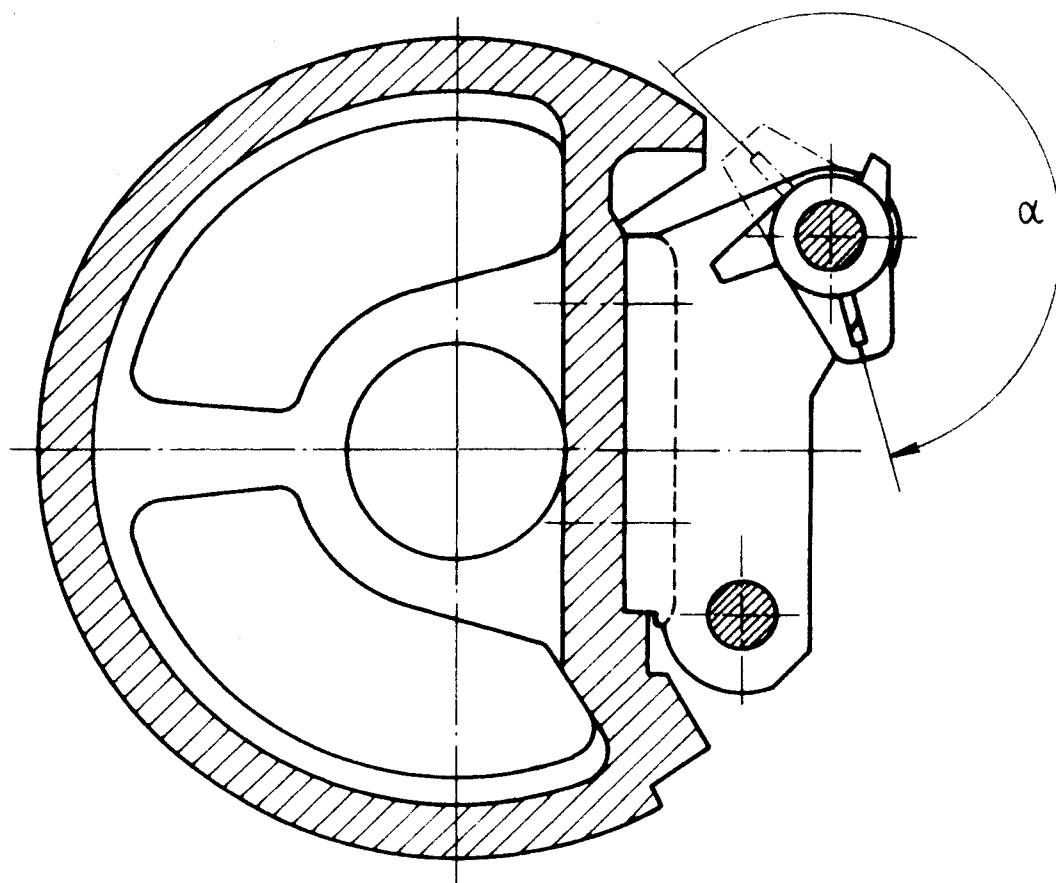
Обр. 6



Obr. 7



Obr. 8

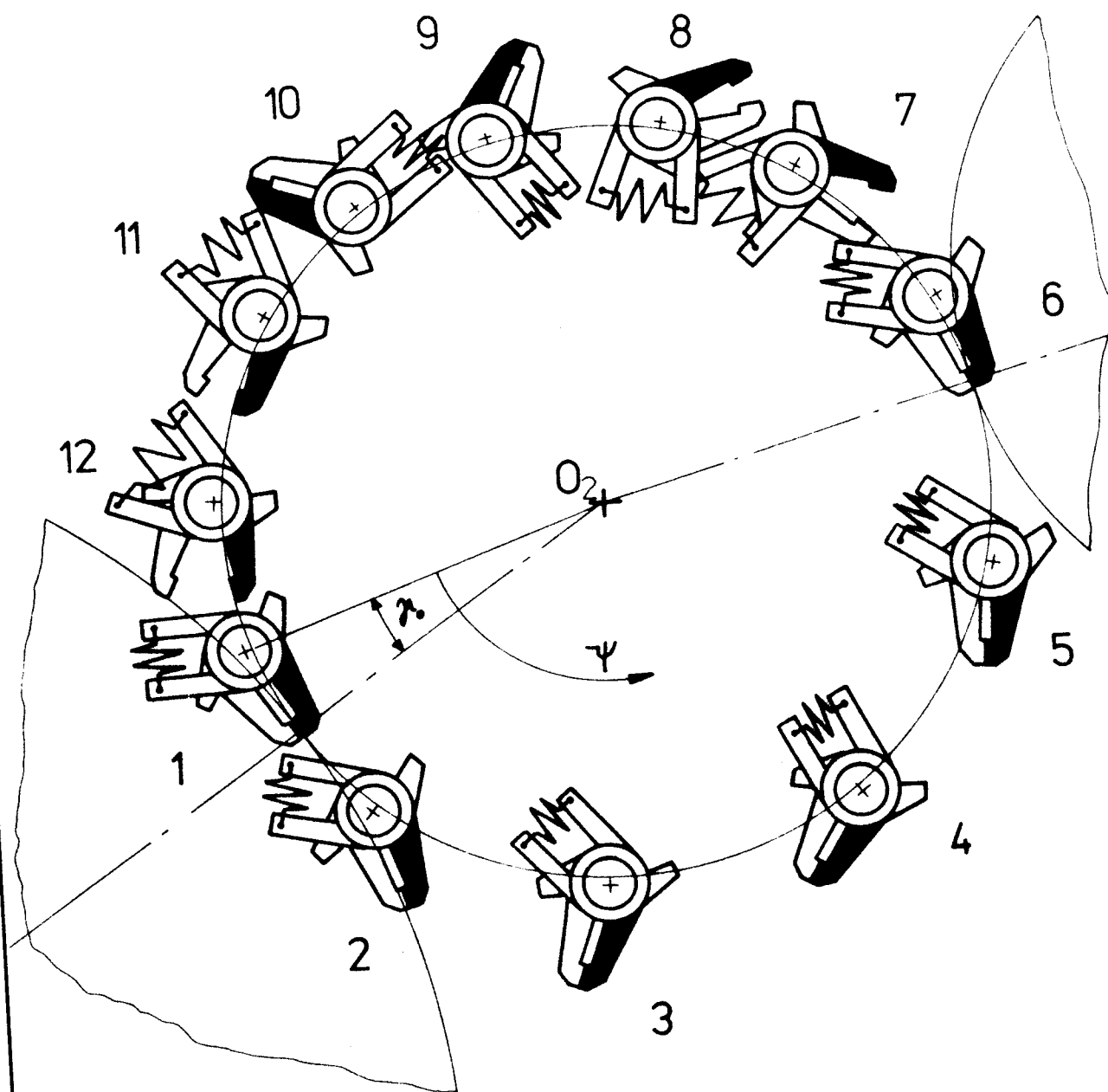


Obr. č. 9

a proudem tlakového vzduchu. Chytače obracecího válce se při dalším pohybu natáčejí, tak aby rovina tvořená archem byla tečnou rovinou k přenášecímu válci (obr. 8). Tato část pohybu je na obr. 10 mezi pozicemi 2-5. Po předání archu na tlakový válec druhé tiskové jednotky (poz. 6 na obr. 10) a po dalším průchodu strojem vznikne tisk po obou stranách archu.

