

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
Fakulta strojní

Obor 23-34-8

Stavba výrobních strojů a zařízení
Balicí a polygrafické stroje

Katedra částí strojů

Kinematická analýza nakládacího systému archových
tiskových strojů AD 414 a AD 514

Zdeňka Pytlounová

Vedoucí diplomové práce: Ing. Ludvík Prášil
VŠST Liberec, KST

Konzultanti: Ing. Jiří Volf, Adast Adamov
Ing. Vladimír Wasserbauer, CSc
VŠST Liberec, KTK

Počet stran : 71

Počet obrázků: 15

Počet tabulek: 5

Počet příloh : 14

DT 681.62

26. května 1978

Vysoká škola: VŠST Liberec

Katedra: Číslicí stroje

Fakulta: strojní

Školní rok: 1977/78

DIPLOMOVÝ ÚKOL

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TĚŽKÁ
UNIVERSITA
LIBEREC, ALŠOVSKÁ 5
462 02 LIBEREC

pro

Zdena Pytlounová

obor

23-34-S výrobní stroje a zařízení, balicí a polygrafické stroje

Protože jste splnil³ požadavky učebního plánu, zadává Vám vedoucí katedry ve smyslu směrnic ministerstva školství a kultury o státních závěrečných zkouškách tento diplomový úkol:

Název tématu: Kinematická analýza nakládacího systému
archových tiskových strojů AD 414 a AD 514

Pokyny pro vypracování:

Hlavní požadavky na zvyšování produkce jsou příčinou zvyšování rychlostnosti jednotlivých mechanizací průmyslových tiskových strojů, tedy i mechanizací nakládacího systému. Pro optimální funkci při vyšších rychlostech je především nutné využít všech rezerv ve funkčních časech pro vlastní rovaření, zajistit plynulé předání archu z nakládací hlavy a dopravník, konstruktivně upravit stávající mechanismy z hlediska dynamických účinků, životnosti a spolehlivosti atd.. Komplexní řešení této problematiky je značně rozsáhlé a časově náročné. V diplomové práci se proto zaměří na zpracování těchto úkolů:

1. Proveďte kinematickou analýzu pohybu dopravníku nakládače
2. Proveďte kinematickou analýzu mechanismu saven nakládací hlavy (sestavte výpočtový matematický model a výpočtový program pro číslicový počítač)
3. Řešte dynamické poměry ve vedení saven nakládací hlavy
4. Zhodnoťte výsledky provedené analýzy a navrhněte úpravu stávajících mechanismů.

Autorské práce jsou chráněny právy pro státní
z. č. 128/1963 Sb. a z. č. 172/1968 Sb. a z. č. 128/1963 Sb.
13. č. 128/1963 Sb. a z. č. 172/1968 Sb. a z. č. 128/1963 Sb.
13. č. 128/1963 Sb. a z. č. 172/1968 Sb. a z. č. 128/1963 Sb.

Vysoká škola: VŠST Liberec

Katedra: částí strojů

Fakulta: strojní

Školní rok: 1977/78

DIPLOMOVÝ ÚKOL

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, CENKOVSKÁ 5
PSC 401 17

pro Zdena Pytlounová

obor 23-34-8 výrobní stroje a zařízení, balicí a polygrafické stroje

Protože jste splnil^a požadavky učebního plánu, zadává Vám vedoucí katedry ve smyslu směrnic ministerstva školství a kultury o státních závěrečných zkouškách tento diplomový úkol:

Název tématu: Kinematická analýza nakládacího systému
archových tiskových strojů AD 414 a AD 514

Pokyny pro vypracování:

Rostoucí požadavky na zvyšování produkce jsou příčinou zvyšování rychloběžnosti jednotlivých mechanismů archových tiskových strojů, tedy i mechanismů nakládacího systému. Pro optimální funkci při vyšších rychlostech je především nutné využít všech rezerv ve funkčních časech pro vlastní rovnání, zajistit plynulé předání archu z nakládací hlavy na dopravník, konstrukčně upravit stávající mechanismy z hlediska dynamických účinků, životnosti a spolehlivosti atd.. Komplexní řešení této problematiky je značně rozsáhlé a časově náročné. V diplomové práci se proto zaměřte na zpracování těchto úkolů:

1. Proveďte kinematickou analýzu pohonu dopravníku nakladače
2. Proveďte kinematickou analýzu mechanismu savek nakládací hlavy (sestavte výpočtový matematický model a výpočtový program pro číslicový počítač)
3. Řešte dynamické poměry ve vedení savek nakládací hlavy
4. Zhodnoťte výsledky provedené analýzy a navrhněte úpravu stávajících mechanismů.

Autorské práce se řídí směrnici MŠK pro státní živoběžné zkušební č. j. 31 727/62-III, 2 ze dne 13. července 1962 a Autorské MŠK Vln, ze dne 28. srpna 1962 § 19 a příloha k zákonu č. 116/53 Sb.

V 108/1978

+ příloha

Rozsah grafických laboratorních prací: výkresová dokumentace nutná pro změny
v konstrukci nakládací hlavy

Rozsah průvodní zprávy: 35 - 40 stran,
výpisy programů,

Seznam odborné literatury:

VOLF, J.: Rozbor funkce rovnání nakladače. Kandid. minimum, VŠST
Liberec, 1976.

VOLF, J.: Maloformátové ofsetové stroje ADAST Dominant 414 a 514.
Typografia, č. 10, 1976.

PRÁŠIL, L.: Kinematická analýza pohonu dopravníku nakladače tiskových
strojů AD 724 a 714./Výzkumná zpráva/, VŠST Liberec 1974.

Výkresová dokumentace stroje AD 414.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Ludvík Prášil

Konsultanti: Ing. Vladimír Wasserbauer
Ing. Jiří Volf, Adast Adamov

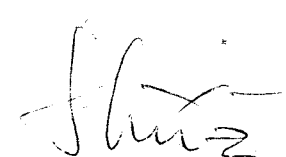
Datum zahájení diplomové práce: 10. 10. 1977

Datum odevzdání diplomové práce: 26. 5. 1978

L. S.


Doc. Ing. Oldřich Krejčíř, CSc.

Vedoucí katedry


Doc. RNDr. Bohuslav Stříž, CSc.

Děkan

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

V Liberci dne 26. května 1978

Edena Pzhlounová

Obsah

	strana
Označení veličin	6
Seznam příloh	10
1. Úvod	12
2. Funkce a konstrukce nakladače	13
2.1. Uspořádání mechanismu pohonu savek nakládací hlavy	14
2.2. Uspořádání mechanismu pohonu dopravníku nakladače	15
3. Kinematická analýza pohonu dopravníku nakladače	17
3.1. Převodová funkce prvního a druhého řádu	19
3.2. Úhlové pootočení hnaného členu mechanismu	20
3.3. Podmínky pro uskutečnění požadovaného pohybu	21
3.4. Výpočet na číslicovém počítači, vývojový diagram a výpočtový program	23
4. Kinematická analýza mechanismu savek nakládací hlavy tiskových strojů AD 414 a AD 514	30
4.1. Náhrada křivky vedení nosiče savek	30
4.2. Sestavení algoritmu pro řešení mechanismu savek nakládací hlavy	34
4.3. První část kinematické analýzy mechanismu nakládací hlavy	34
4.4. Výpočet na číslicovém počítači, vývojový diagram a výpočtový program	38
4.5. Druhá část kinematické analýzy mechanismu nakládací hlavy	44
4.6. Výpočet na číslicovém počítači, vývojový diagram a výpočtový program	50

5. Dynamické poměry v drážce vedení	52
5.1. Sestavení algoritmu pro výpočet dynamických poměrů v drážce vedení	55
5.2. Vývojový diagram a výpočtový program	58
6. Vyhodnocení kinematické analýzy současného mechanismu	62
7. Návrhy na úpravu stávajících mechanismů	64
7.1. Návrh na úpravu bubnové vačky HK-1-1644039	64
7.2. Změna tvaru drážky vedení HK-3-1644035b	65
7.3. Úprava programů kinematické analýzy a programu dynamických poměrů	66
7.4. Vyhodnocení vlivu úprav na kinematické a dynamické poměry	67
8. Závěr	69
Použitá literatura	71

Použitá označení

B	- délka vahadla LN /mm/
F_N	- normální dynamická síla /N/
IC	- komplexně vyjádřený vektor $\vec{i}$
L_c	- vzdálenost os otáčení ozubených kol dopravníku /mm/
L_{ckr}	- kritická vzdálenost os otáčení ozubených kol /mm/
M	- silový moment /Nmm/
NC	- jednotkový vektor ve směru normály k vedení
$P'/x/$	- první derivace Newtonova interpolačního polynomu
$P''/x/$	- druhá derivace Newtonova interpolačního polynomu
R	- poloměr bubnové vačky /mm/
R_d	- poloměr válce dopravníku /mm/
R_i	- poloměr roztečné kružnice ozubeného kola /mm/
S	- bod ve středu savky
S_d	- střed kruhového oblouku vedení
T	- těžiště táhla se savkami
Z	- komplexní číslo udávající polohu bodu v souřadném systému $(O';x',y')$
$\bar{Z}$	- komplexně sdružené číslo k číslu Z
a', φ'	- polární souřadnice vačky
a	- zrychlení vyjádřené komplexním číslem
a_x, a_y	- složky zrychlení v souřadném systému (O, x, y)
b	- vzdálenost kladičky E od osy otáčení vahadla /mm/
c, l	- délka táhla PN /mm/
c'	- vzdálenost osy otáčení vahadla od čela vačky /mm/
d'	- průmět vahadla na počátku

e	- vzdálenost těžiště T od bodu P /mm/
i_{ij}	- převod ozubených kol
k	- krok savky /mm/
$\bar{k}_a$	- kruhový oblouk vedení
k_e	- směrnice přímky p_e
m	- hmotnost konstrukce táhla /kg/
n	- otáčky stroje /l/hod/
p_e	- přímka v souřadném systému $(O'; x', y')$
r_a	- poloměr kruhového oblouku vedení /mm/
s	- parametr, resp. vzdálenost bodu B na přímce procházející body MB
u, w	- souřadnice v pravouhlém souřadném systému $(\bar{O}; u, w)$ /mm/
v'	- obvodová rychlost bubnové vačky /m/s/
v_D	- rychlost dopravníku v místě předání /m/s/
v_S	- rychlost savky v místě předání /m/s/
v	- rychlost vyjádřená komplexním číslem /m/s/
v_x, v_y	- složky rychlosti v souřadném systému (O, x, y) /m/s/
x', y'	- souřadnice bodů křivky vedení nosiče savek v souřadném systému (O', x', y')
x, y	- souřadnice bodů v pravouhlém souřadném systému $(O; x, y)$
x_{Sa}, y_{Sa}	- souřadnice středu kruhového oblouku vedení /mm/
y_b	- průmět délky b vahadla do osy y /mm/
y_{b1}, d'	- průmět délky b vahadla do osy y v počáteční poloze /mm/
z	- zdvih savky

α	- úhel přímky vedení, vztažený k ose x
ρ	- úhel pootočení táhla PN, vztažený k ose x
Δz	- rozdíl dvou komplexních čísel
Δx	- posunutí nakládací hlavy ve směru osy x /mm/
σ	- odchylka ramene EL od osy vahadla LN /rad/
ε_u	- úhlové zrychlení vahadla /1/s ² /
η	- směrový vektor přímky vedení, vyjádřený komplexním číslem
$\bar{\eta}$	- komplexně sdružené číslo k číslu η
λ	- poměr délek
μ_{ij}	- převodová funkce prvního řádu
μ	- transformační úhel / °
ν_{ij}	- převodová funkce druhého řádu
φ_j	- úhlová dráha členu j / °
φ, x	- skutečný úhel pootočení bubnové vačky /rad/
ψ	- úhel, udávající polohu průvodiče BF vzhledem k ose x /rad/
$\psi_1, F(x)$	- pootočení vahadla / °
ω_j	- úhlová rychlost členu j /rad/s/
ω_u	- úhlová rychlost vahadla /rad/s/
ψ_e	- mezní úhel, ohraničující jednotlivé oblasti vedení (rad)
ω_{vac}	- úhlová rychlost vačky /rad/s/

- i, j - označení ozubených kol mechanismu dopravníku
- o - počáteční poloha
- e - označení přímek v souřadném systému ($O'; x', y'$)
- a - označení kruhového oblouku vedení
- c - označení členů klikovahadlového mechanismu
- t - označení mezního úhlu ψ
- u - označení členů mechanismu nakládací hlavy

Seznam příloh

1. Program kinematické analýzy dopravníku nakladače - výpis programu a výpočet pro: 10 000 ot/hod , $L_1=70,83$ mm, 85mm.
2. Program 1. části kinematické analýzy nakládací hlavy / kinematické poměry vahadla/ : a) původní vačka,
b) upravená vačka.
3. Program 2. části kinematické analýzy nakládací hlavy / kinematické poměry táhla/ : a) původní vačka,
b) upravená vačka.
4. Dynamika v drážce vedení : a) původní vačka a původní vedení,
b) upravená vač. a původní vedení.
5. Program 2. části kinematické analýzy nakládací hlavy pro upravené vedení a upravenou vačku.
6. Program výpočtu dynamických poměrů v upraveném vedení pro upravenou vačku.
7. Grafický průběh rychlosti a zrychlení savky pro původní vedení a a) původní vačku,
b) upravenou vačku.
8. Grafický průběh dynamické síly v původní drážce vedení pro:
a) původní vačku,
b) upravenou vačku,
9. Průběh rychlosti a zrychlení savky pro upravené vedení a upravenou vačku.

10. Grafický průběh dynamické síly v drážce vedení pro upravenou vačku a upravené vedení.
11. Diagram posuvu archu pro $L_1 = 70,83 \text{ mm}, 85 \text{ mm}$ a $n = 10\ 000$ ot/hod.
12. Průběh rychlostí dopravníku s min. na 180 a 210 st.
13. Výrobní výkres upravené bubnové vačky.
14. Výrobní výkres upraveného vedení.

1. Úvod

Výkon archových ofsetových strojů se v současné době u řady výrobců posunul nad hranici 10 000 výtisků za hod. Jako příklad lze uvést firmy Koenig - Bauer, Miller - Johannisberg a Heidelberg. Tento trend samozřejmě sledují při vývoji nových strojů i v n.p. Adamovské strojírny v Adamově.

Zvyšování výkonu ofsetových strojů nelze zajistit pouhým zvýšením rychlosti stroje, ale je třeba hledat nová řešení nebo provést optimalizaci stávající konstrukce z hlediska dynamických účinků, životnosti a tuhosti součástí a i automatizací tiskového procesu.

S rostoucí rychlostí rostou i nároky na zabezpečení požadovaného soutisku. Nakladač u strojů AD 414 a AD 514 /i ostatních/, složený z nakládací hlavy a dopravníku, k tomu přispívají rozhodující měrou. Nakladačový soutisk je důležitý zvláště u vícebarevného tisku prováděného při několika průchodech archu strojem.