Vlastní obracení provádí obracecí válec (obr.9). Jeho průměr je shodný s průměrem tlakového válce. Je opatřen kleštinovými chytači, které umožňují uchopit arch za přední nebo za zadní hranu. V kanálu není dosedací lišta chytačů, její funkci zde plní pevné nebo volné chytače. Pevné chytače jsou kolíkem spojeny s chytačovým hřídelem, volné chytače jsou na něm uloženy otočně a s pevnými jsou spojeny tlačnými pružinami, které vyvozují potřebnou přitlačnou sílu k držení archu. Pohyb chytačů je znázorněn na obr. 10, pro lepší orientaci je zde pevný chytač vyčerněn.

V následující části diplomové práce je proveden rozbor kinematických veličin pohybu chytačů v úseku mezi místem převzetí (poz. 1, obr. 10) a místem předání archu (poz. 6, obr. 10), kdy oba chytače tvoří jeden celek, jehož pohyb je vázán geometrickými a funkčními podmínkami.



- 1 zavřením volného chytače je uchopen konec archu
- 2- 5 arch se natáčením chytačového systému obrací a je dopravován k chytačům tlakového válce
- 6 otevřením pevného chytače je arch předán do chytačů tlakového válce
- 7 otvírání pevného chytače pokračuje, volný chytač zůstává na tečně
- 8 chytačový systém se natáčí a současně zavírá
- 9-10 zavřený chytačový systém se natáčí
- 11-12 pevný chytač je na tečně a volný chytač se otvírá

Obr. 10

4. Rozbor kinematických poměrů na skupině 53

Obracení archu při tisku líc-rub u stroje AD 725 P je zajištěno chytačovým systémem na obracecím válci a dvěma chytačovými soustavami na přenášečím válci. Pohyb chytačového systému na skupině 53 je odvozen od pevné vačky přes páku s kladičkou a ozubený segment. Tato vačka je vzhledem k výrobě charakterizována polárními souřadnicemi středu nástroje (x , y). Ve stávajícím provedení stroje se používá v této funkci vačka, jejíž souřadnice jsou oproti původnímu návrhu upraveny. Úprava souřadnic zjevně ovlivnila kinematické veličiny chytače v té nejdůležitější fázi obracení. Pohled na tuto úpravu, ale i na celkové chování chytačového systému obracecího válce, by měl dát rozbor kinematických poměrů na skupině 53. Rozbor je rozdělen na dvě části. V první budou nalezeny závislosti pro ideální teoretický pohyb chytačů, ve druhé pak bude proveden rozbor skutečného vačkového mechanismu a porovnány výsledky z obou částí.

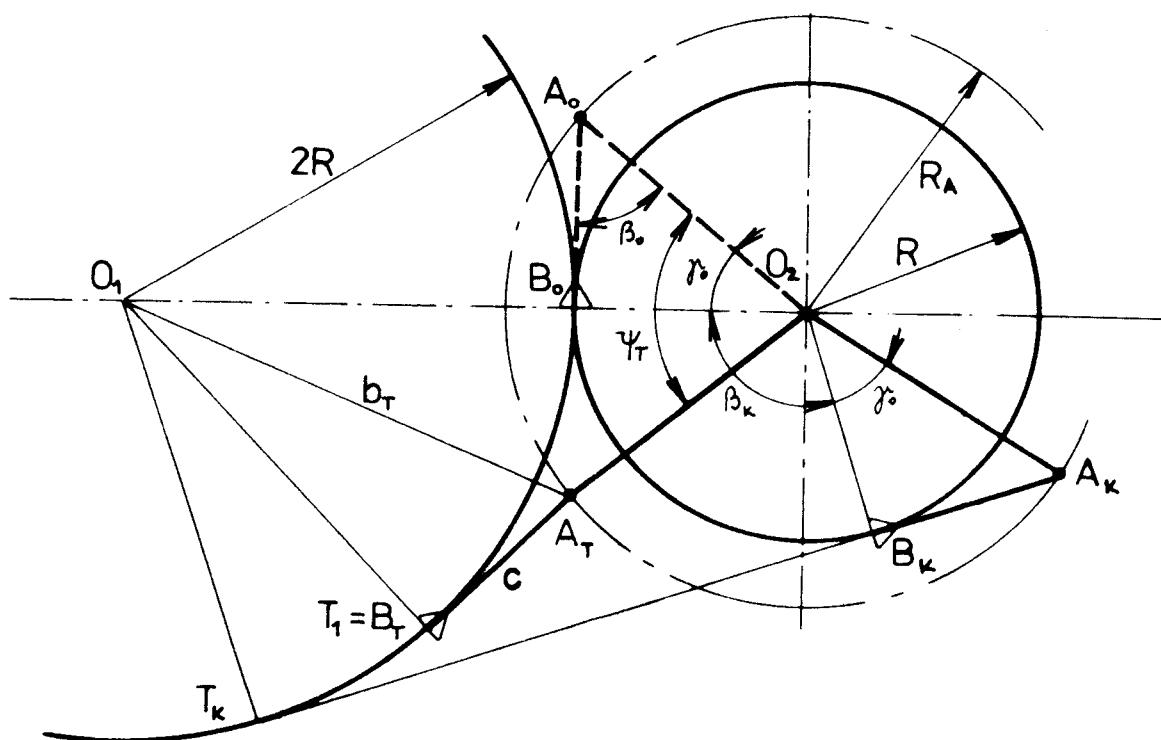
Celý rozbor je proveden pro maximální výkon stroje 10 000 výt/hod.

4.1. Teoretický pohyb chytačů

Obecnou podmínkou pro pohyb chytačového systému skupiny 53 při tisku líc-rub je zachování archu v tečné rovině k přenášečímu válci, aby nedocházelo k lomu a deformacím archu.

Tuto podmínku, vzhledem ke konstrukčnímu uspořádání ob-
racecího válce (viz obr. 9, 14), nelze dodržet v první
fázi pohybu, kdy se osa chytačového systému dostává do
prostoru přenášečího válce.

Rozbor kinematických veličin pohybu chytačů je te-
dy třeba rozdělit na dvě části - na fázi do první tečny
a na fázi od první tečny. Poloze chytačů, v niž se arch
poprvé dostane do tečné roviny k přenášečímu válci, od-
povídá natočení obracecího válce o úhel ψ_T podle obr. 11.



Obr. 11

$$\beta_0 = \arcsin \frac{R}{R_A}$$

$$\gamma_0 = \arccos \frac{R}{R_A}$$

$$c^2 = R_A^2 - R^2$$

$$b_T^2 = 4R^2 + c^2 = 3R^2 + R_A^2$$

$$\psi_T - \gamma_0 = \arccos \frac{9R^2 + R_A^2 - b_T^2}{6RR_A} = \arccos \frac{R}{R_A}$$

$$\psi_T = 2\gamma_0$$

Otáčení chytačového systému končí, jakmile se spojnice AB stane tečnou obracecího válce. Tomu odpovídá jeho otočení o úhel ψ_K podle obr. 11.

$$\beta_K = \frac{\pi}{2} + \arcsin \frac{R}{3R}$$

$$\psi_K = 2\gamma_0 + \beta_K$$

4.1.1 Fáze do první tečny

Hlavní podmínkou této fáze pohybu, při níž osa chytačového systému (bod A) prochází prostorem přenášečího válce, je to, že se střed přidržovací plošky chytačů (bod B) nesmí dostat do prostoru přenášečího válce. Mezním hodnotám kinematických veličin odpovídá stav, při němž se bod B pohybuje právě po obvodu přenášečího válce. Takový pohyb by výrazně přispěl ke splnění podmínky tečné roviny ve druhé fázi, avšak jeho aplikace je vyloučena nepříznivým průběhem zrychlení.