Zabezpečení optimálních podmínek tisku ze vysokých rychlostí vyžaduje pro řešenou skupinu nakladače:

- využití všech rezerv ve funkčních časech mechanismů pro nakládání,
- optimalizaci veškerých mechanismů z dynamického hlediska,
- zajištění dokonalé funkce a prodloužení životnosti dopravních elementů nakladače,
- snížení rychlosti pohybu archu po dopravníku,
- zajištění plynulosti předání archu z nakládací hlavy na nakladačový dopravník.

Tyto úkoly se staly podnětem pro zadání této diplomové práce. U dosud prováděných prací / 1 / a / 2 / byla sledována při vyšších rychlostech především kinematika pohybujícího se archu na dopravníku a to z těchto hledisek:

- dosažení minimální rychlosti archu při dojezdu na čelní náložku,
- vytvoření dostatečné časové rezervy pro funkci boční náložky.

Změnou časového diagramu dopravovaného archu pro zvolenou šupinu však dochází zpravidla i ke změně rychlosti dopravníku v okamžiku předání archu z nakládací hlavy. Je proto nutné sledovat tento okamžik, aby bylo dosaženo plynulosti předání archu.

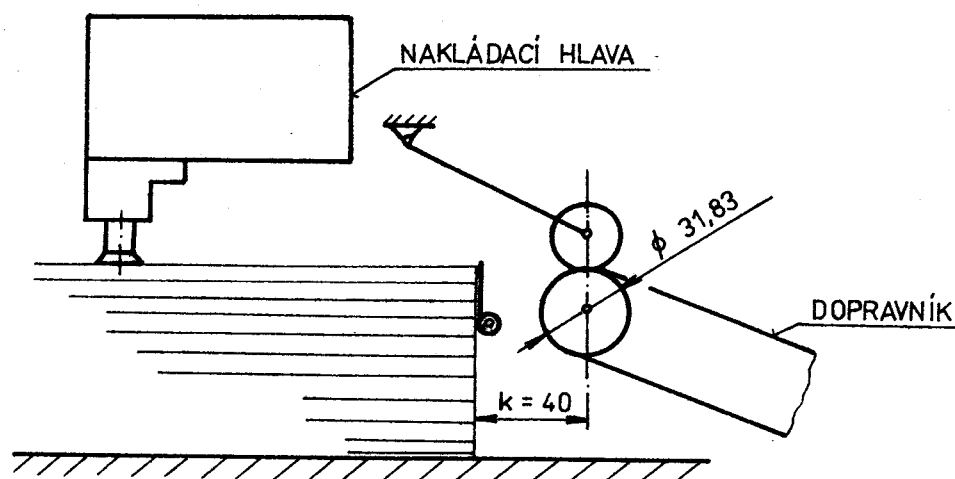
Zadáním diplomové práce jsou vytyčeny tyto dílčí cíle:

- kinematická analýza pohonu dopravníku nakladače,
- kinematická analýza mechanismu sevek nakládací hlavy / sestavení výpočtového matematického modelu a výpočtového programu pro číslicový počítač /,
- vyšetření dynamických účinků ve vedení sevek nakládací hlavy,
- zhodnocení výsledků kinematické analýzy a návrh úpravy stávajících mechanismů.

2. Funkce a konstrukce nakladače

Nakladač archového tiskového stroje je tvořen nakládací hlavou a dopravníkem nakladače / obr.1 /. Nakládací hlava odčeluje jednotlivé archy ze stohu a přenáší je na dopravník nakladače. Používá se tzv. šupinového nakládání a spodní čelní náložky, při kterém se dosahují maximální časy pro rovnání

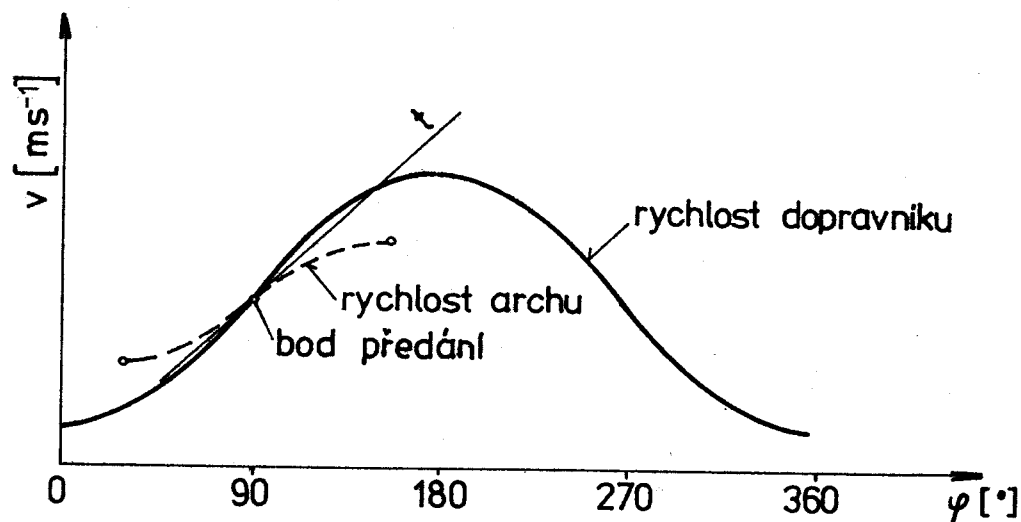
archu, který se dopravuje od nakládací hlavy dopravníkem k čelní náložce. Arch je rovnán jednak na čelní náložku, jednak na boční náložku. Po té musí mít arch určitý čas na uklidnění. Mechanismus nakládací hlavy tiskového stroje a mechanismus pohonu dopravníku nakladače jsou vzájemně kinematicky závislé. Arch dopravovaný nakládací hlavou musí mít v okamžiku předání na dopravník nakladače stejnou nebo i menší rychlost než je rychlost dopravníku. Pro správné předání je vhodnější, když rychlost dopravníku je po okamžiku předání o určitou hodnotu větší, aby arch byl tažen dopravníkem ze savky. Závislost mezi rychlostí dopravníku a rychlostí pohybu archu neseného savkami nakládací hlavy znázorňuje diagram na obr.2.



Obr.1 Schéma nakládacího systému stroje AD 414.

2.1. Uspořádání mechanismu pohonu savek nakládací hlavy

Nakládací hlava slouží k dopravě archu od stohu na dopravník nakladače. Savky nakládací hlavy dosednou na stoh, dojde k přisátí archu a jeho zdvihnutí, po kterém následuje klidová doba pro oddělení archu od stohu pomocí vzduchového polštáře, který při dopravě archu na dopravník udržuje arch



Obr.2 Rychlost dopravníku nakladače s archu v průběhu jednoho cyklu.

ve vodorovné rovině ve výši konce savky.

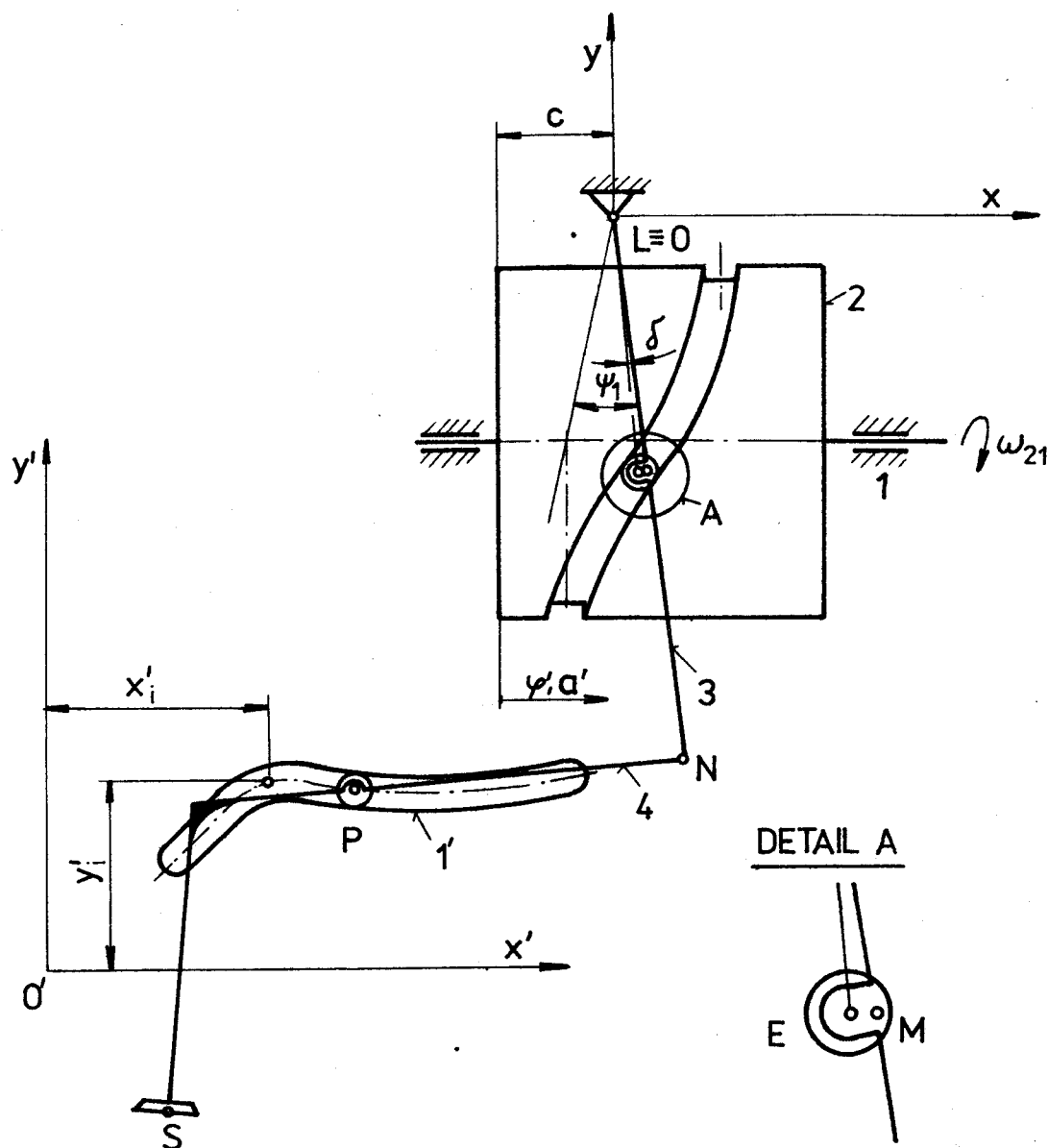
Kinematické schéma mechanismu je znázorněno na obr.3. Základní částí mechanismu pohonu savek nakládací hlavy je bubnová vačka 2, která má na obvodu drážku pro vedení kladičky E. K vahedlu 3 je v bodě N kloubově připojeno táhlo 4, se kterým je pevně spojen nosič savek. V místě P táhla 4 je kladička pohybující se v drážce l' vedení nosiče savek. Bubnová vačka se otáčí rovnoměrnou rychlostí a jedné její otáčky odpovídá jeden arch naloženého papíru na dopravník.

2.2. Uspořádání mechanismu pohonu dopravníku nakladače

Dopravník nakladače zajišťuje dopravu archu od nakládací hlavy k čelní náložce. Na čelní náložce se provádí rovnání, na jehož přesnosti závisí kvalita soutisku při vícebarevném tisku. Na rychlost dopravníku jsou kladeny určité požadavky.

Především rychlost dojezdu nemá překročit při maximálním výkonu stroje rychlost 0,2 až 0,35 m/s. Při překročení této rychlosti dochází k odražení archu od čelní náložky a zvětšu-

je se čas potřebný k uklidnění, případně dojde k deformaci papíru. Posuv archu, přibližně od poloviny cyklu, musí být pomalý, aby byla vytvořena dostatečná časová rezerva pro funkci boční náložky / boční rovnání /. Posledním požadavkem je stejná rychlost dopravníku a sasek nakládací hlavy v okamžiku přecházení archu na dopravník. Pro zajištění těchto požadavků kladených na dopravník se používá pohonu s proměnlivou rychlostí v průběhu jednoho pracovního cyklu.



Obr.3 Kinematické schéma mechanismu nakládací hlavy

Kinematické schéma je znázorněno na obr.4. Klikovahadlový čtyřkloubový mechanismus 2,3,4 je doplněn třemi ozubenými koly. Ozubené kolo 2 je pevně spojeno, resp. je totožné, s klikou čtyřkloubového mechanismu a jeho osa otáčení je umístěna excentricky. Excentricita je rovna délce kliky mechanismu. Ozubená kola 5 a 6 jsou umístěna tak, že jejich osy otáčení jsou totožné s příslušnými klouby mechanismu. Obě ozubená kola 5 a 6 / vložené a hnáné kolo / jsou volně otočná vzhledem ke členům pákového mechanismu. Excentricky uložené kolo 2 způsobí nerovnoměrné otáčení kola 6 a tím i kola 7 v průběhu jedné otáčky stroje.

3. Kinematická analýza pohonu dopravníku nakladače

Kinematická analýza pohonu dopravníku nakladače strojů AD 714 a 724 byla provedena již v práci / 1 /. Pro výpočet kinematických veličin byl sestaven vývojový diagram a výpočtový program v jazyce Algol. Tento program umožňuje různá variabilní řešení. Z výsledků kinematické analýzy jsou dále v práci uvedeny závěry pro syntézu nového pohonu stejného typu, které sledují pouze splnění prvních dvou požadavků kladených na dopravník / viz kap. 2.2./

Pro řešení tohoto úkolu bylo využito těchto výsledků. Výpočtový program byl zjednodušen a přizpůsoben poměrům dopravníku tiskového stroje AD 414 a převeden do programovacího jazyku Fortran, ve kterém také jsou vyjádřeny veškeré další programy, jenž se týkají kinematické analýzy nakládací hlavy.