Dále platí:

$$\dot{\alpha} = \dot{\beta}$$

$$\dot{\beta} = \frac{1}{2cR_A \cdot \sin \beta} \cdot (\dot{f}^2)$$

$$(\dot{f}^2) = 12R^2(\dot{r}_1 - \dot{r}_2) \cdot \sin(r_1 - r_2)$$

$$\dot{r}_1 = \frac{4R^2 - b^2 - c^2}{4Rb^2 \cdot \sin r_1} \cdot \dot{b}$$

$$\dot{r}_2 = \frac{-R_A \cdot b \cdot \dot{\psi} \cdot \cos(r_0 - \psi) - R_A \cdot \dot{b} \cdot \sin(r_0 - \psi)}{b^2 \cdot \cos r_2}$$

$$\dot{b} = \frac{-6RR_A \cdot \dot{\psi} \cdot \sin(r_0 - \psi)}{2b}$$

$$\dot{\psi} = \frac{d\psi}{dt} = \omega = 2\pi \cdot \frac{n}{3600}$$

kde n ... počet tisků/hod

Pro první fázi obracení je charakteristické, že v ní dochází k lomu okraje archu o hranu chytače a vzniku vlny na archu. Úhel lomu λ mezi sečnou a tečnou je

$$\lambda = \frac{\pi}{2} - \beta_1 \quad \text{kde } \beta_1 = \arcsin \frac{b \cdot \sin r_1}{c}$$

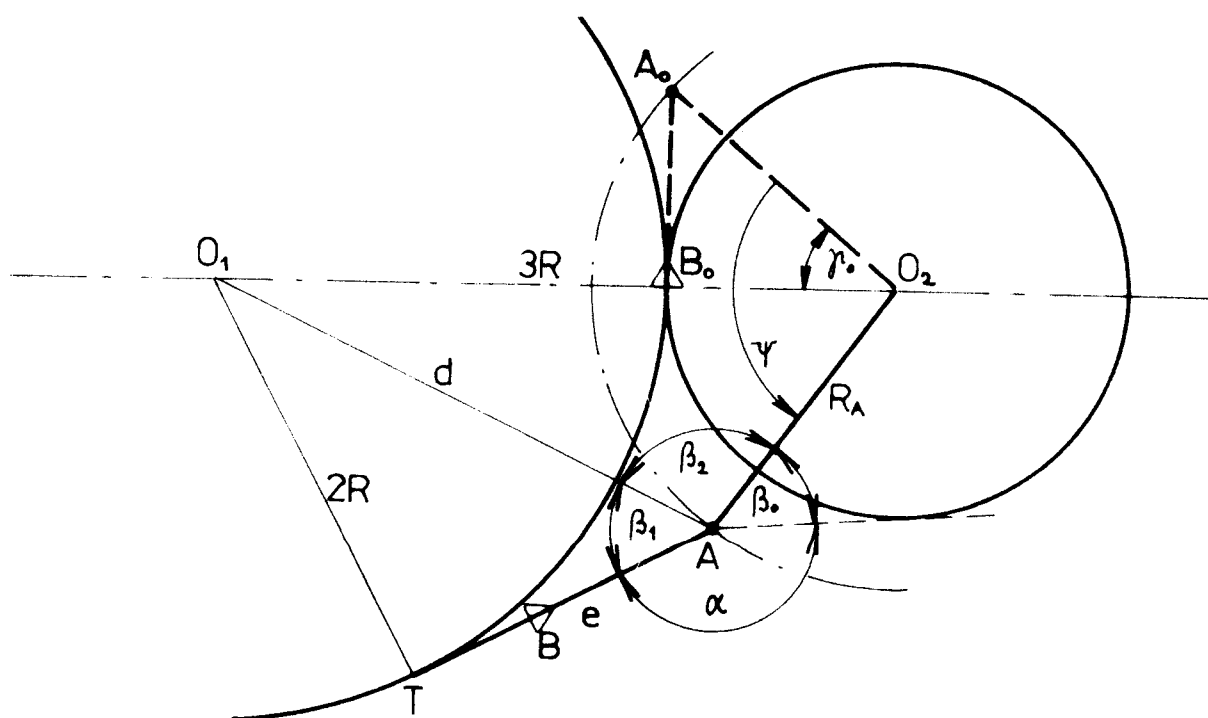
Průběh vlny na archu lze vyjádřit závislostí:

$$L = 2R(r_1 - r_2) - R\psi$$

Při skutečném pohybu chytačů vlna nevzniká, a proto její rozbor není uveden.

4.1.2 Fáze od první tečny

Ve druhé fázi obracení je pohyb chytačů odvozen z geometrické podmínky zachování archu v tečné rovině k přenášecímu válci, aniž by docházelo k lomu okraje archu. Závislosti $\alpha = \alpha(\psi)$, $\dot{\alpha} = \dot{\alpha}(\psi)$ lze odvodit podle obr.13.



Obr. 13

$$d^2 = 9R^2 + R_A^2 - 6RR_A \cdot \cos(\psi - \gamma_0)$$

$$\beta_1 = \arcsin \frac{2R}{d}$$

$$\beta_2 = \arccos \frac{R_A^2 + d^2 - 9R^2}{2R_A d}$$

$$\alpha = 2\pi - \beta_0 - \beta_1 - \beta_2$$

Dále platí:

$$\dot{\alpha} = -\dot{\beta}_1 - \dot{\beta}_2$$

$$\dot{\beta}_1 = \frac{-2R}{d^2 \cdot \cos \beta_1} \cdot \dot{d}$$

$$\dot{\beta}_2 = -\frac{9R^2 + d^2 - R_A^2}{2R_A \cdot d^2 \cdot \sin \beta_2} \cdot \dot{d}$$