$$L_2 = 10 \text{ mm}$$

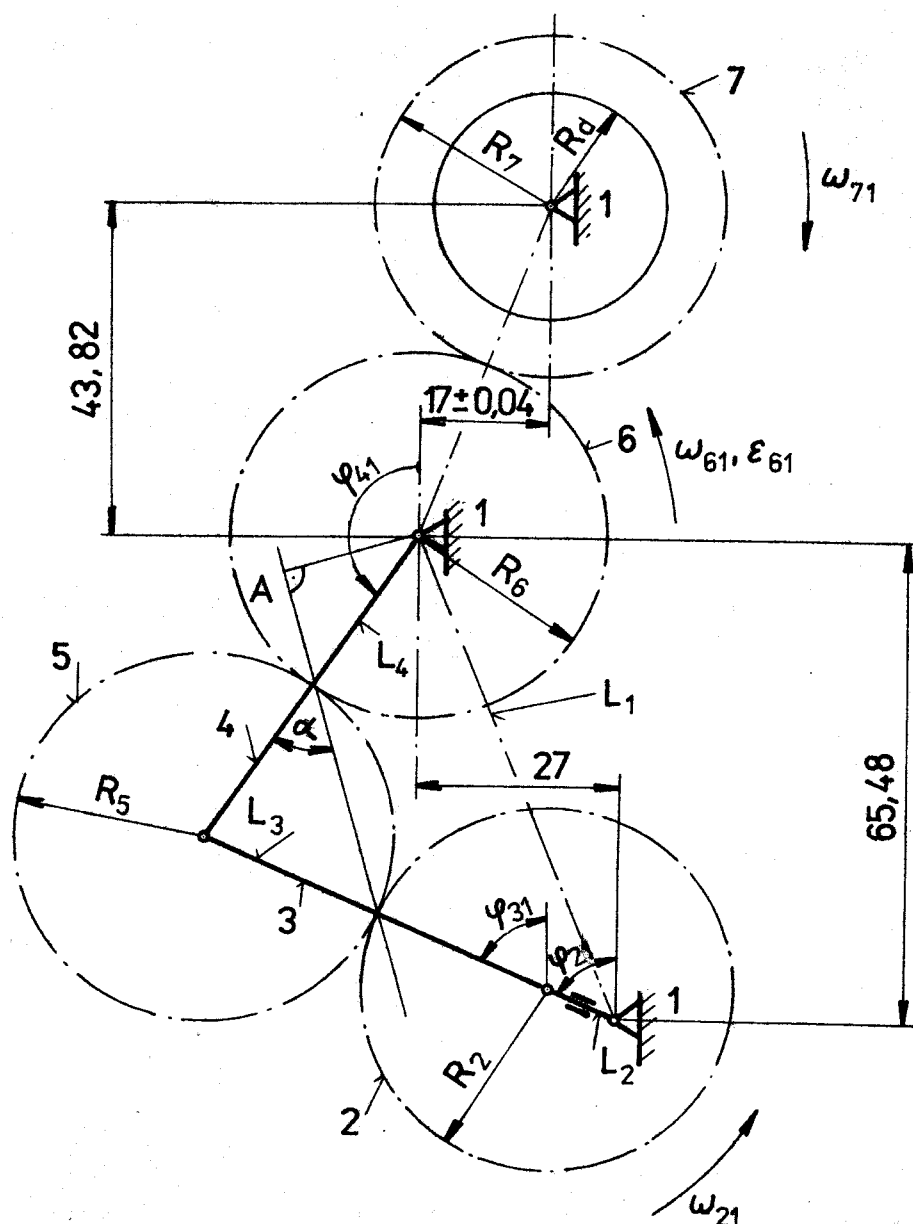
$$L_3 = L_4 = 50 \text{ mm}$$

$$L_1 = 70,83 \text{ mm}$$

$$R_2 = R_5 = R_6 = 25 \text{ mm}$$

$$R_7 = 23,5 \text{ mm}$$

$$R_d = 15,9155 \text{ mm}$$



Obr.4 Kinematické schéma mechanismu pohonu dopravníku.

3.1. Převodová funkce prvního a druhého řádu

Kinematické schéma mechanismu pohonu dopravníku je znázorněno na obr. 4. Funkce $\mu_{26}(\varphi_{21}) = \frac{\omega_{61}}{\omega_{21}}$ je převodovou funkcí prvního řádu a funkce $\nu_{26}(\varphi_{21}) = \frac{\varepsilon_{61}}{\omega_{21}^2}$ je převodovou funkcí druhého řádu. Podle / 1 / platí pro požadovanou úhlovou rychlost hnaného ozubeného kola rovnice

$$\omega_{61} = \frac{1}{i_{26}} \cdot \omega_{21} + \frac{i_{25}^{-1}}{i_{26}} \cdot \omega_{31} - \frac{i_{25}^{-1} i_{26}}{i_{26}} \cdot \omega_{41} . \quad (1)$$

Dalším odvozením získáme

$$\mu_{24}(\varphi_{21}) = \frac{\omega_{31}}{\omega_{21}} = \frac{L_2 \sin(\varphi_{21} - \varphi_{41})}{L_3 \sin(\varphi_{41} - \varphi_{31})} , \quad (2)$$

$$\mu_{24}(\varphi_{21}) = \frac{\omega_{41}}{\omega_{21}} = \frac{L_2 \sin(\varphi_{21} - \varphi_{31})}{L_4 \sin(\varphi_{41} - \varphi_{31})} . \quad (3)$$

Dosazením vztahů (2) a (3) do rovnice (1) a po úpravě získáme převodovou funkci prvního řádu

$$\frac{\omega_{61}}{\omega_{21}} = \frac{1}{i_{26}} \left[1 - \lambda \frac{\sin(\varphi_{21} - \varphi_{41})}{\sin(\varphi_{41} - \varphi_{31})} + \lambda K \frac{\sin(\varphi_{21} - \varphi_{31})}{\sin(\varphi_{41} - \varphi_{31})} \right] , \quad (4)$$

$$\text{kde } \lambda = \frac{L_2}{R_2} , K = \frac{R_5}{R_5^*} , i_{25} = -\frac{R_5}{R_2} , i_{56} = -\frac{R_6}{R_5} , i_{26} = \frac{R_5 \cdot R_6}{R_5^* \cdot R_2} .$$

Úhly potočení φ_{31} a φ_{41} lze stanovit pomocí nezávisle proměnné φ_{21} a transformačního úhlu μ (obr.5).

Pro úhel φ_{41} platí

$$\varphi_{41} = \pi - \text{ARCTG} \frac{L_2 \sin \varphi_{21}}{L_1 - L_2 \cos \varphi_{21}} - \text{ARCTG} \frac{L_3 \sin \mu}{L_4 - L_3 \cos \mu} , \quad (5)$$

kde μ je transformační úhel a

$$\cos \mu = \frac{L_4^2 + L_3^2 - L_2^2 - L_1^2 + 2L_1 \cdot L_2 \cos \varphi_{21}}{2L_3 \cdot L_4} . \quad (6)$$

Derivací vztahu (1) dostaneme úhlové zrychlení hnaného ozubeného kola 6

$$\varepsilon_{61} = \frac{i_{25} - 1}{i_{26}} \varepsilon_{31} - \frac{i_{25} - i_{26}}{i_{26}} \varepsilon_{41} \quad (7)$$

Po dosazení a úpravě získáme závislost průběhu úhlového zrychlení na ω_{21}

$$\nu_{26}(\varphi_{21}) = \frac{\varepsilon_{61}}{\omega_{21}^2} = \frac{L_4}{R_6} \cdot \frac{\varepsilon_{41}}{\omega_{21}^2} - \frac{L_3}{R_6 \cdot K} \cdot \frac{\varepsilon_{31}}{\omega_{21}^2}, \text{ kde} \quad (8)$$

$$\text{převodové funkce } \nu_{23}(\varphi_{21}) = \frac{\varepsilon_{31}}{\omega_{21}^2} \text{ a } \nu_{24}(\varphi_{21}) = \frac{\varepsilon_{41}}{\omega_{21}^2}$$

vypočítáme z následujících vztahů

$$\frac{\varepsilon_{31}}{\omega_{21}^2} = \frac{L_2 \cos(\varphi_{21} - \varphi_{41}) + L_3 \left[\frac{\omega_{31}}{\omega_{21}} \right]^2 \cdot \cos(\varphi_{41} - \varphi_{31}) - L_4 \left[\frac{\omega_{41}}{\omega_{21}} \right]^2}{L_3 \cdot \sin(\varphi_{41} - \varphi_{31})}, \quad (9)$$

$$\frac{\varepsilon_{41}}{\omega_{21}^2} = \frac{L_2 \cos(\varphi_{21} - \varphi_{31}) + L_3 \left[\frac{\omega_{31}}{\omega_{21}} \right]^2 \cdot \cos(\varphi_{41} - \varphi_{31}) - L_4 \left[\frac{\omega_{41}}{\omega_{21}} \right]^2}{L_4 \cdot \sin(\varphi_{41} - \varphi_{31})}. \quad (10)$$

Výrazy $\frac{\omega_{31}}{\omega_{21}}$ a $\frac{\omega_{41}}{\omega_{21}}$ lze odvodit ze vztahů (2) a (3).

3.2. Úhlové pootočení hnaného členu mechanismu

Integrací vztahu (1) dostaneme pro úhel pootočení φ_{61} rovnici

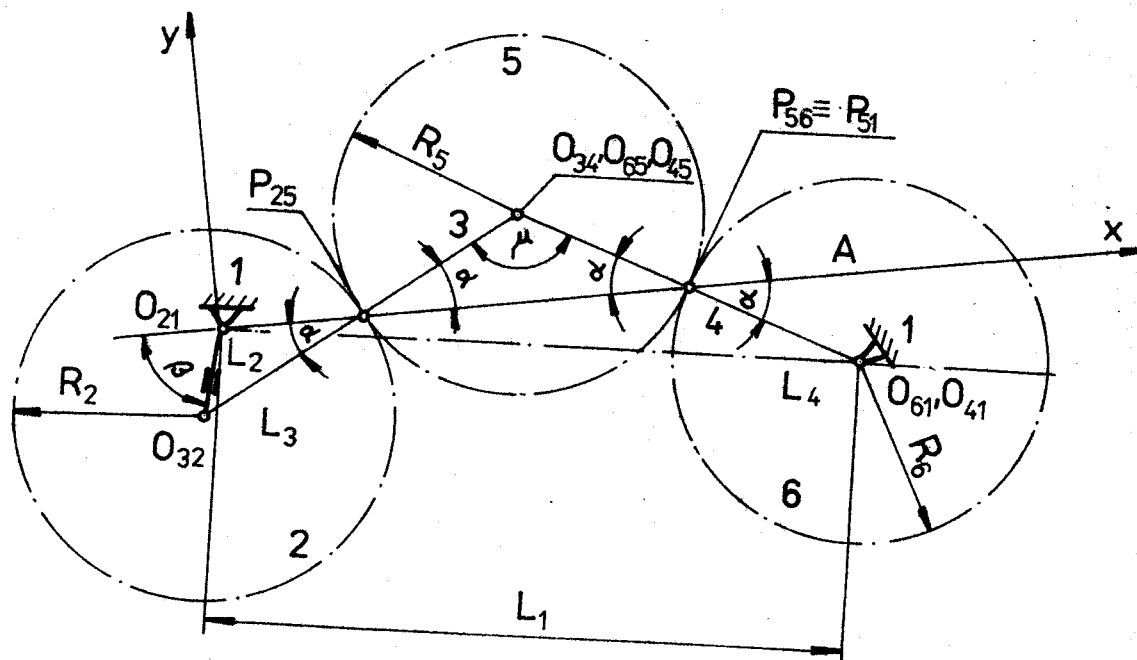
$$\varphi_{61} = \frac{1}{i_{26}} \left[\varphi_{21} + (i_{25} - 1) \varphi_{31} - (i_{25} - i_{26}) \varphi_{41} \right] + C. \quad (11)$$

Integrační konstantu lze vypočítat z podmínky, že při $\varphi_{21} = 0$ je také $\varphi_{61} = 0$. Hodnoty úhlů φ_{31} a φ_{41} při poloze kliky $\varphi_{21} = 0$ jsou označeny φ_{310} a φ_{410} , pak

$$C = \frac{1}{i_{26}} \left[(i_{25} - i_{26}) \cdot \varphi_{410} - (i_{25} - 1) \cdot \varphi_{310} \right] . \quad (12)$$

Po dosazení do rovnice (4) plyne pro úhel pootočení

$$\varphi_{61} = \frac{1}{i_{26}} \left[\varphi_{21} + (i_{25} - 1) \cdot (\varphi_{31} - \varphi_{310}) - (i_{25} - i_{26}) \cdot (\varphi_{41} - \varphi_{410}) \right] . \quad (13)$$



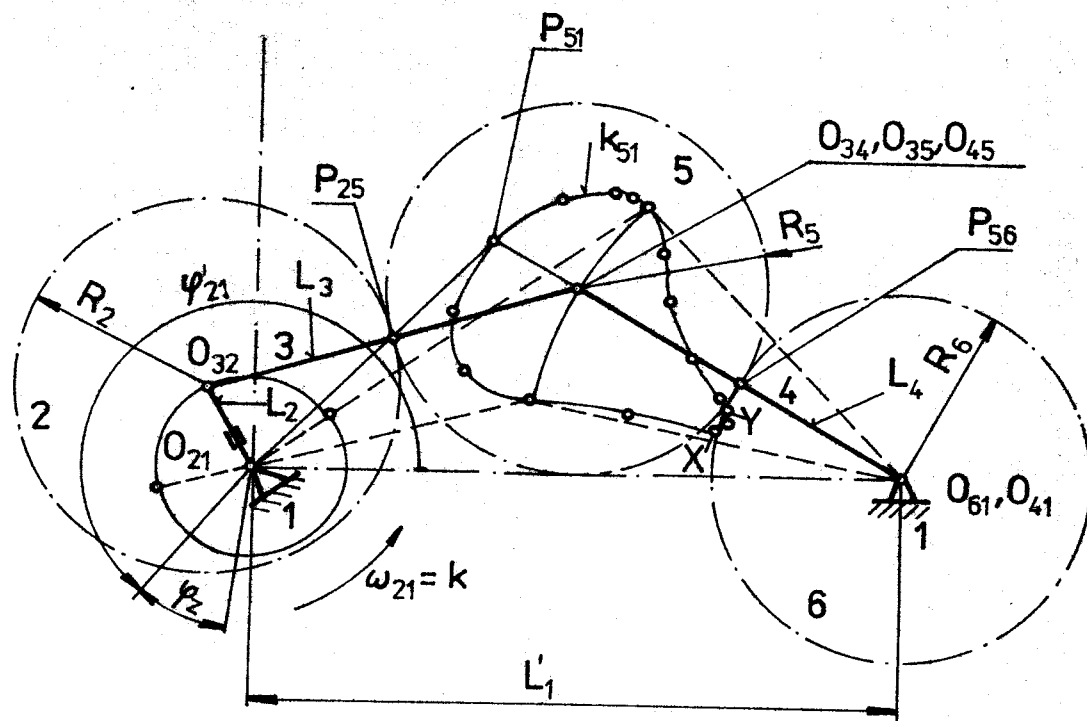
Obr.5 Geometrie mechanismu pohonu dopravníku.

3.3. Podmínky pro uskutečnění požadovaného pohybu

Pro realizaci požadovaného pohybu musí být splněna především podmínka existence klikovahadlového čtyřkloubového mechanismu

$$L_1 + L_2 < L_3 + L_4 . \quad (14)$$

Požadavkem na pohon dopravníku, resp. na posuv archu, je nerovnoměrná rychlost a stálý smysl otáčení kola 7. Proto mají význam pouze ty hodnoty L_1 a λ , při kterých lze takového pohybu dosáhnout. Na nerovnoměrnost otáčení hnaného ozubeného kola má vliv jednak velikost poměru $\lambda = \frac{L_2}{R_2}$, změna převodového poměru hnacího a hnaného ozubeného kola i_{26} a změna osové



Obr.6 Polodie pohybu mechanismu pohonu dopravníku.

vzdálenosti L_1 kol 2 a 6 (obr.4).