$$\dot{d} = \frac{6RR_A \cdot \sin(\psi - \gamma_0)}{2d} \cdot \dot{\psi}$$

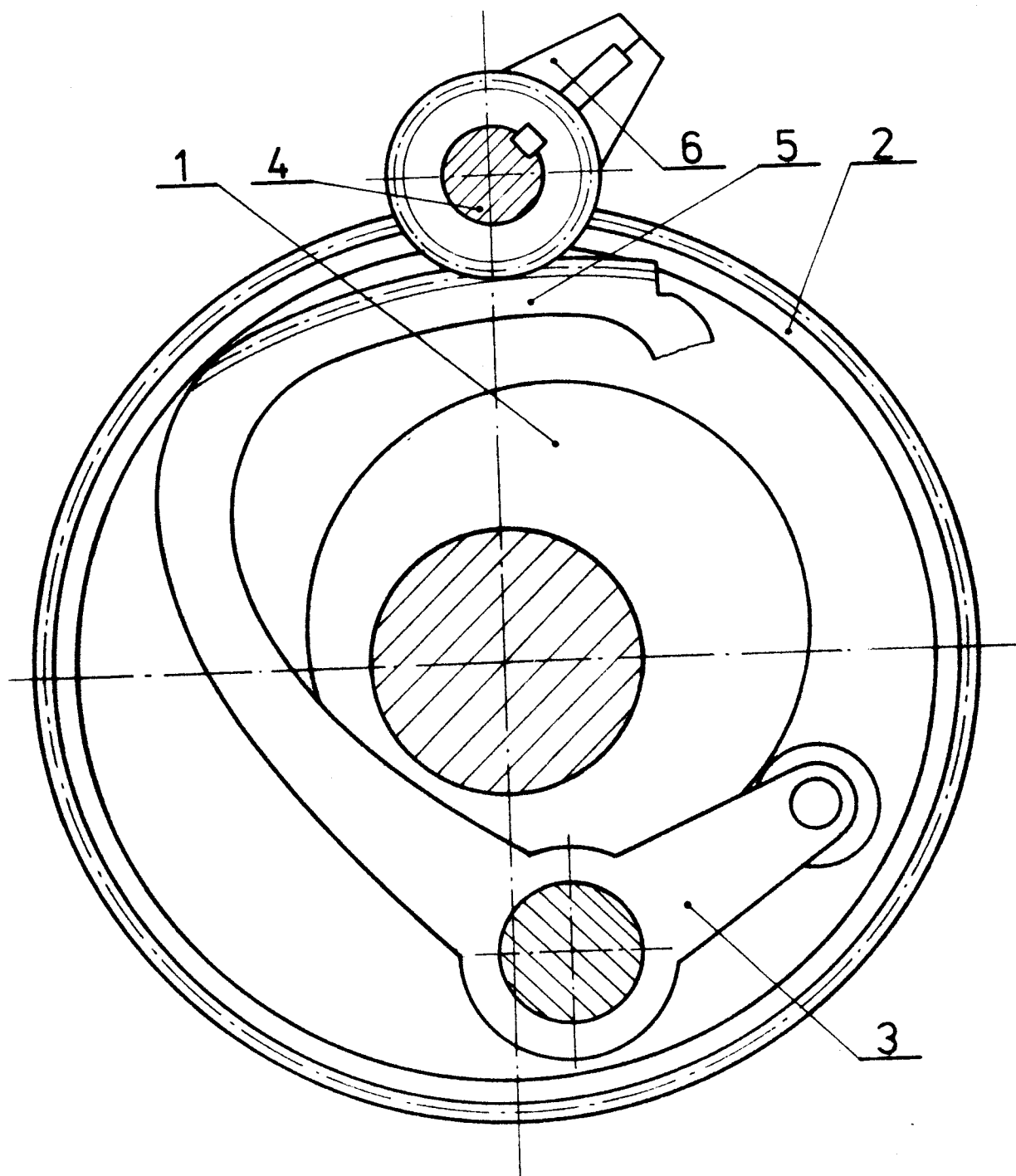
$$\dot{\psi} = \frac{d\psi}{dt} = \omega = 2\pi \frac{n}{3600}$$

kde n ... počet tisků/hod

Výsledky této části diplomové práce jsou grafické závislosti $\alpha = \alpha(\psi)$, $\dot{\alpha} = \dot{\alpha}(\psi)$ ve zvoleném úseku mezi body předání. Obě jsou uvedeny až v 5. části s příslušným hodnocením a porovnány s dalšími výsledky.

4.2. Skutečný pohyb chytačů

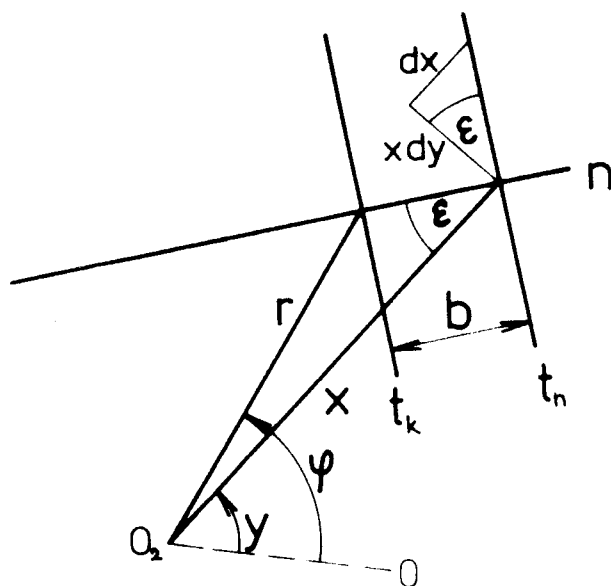
Kinematické veličiny pohybu chytačů jsou jednoznačně určeny profilem vačky společně s ostatními parametry mechanismu na obr. 14. Pevná vačka (1) je v ose válce uchycena k bočnici stroje. Při otáčení válce (2) pohání vahadlo s kladičkou (3), která sleduje profil vačky, chytačový hřídel (4) přes ozubený převod (5) tvořený ozubeným segmentem a pastorkem. Chytače (6) pevně spojené s hřídelem konají kyvný pohyb s úhlem otočení přes 200° .



0br. 14

4.2.1 Transformace souřadnic vačky

Jak již bylo napsáno, je vačka charakterizována s ohledem na její výrobu polárními souřadnicemi středu nástroje, avšak pro další výpočet je nezbytné tyto souřadnice transformovat na polární souřadnice ekvidistanty středu kladičky. Výpočet je proveden podle obr. 15.



(x, y) ... známé polární souřadnice středu nástroje

(r, φ) ... hledané polární souřadnice ekvidistanty
středu kladičky

$r_k(r_n)$... poloměr kladičky (nástroje)

$$\epsilon = \arctg \left(\frac{1}{x} \cdot \frac{dx}{dy} \right)$$

$$b = r_n - r_k$$

$$r^2 = x^2 + b^2 - 2bx \cdot \cos \epsilon$$

$$\varphi = y + \arcsin \frac{b \cdot \sin \epsilon}{r}$$

Hodnoty derivace $\frac{dx}{dy}$ je nutné určit numericky ze zadaných veličin x, y . Krok výpočtu je označen h a představuje konstantní rozdíl mezi sousedními hodnotami úhlu y . Výpočet derivace je odvozen z Maclaurinova tvaru Taylorova rozvoje:

$$x(y) = x_0 + x'_0 y + \frac{x''_0}{2} \cdot y^2 + \frac{x'''_0}{6} \cdot y^3 + \frac{x^{IV}_0}{24} \cdot y^4$$

$$x(h) - x(-h) = x'_0 \cdot 2h + \frac{x'''_0}{6} \cdot 2h^3 \quad (a)$$

$$x(2h) - x(-2h) = x'_0 \cdot 4h + \frac{x'''_0}{6} \cdot 16h^3 \quad (b)$$

Eliminací x'''_0 z rovnic (a), (b) dostaneme

$$8x(h) - 8x(-h) - x(2h) + x(-2h) = 12h \cdot x'_0$$

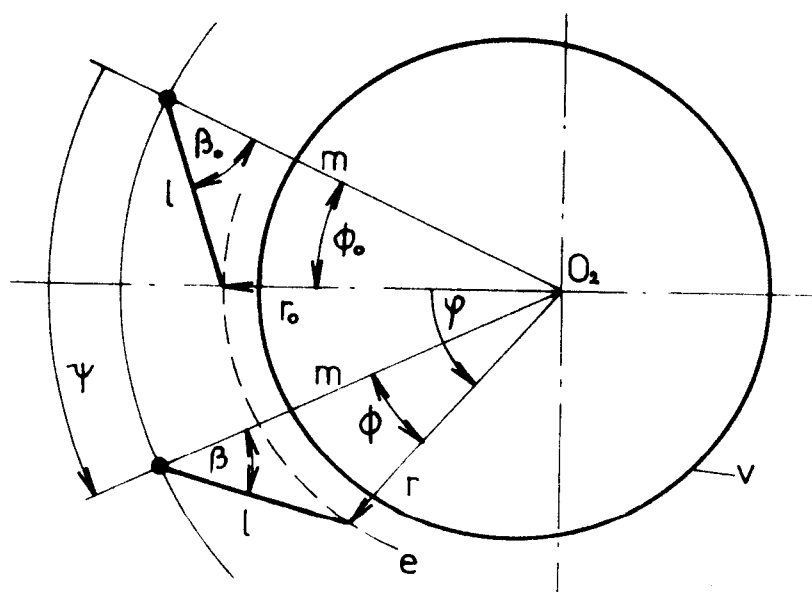
$$x'_0 = \frac{1}{12h} / 8x(h) - 8x(-h) - x(2h) + x(-2h) /$$

Derivaci v i -tém bodě (x_i, y_i) lze spočítat podle vzorce:

$$x'_i = \frac{1}{12h} / 8(x_{i+1} - x_{i-1}) - x_{i+2} + x_{i-2} /$$

4.2.2 Závislost $\alpha = \alpha(\psi)$

Odvození závislosti $\alpha = \alpha(\psi)$ podle obr. 16



$$\beta_0 = \arccos \frac{m^2 + l^2 - r_0^2}{2ml}$$

$$\beta = \arccos \frac{m^2 + l^2 - r^2}{2ml}$$

$$\psi = \beta_0 - \beta \quad (c1)$$

$$\alpha = p \cdot \psi \quad (c)$$

kde p ... převodový poměr

$$\phi_0 = \arccos \frac{m^2 + r_0^2 - l^2}{2mr_0}$$

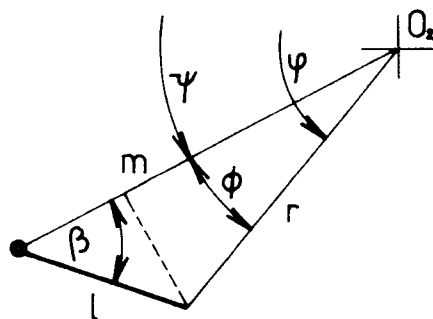
$$\phi = \arccos \frac{m^2 + r^2 - l^2}{2mr}$$

$$\psi = \varphi + \phi_0 - \phi \quad (d)$$

Ke dvojici parametrů vačky (r, φ) je podle rovnic (c)(d) přiřazena uspořádaná dvojice (ψ, α) , která tvoří hledanou závislost $\alpha = \alpha(\psi)$.

4.2.3 Závislost $\dot{\alpha} = \dot{\alpha}(\psi)$

Podle obr. 17 zřejmě platí:



$$\dot{\psi} = \dot{\psi} + \dot{\phi} \quad (e)$$

$$r \cdot \sin \phi = l \cdot \sin \beta \quad (f)$$

$$r \cdot \cos \phi = m - l \cos \beta \quad (g)$$

Derivací rovnic (f) a (g) podle času dostaneme:

$$\dot{r} \sin \phi + r \dot{\phi} \cos \phi = l \dot{\beta} \cos \beta \quad (h)$$

$$\dot{r} \cos \phi - r \dot{\phi} \sin \phi = l \dot{\beta} \sin \beta \quad (\text{ch})$$

$$\dot{\phi} = \frac{d\phi}{d\psi} \cdot \dot{\psi} = \left(\frac{d\phi}{d\psi} - 1 \right) \cdot \dot{\psi} \quad (1)$$

$$\dot{\beta} = \frac{d\beta}{d\psi} \cdot \dot{\psi} \quad (2)$$

$$\dot{r} = \frac{dr}{d\psi} \cdot \frac{d\psi}{d\psi} \cdot \dot{\psi} \quad (3)$$

Z rovnic (h), (ch) se po dosazení výrazů (1), (2), (3) eliminuje člen $\frac{d\varphi}{d\psi}$. Ze zbylé rovnice se určí hledaný člen $\frac{d\beta}{d\psi}$.

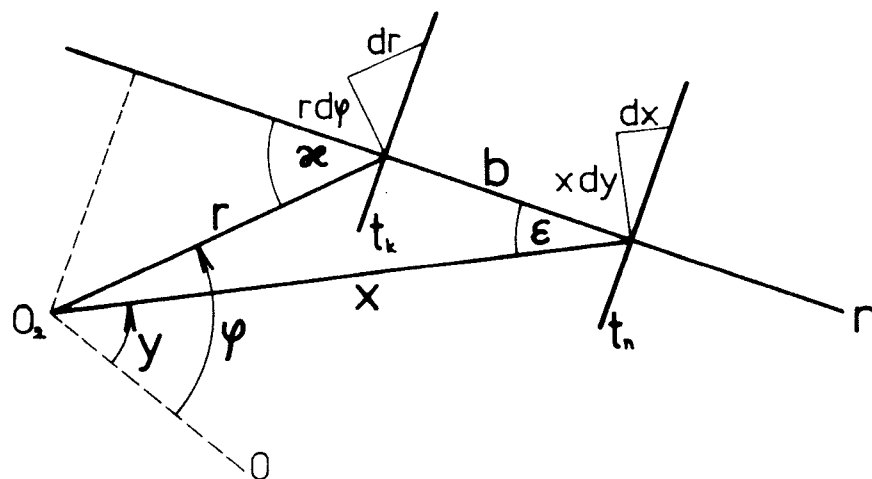
$$\frac{d\beta}{d\psi} = \frac{r \cdot \frac{dr}{d\psi}}{1./r.\sin(\phi + \beta) - \frac{dr}{d\psi} \cdot \cos(\phi + \beta) /}$$

dále platí

$$\dot{\beta} = \frac{d\beta}{d\psi} \cdot \dot{\psi}$$

$$\dot{\alpha} = -p \cdot \dot{\beta} \quad \text{podle rovnic (c), (c1)}$$

Zbývá určit derivaci $\frac{dr}{d\varphi}$ (obr. 18)



Obir. 18

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{dr}{r \cdot d\varphi} \quad (i)$$

$$r \cdot \sin \alpha = x \cdot \sin \epsilon \quad (j)$$

$$r \cdot \cos \alpha = x \cdot \cos \epsilon - b \quad (k)$$

Dosazením rovnic (j), (k) do rovnice (i) dostaneme po úpravě hledaný člen:

$$\frac{dr}{d\varphi} = r \cdot \frac{x \cdot \sin \epsilon}{x \cdot \cos \epsilon - b}$$

Grafické závislosti, které postihují skutečný pohyb chytačů, jsou uvedeny v následující 5. části.

Vzhledem k náročnosti číselného řešení odvozených vztahů byl pro výpočty a konstrukci grafů použit osobní počítač SINCLAIR -SPECTRUM s tiskárnou SEIKOSMA GP. Krok výpočtu představoval buď otočení obracecího válce nebo krok na vačce h - v obou případech byl zvolen 30'. Tím bylo získáno dostatečné množství bodů pro přesné výpočty a grafické závislosti. Vstupními parametry pro uvedené výpočty byly polární souřadnice středu nástroje (x,y) vačky pevného chytače pro tisk líc-rub a rozměry převodového mechanismu l, m, p, spolu s dalšími známými veličinami R, R_A, r_k, r_n.

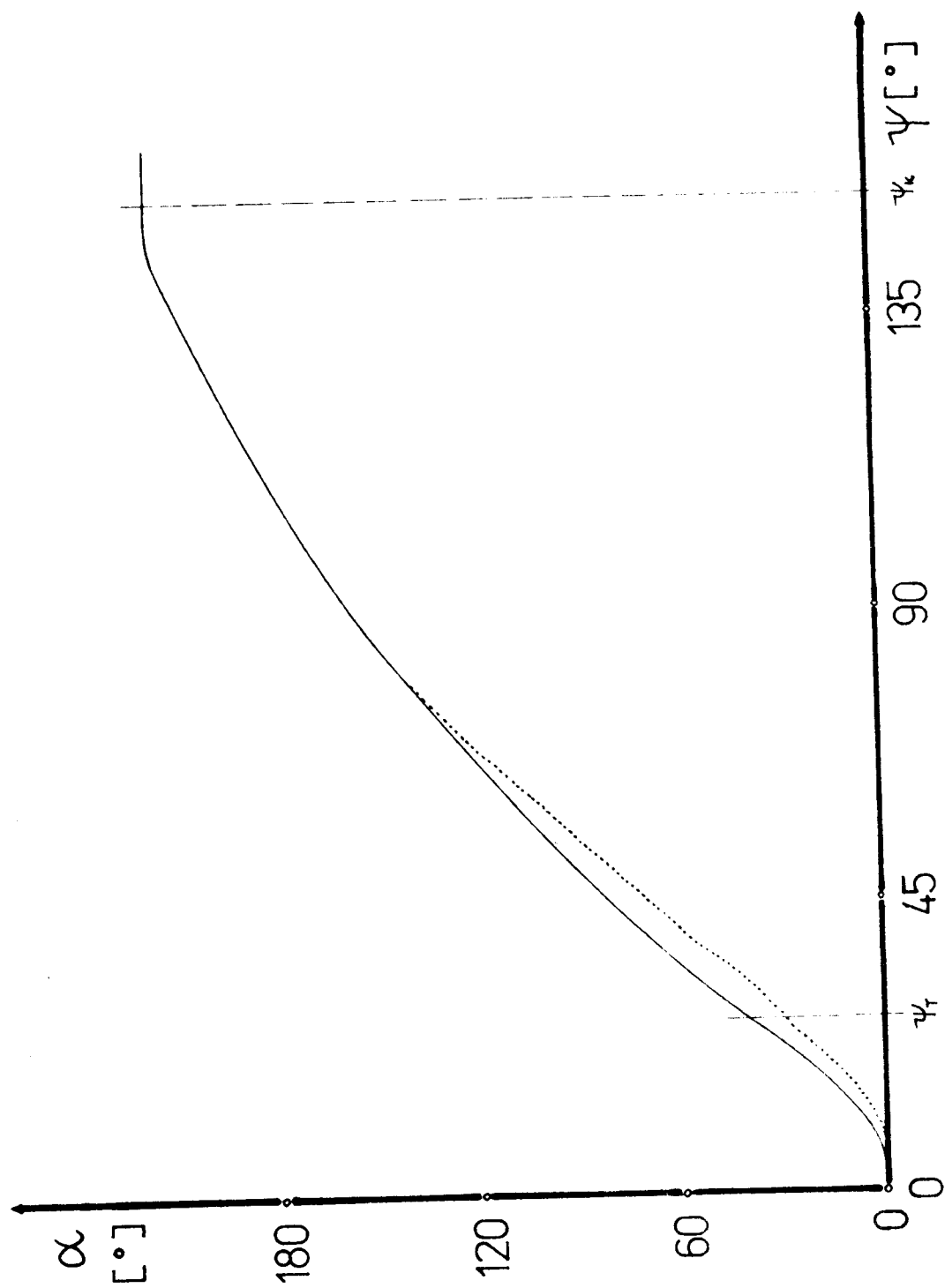
Konečnými výsledky této kapitoly jsou závislosti $\alpha = \alpha(\psi)$ a $\dot{\alpha} = \dot{\alpha}(\psi)$, kde α představuje úhel otočení chytače, který je závislý na otočení obracecího válce. Veličina $\dot{\alpha} = \frac{d\alpha}{dt}$ představuje úhlovou rychlost otáčení chytačového systému. Druhá derivace není v této práci uvede-

na, protože by bylo nutné podruhé numericky derivovat a výsledky takto dosažené by neodpovídaly skutečnosti.

5. Hodnocení stávajícího provedení

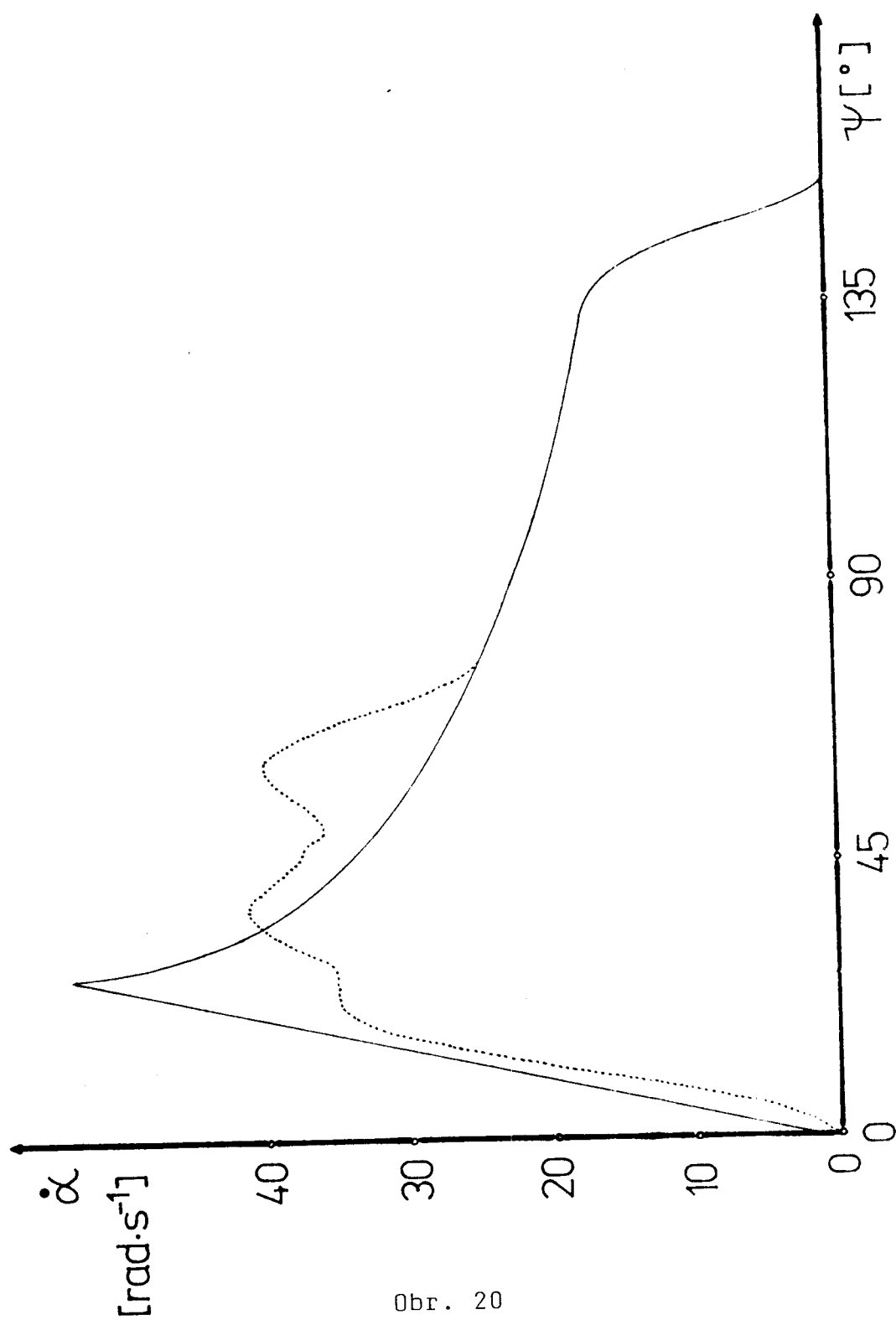
Konečné výsledky, získané na počítači podle předcházejících vztahů, jsou shrnuty do tří grafických závislostí. Na grafu (obr. 19) jsou zachyceny dvě křivky, které charakterizují pohyb chytačového systému funkcí $\alpha = \alpha(\psi)$. Plnou čarou je vyznačena závislost teoretického, ideálního pohybu, jak byl určen v části 4.1. Výpočet byl rozdělen na dvakrát podle hodnoty ψ_T . První fáze pohybu představuje mezní stav natočení chytačů, který nesmí být při skutečném pohybu překročen. Druhá fáze vyjadřuje ideální průběh, ke kterému by se měl skutečný pohyb co nejvíce přiblížit. Tečkovaná závislost ukazuje skutečný stav pohybu chytačů (podle 4.2), který byl určen analýzou vačkového mechanismu. Porovnáním obou křivek lze říci, že výpočet vačky, která zajišťuje pohyb chytačů v této fázi obracení, v celku neodporuje základním teoretickým předpokladům. Ale již na tomto grafu je patrné, že v rozmezí hodnot $\psi(20^\circ - 80^\circ)$ vykazuje křivka skutečného pohybu dosti nepravidelný průběh.

Obr. 19



To potvrzuje druhý graf (obráz. 20), který zachycuje závislosti úhlové rychlosti $\dot{\alpha}$ na úhlu natočení obrábecího válce ψ . Z průběhu teoretického pohybu (plná čára) jasně vyplývá, proč ho nelze aplikovat v plné šíři pro výpočet vačky. Brání tomu nekonečné zrychlení, které by bylo nutné při rozběhu chytačů a skok v průběhu zrychlení v místě ψ_T . Uvedený průběh úhlové rychlosti skutečného pohybu (tečkovaně) jasně odhaluje již zmíněné nepravidelnosti, které svou podstatou odporují požadavkům dynamického řešení.

Jak již bylo v úvodu 4. části diplomové práce naznačeno, charakteristiky skutečného pohybu neodpovídají původnímu návrhu souřadnic, který vznikl zřejmě v letech 1981 - 1982, ale novému, upravenému řešení z roku 1983. Ukázalo se, že tato úprava byla provedena právě v místech, která nyní vykazují nepravidelný průběh. Úprava souřadnic vznikla v závodě Dobruška na základě připomínek z montáže nových strojů. Po převzetí archu chytačů sk. 53 docházelo k zachytávání archu o tělesa napínacích chytačů na skupině 52. Upravit pohyb napínacích chytačů v dostatečné míře nelze, a proto došlo na úpravu pohybu zmíněných chytačů sk. 53. Zkouškami na montáži - podložním kladky na vačce vhodnou planžetou - bylo zjištěno, v které části dráhy a o jaký rozměr je třeba vačku upravit.

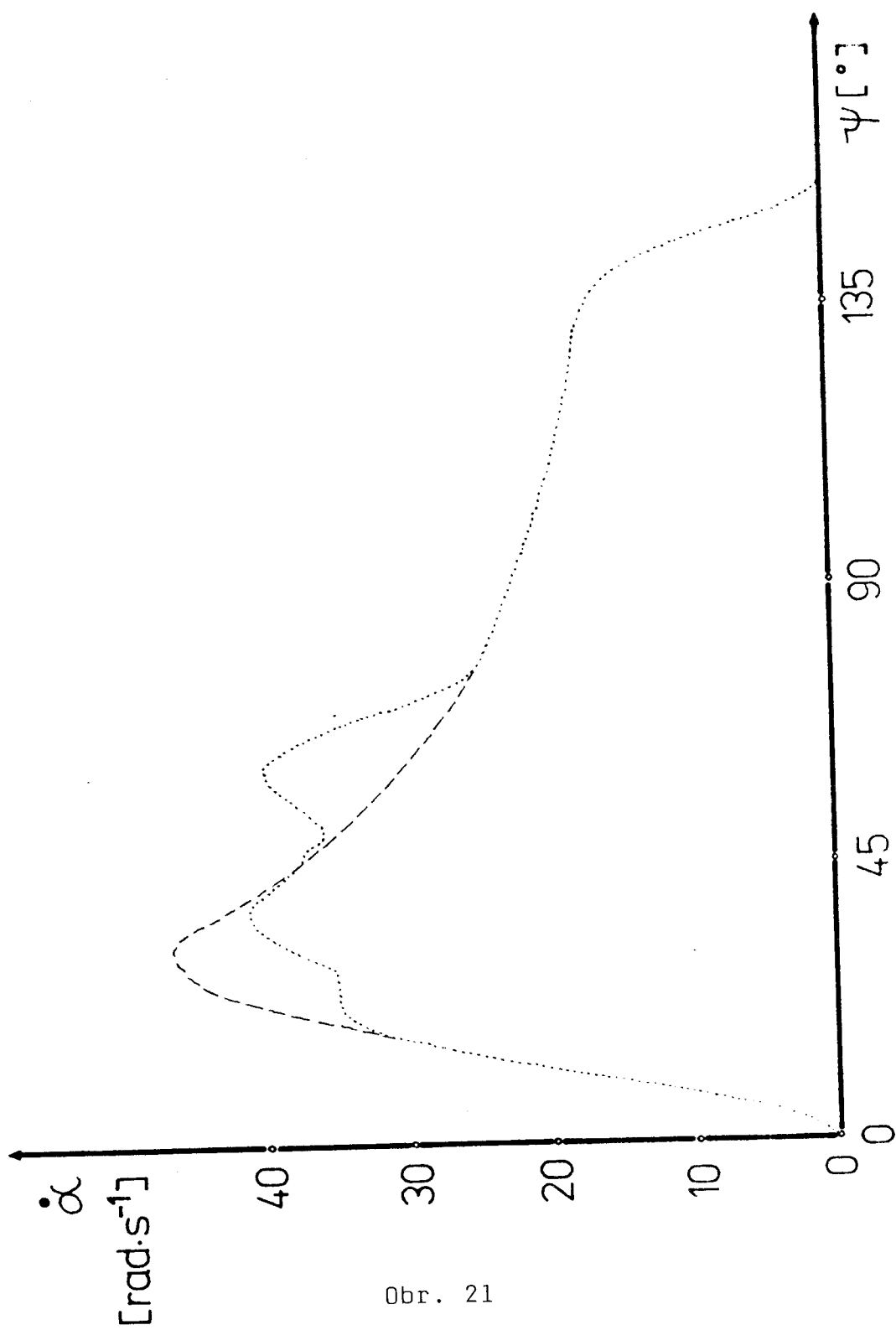


obr. 20

Dráha vačky byla ve zvoleném rozsahu doplněna průběhem vypočteným podle tabulek ing. Petrů, uvedených ve Strojírnickém zákoníku č. 11 z roku 1959, převzatých do oborové normy ON 017012 z roku 1968. Vypočtené hodnoty pro zvýšení dráhy o 0,45 mm byly přičteny k původním souřadnicím.

Pro srovnání je zde uveden i třetí graf (obr. 21), který zachycuje společně původní a stávající průběhy úhlové rychlosti $\dot{\alpha} = \dot{\alpha}(\psi)$. Původní řešení (vyznačené čárkovaně) ukazuje, že bylo zpracování s ohledem na dynamické podmínky velmi zkušební.

Úprava souřadnic vačky sledovala zlepšení funkčních vlastností celého stroje. Nyní se však ukazuje, že metoda, která byla použita, není příliš vhodná a nebere ohled na změny v dynamickém chování mechanismu. Tyto změny zřejmě nemohly ovlivnit okamžité užité vlastnosti stroje, ale mohly by se projevit v budoucnu větším opotřebením či snížením životnosti namáhaných částí.



Obr. 21

6. Využití filmové a televizní techniky

Rozbor dané problematiky ukazuje, že kvalitu tisku líc-rub neovlivňuje pouze samotné obracecí zařízení na obracecím válci, ale především bezvadná součinnost tohoto zařízení s chytačovými systémy přenášečím a tlakového válce. Pohyb všech chytačových systémů tak tvoří nedílný celek, jehož objektivní zhodnocení nelze provést pouhým měřením kinematických veličin jednotlivých mechanismů. Takový postup může odhalit nedostatky řešení, ale nepotvrdí jeho správnost. Metodou, kterou lze postihnout celý proces obracení i s vyhodnocením, je výzkumné filmování. Vědecký film slouží jako přímý prostředek vědeckého výzkumu. Touto metodou lze snadno zkontrolovat jednotlivá předání archu mezi válci, případně prostudovat pohyb archu během obracení. Možnosti využití vědeckého filmu pro tento případ jsou dány jeho schopnostmi zachytit, reprodukovat a zpomalit sledovaný pohyb.

Pro rychlostní snímání existuje mnoho speciálních kamer, osvětlovacích a synchronizačních zařízení a mnohá zařízení se konstruuje jen pro řešení určitého problému jako unikátní. Rychlostní kamery v rozsahu několika set až několika tisíc obrázků za sekundu se nazývají časové lupy. Kamery s přerušovaným snímáním dílčích snímků (s

krokovým posuvem filmu) nedovolují s ohledem na značnou setrvačnou hmotu filmu docílit vyšších snímkových frekvencí. Speciální kamery konstruované pro rychlostní snímání na principu krokového posuvu filmu docilují maximální snímkové frekvence do 300 obr/s. Běžné filmové kamery dovolují zvýšit snímkovou frekvenci, a to podle konstrukce drapákového mechanismu a technického provedení, u 16 mm kamer do 64 obr/s a u 35 mm kamer do 100 obr/s. Uvažujeme-li např. frekvenci 240 obr/s, tyto kamery dovolují prodloužit čas na desetinásobek oproti standardní snímkové frekvenci.

Při maximálním výkonu stroje (10 000 archů/hod) se však časy zkoumaných pohybů měří v setinách sekundy a tak i desetinásobné zpomalení nestačí k jejich přehlednému zachycení. Podstatně vyšších snímkových frekvencí lze dosáhnout pouze kamerou s plynule se pohybujícím filmem a optickým vyrovnáváním. Princip optického vyrovnávání spočívá v tom, že se obraz optickým členem posunuje tak, aby během osvitů relativně stál vůči filmu, který je rovněž v pohybu. Vhodným typem kamery, s ohledem na dané podmínky by byla sovětská rychlostní kamera SKS-1, která provádí optické vyrovnávání pomocí vícebokého hranolu. Snímkové frekvence u 16 mm filmu jsou v rozsahu 150 - 4000 obr/s a při formátu 2x8 mm 300-8000 obr/s. Maximální obsah filmu je 30 m.

Podle techniky snímání lze filmový materiál vyhodnotit dvěma způsoby. Promítat film standardní blikací frekvencí a sledovat značně zpomalené děje, nebo film nepromítat ale zkoumat ho okénko po okénku. Tento způsob vyžaduje ultrakrátký osvit při snímání, aby obrázky nebyly rozmazané.

Vedle filmu by bylo možné využít i schůdnější videotechniku, která k záznamu obrazového signálu používá magnetický pásek a samotným principem umožňuje okamžitou kontrolu snímaného obrazu. Proti filmu je značně pohotovější a práce s videokamerou je mnohem jednodušší než s choulostivými fotografickými vrstvami.

Vědecká kinematografie dnes tvoří zcela samostatný obor, který se zabývá filmovou technikou snímání, osvětlení a synchronizace snímku se snímaným dějem. Aplikace vědeckého filmu v konkrétních podmínkách je velmi složitou záležitostí, která vyžaduje často časově náročnou a vědeckou přípravu, vědeckou vynalézavost a velkou trpělivost. Není v možnostech této diplomové práce provést řešení této problematiky a postihnout ji v celém rozsahu.

7. Závěr

Diplomová práce se zabývá obracením archu v tiskovém stroji AD 725 P. Samotné obracení představuje pouze zlomek činnosti celého stroje, a přesto je problematika velmi rozsáhlá, která by mohla sloužit jako námět k několika dalším diplomovým pracím. Některé problémy obracení již byly také řešeny. J. Vacek se zabýval ve své práci (r. 1976) otázkami převzetí a předání. Definoval základní podmínky pro ideální funkci chytačů při převzetí i předání archu mezi válci přenášečím, obracecím a tlakovým druhé tiskové jednotky.

Tato práce zkoumá kinematické veličiny chytačového systému obracecího válce při pohybu mezi místy předání, tedy při přenosu archu od přenášečího válce k tlakovému. Vedle ideálních charakteristik pohybu chytačů uvádí i skutečné průběhy otočení a úhlové rychlosti chytačového systému během obracení a jejich vzájemné porovnání. Vztahy pro popis skutečného pohybu chytačů jsou sestaveny tak, aby jich bylo možno využít pro další rozboru obdobných vačkových mechanismů.

Nepříznivý vliv úpravy souřadnic vačky lze odstranit využitím výpočetní techniky. Upravený průběh dráhy otáčecí chytačů se nahradí polynomm 7. řádu, jehož parametry se spočítají z podmínek spojitosti do 3. derivace včetně v bodech x_i , x_{i+1} . Pomocí tohoto polynomu lze na počítači určit hledané souřadnice středu nástroje - výrobní souřadnice vačky. Takto provedená úprava splní požadavky montáže a nenaruší optimální dynamické vlastnosti mechanismu.

V úvodu práce jsou uvedeny některé systémy obracení zahraničních firem a popis obracení u stroje AD 725 P. V závěru práce jsou stručně naznačeny možnosti filmové a televizní techniky při zkoumání jednotlivých částí procesu obracení.

Poděkování za odborné vedení a spolupráci patří ing. Drapákovi, ing. Kolocovi, J. Žďárkovi a J. Novotnému.

Seznam literatury:

- Vacek, J. : Chytačový systém obracecího válce stroje
AD 724. Diplomová práce.
Liberec, 1976.
- Charvát, J.: Teorie mechanismů. Učební texty vysokých
škol. Liberec, 1970.
- Bouček, V. : Filmová technika. Učební texty vysokých
škol. Praha, 1974.