Vzdálenost $L_1 = \overline{O_{21}O_{41}}$ os otáčení členů 2 a 4 vyjádřená pro polohu, kdy $P_{51} \equiv P_{56}$ (obr.6), plyne z obr.5

$$L_1^2 = (\overline{O_{21}P_{25}} + \overline{P_{25}P_{56}} + \overline{P_{56}A})^2 + (\overline{O_{41}A})^2. \quad (15)$$

Dosazením za jednotlivé členy a úpravou získáme konečný vztah ve tvaru

$$L_1^2 = \left[(R_2 + 2R_5 + R_6) \cdot \cos \alpha - \sqrt{R_2^2 \cdot \cos^2 \alpha - (R_2^2 - L_2^2)} \right]^2 + (R_6 \cdot \sin \alpha)^2. \quad (16)$$

Pro určení kritické L_1 , při které je $\omega_{61} = 0$, se hledá extrém funkce derivací vztahu podle úhlu α . Extrém plyne z rovnice $\frac{dL_1}{d\alpha} = 0$. Je-li známa hodnota úhlu α pro kritickou vzdálenost os, může se určit z rovnice (16) její hodnota L_1 . V tabulce 1 jsou obsaženy kritické hodnoty L_{1kr} v závislosti na změně excentricity a při konstantních ostatních rozměrech (obr.4).

S rostoucí hodnotou λ roste nerovnoměrnost otáčení hnaného ozubeného kola 6 a tím i kola 7. Při určité hodnotě λ lze dosáhnout reverse otáčení kola 6 při konstantní úhlové rychlosti i smyslu otáčení kola 2. Proto platí podmínka pro jednosměrné otáčení kola 6 změnou excentricity L_2

$$L_2 < L_{2kr} \quad \text{resp. } \lambda < \lambda_{kr} \quad (17)$$

Pro stanovení kritické excentricity použijeme rovnici (16), ze které vyjádříme L_2

$$L_2^2 = \left[(R_2 + 2R_5 + R_6) \cdot \cos \alpha - \sqrt{R_2^2 \cos^2 \alpha - (R_6^2 - L_1^2)} \right]^2 + (R_2 \sin \alpha)^2. \quad (18)$$

K získání kritické hodnoty L_{2kr} je nutno hledat extrém rovnice (18) obdobným způsobem jako při stanovení L_{1kr} . Kritická hodnota L_{2kr} je pro danou pevnou vzdálenost os otáčení ozubených kol 2 a 6 $L_1 = 70,83$ mm uvedena v tabulce 1.

Tabulka 1

L_2 /mm/	8	10	12	15	17,597= L_{2kr}
λ	0,32	0,4	0,48	0,6	0,7039
L_{1kr} /mm/	91,86	89,09	85,58	78,72	70,83

3.4. Výpočet na číslicovém počítači, vývojový diagram a výpočtový program

Vlastní program byl sestaven s ohledem na co největší jednoduchost a přehlednost. Proto je v úvodu programu zařazen tisk zadanych hodnot a jiných údajů. Označení proměnných převážně souhlasí s proměnnými v odvozených rovnicích. Výjimku tvoří pouze řecké písmena, která byla přepsána do latinky ($\varphi = FI$, $\mu = MI$) nebo bylo použito obdobné označení ($\omega = W$, $\varepsilon = E$).

Poměrné hodnoty jsou označeny na začátku POMW, POME. Tohoto principu označování pro výpočetní program se používá i ve všech dalších programech v této práci.

Protože program požaduje tisk více proměnných, než je kapacita řádku tiskárny, byl tisk rozdělen do dvou etap. V první etapě se tabelují vypočítané úhly, poměrné úhlové rychlosti, a poměrná úhlová zrychlení. Ve druhé etapě jsou tištěny úhlové rychlosti, úhlová zrychlení a rychlost dopravníku. Do výpočtu byla zařazena kontrola podmínky klikovahadlového mechanismu. V případě nesplnění této podmínky je výpočet přerušen a tiskne se o tom informace.

Rovněž je kontrolován transformační úhel μ , který se má pohybovat v rozmezí 45 až 135 stupňů. Neleží-li v daném intervalu, je tištěna při tabelaci na začátku příslušného řádku π , přičemž výpočet dále pokračuje.

Hodnoty úhlů jsou pro tisk přepočítány do stupňů. Program je upraven tak, že je možno zadávat různá vstupní data. V tomto případě jsou data volena jako ve stávajícím mechanismu na obr.3. Výhodou je také možnost volby kroku pro výpočet. V průběhu výpočtu však nelze žádnou veličinu měnit.

Schema výpočtu je znázorněno vývojovým diagramem č.1. Výpis programu a vlastní výpočet je obsahem přílohy č.1.

Označení pro program:

$$\omega_{61}(I) \sim A(I)$$

$$\omega_{31}(I) \sim B(I)$$

$$\omega_{41}(I) \sim D(I)$$

$$\varepsilon_{61}(I) \sim P(I)$$

$$\varepsilon_{31}(I) \sim R(I)$$

$$\varepsilon_{41}(I) \sim S(I)$$

$$\mu \sim \text{MI}$$

$$\lambda \sim \text{LAM}$$

$$\varphi \sim \text{FI}$$

$$\pi \sim \text{PI}$$

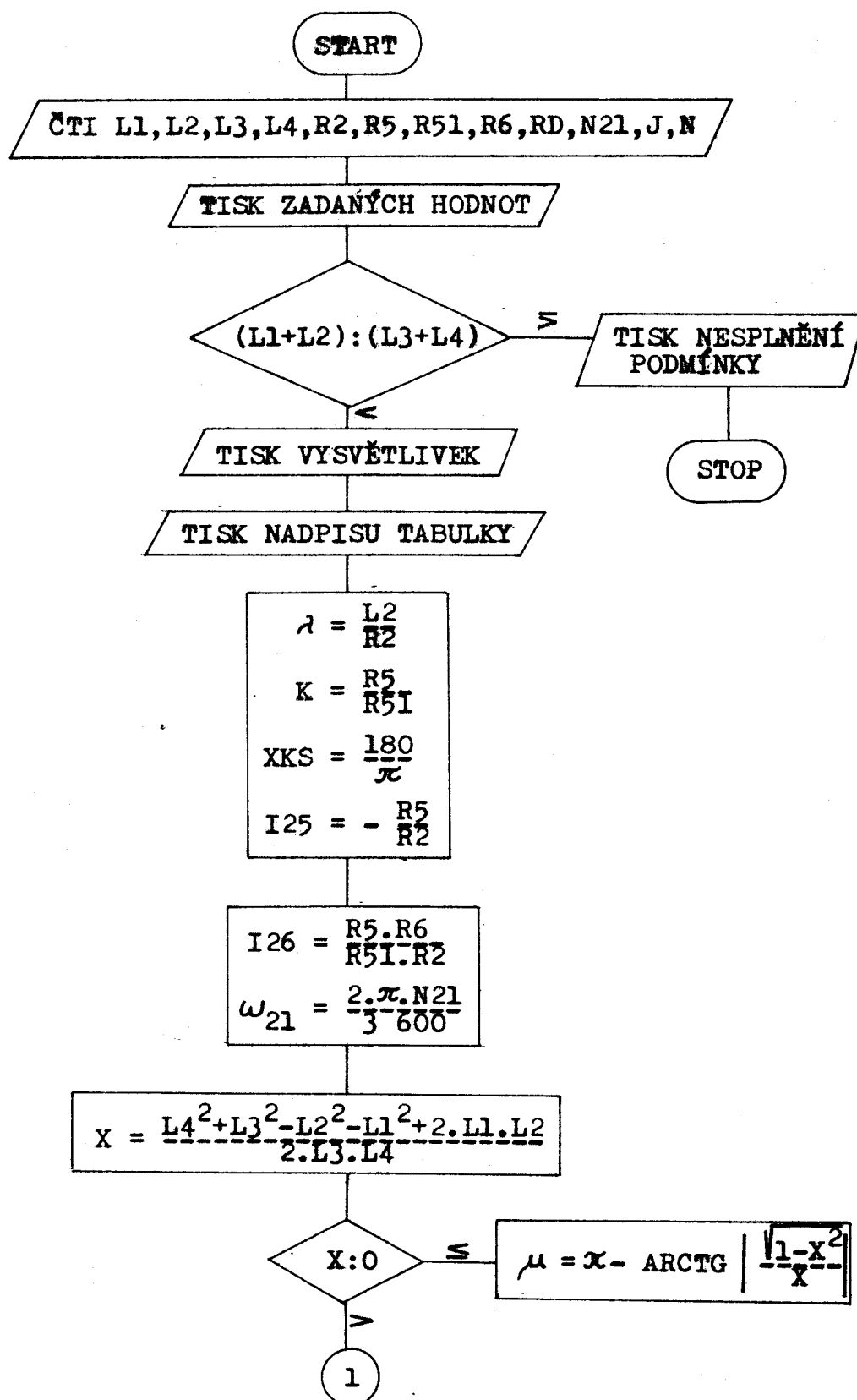
$$R_5^* \sim \text{R51}$$

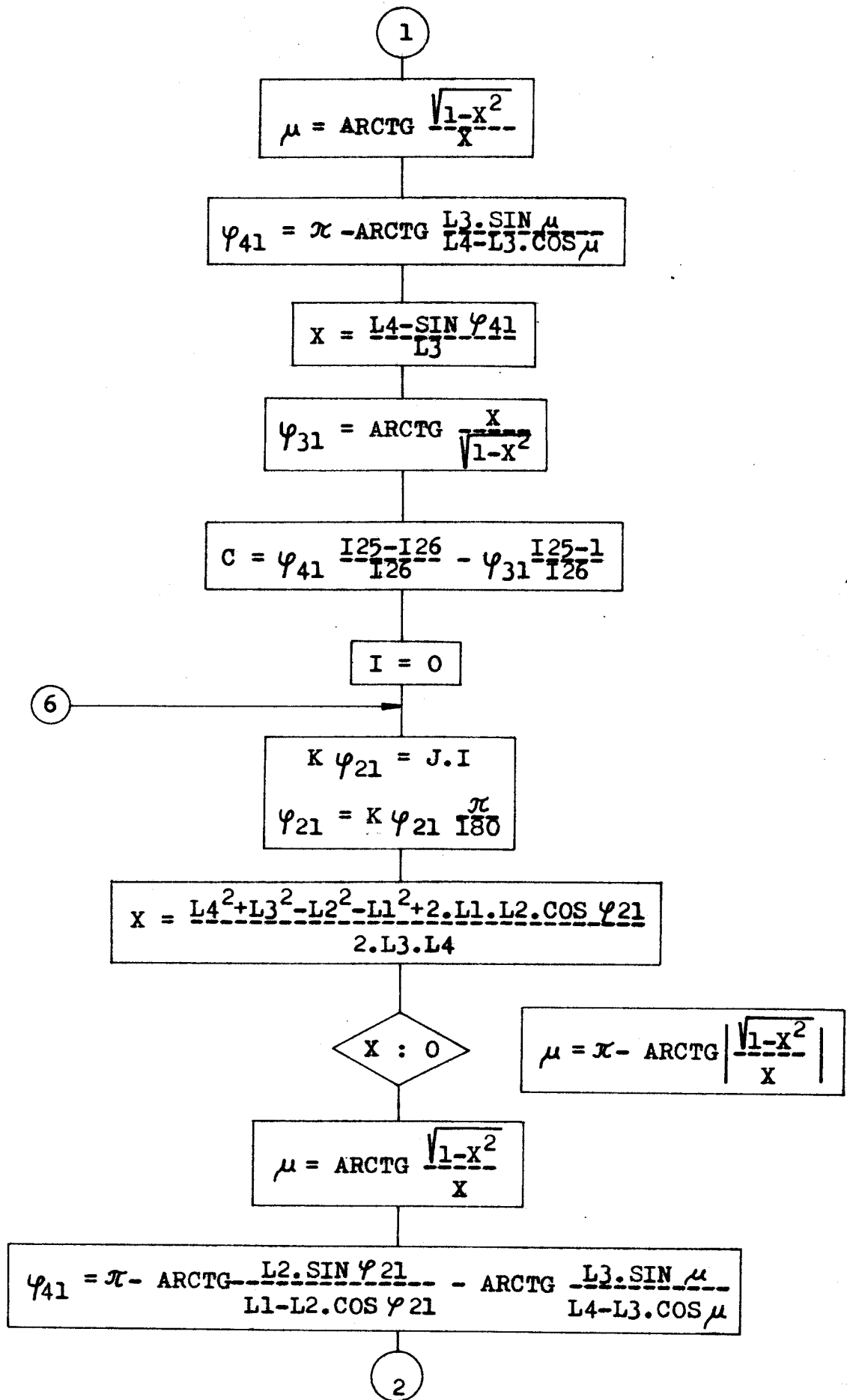
$$v_d(I) \sim T(I)$$

$$\frac{\omega_{61}}{\omega_{21}} \sim \text{POMW61}$$

$$\frac{\omega_{61}}{\omega_{21}^2} \sim \text{POME61}$$

Vývojový diagram č.1: Kinematická analýza dopravníku nakladače





2

$$X = \frac{L4 \cdot \sin \varphi_{41} - L2 \cdot \sin \varphi_{21}}{L3}$$

$$\varphi_{31} = \text{ARCTG} \frac{X}{\sqrt{1-X^2}}$$

$$\varphi_{61} = \frac{\varphi_{21}}{I26} + \varphi_{31} \frac{I25-1}{I26} - \varphi_{41} \frac{I25-I26}{I26} + c$$

$$\text{POMW61} = \frac{1}{I26} - \frac{A \cdot \sin(\varphi_{21} - \varphi_{41})}{\sin(\varphi_{41} - \varphi_{31}) \cdot I26} + \frac{A \cdot K \cdot \sin(\varphi_{21} - \varphi_{31})}{\sin(\varphi_{41} - \varphi_{31}) \cdot I26}$$

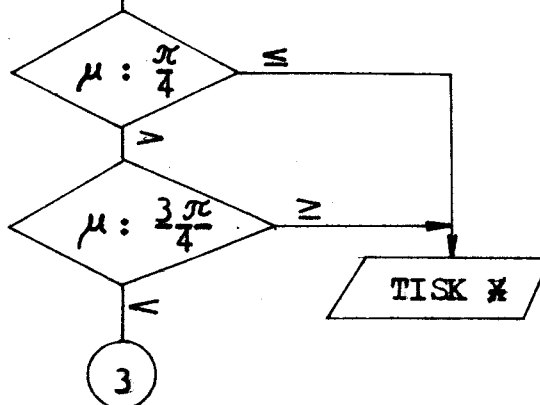
$$\text{POMW31} = \frac{L2 \cdot \sin(\varphi_{21} - \varphi_{41})}{L3 \cdot \sin(\varphi_{41} - \varphi_{31})}$$

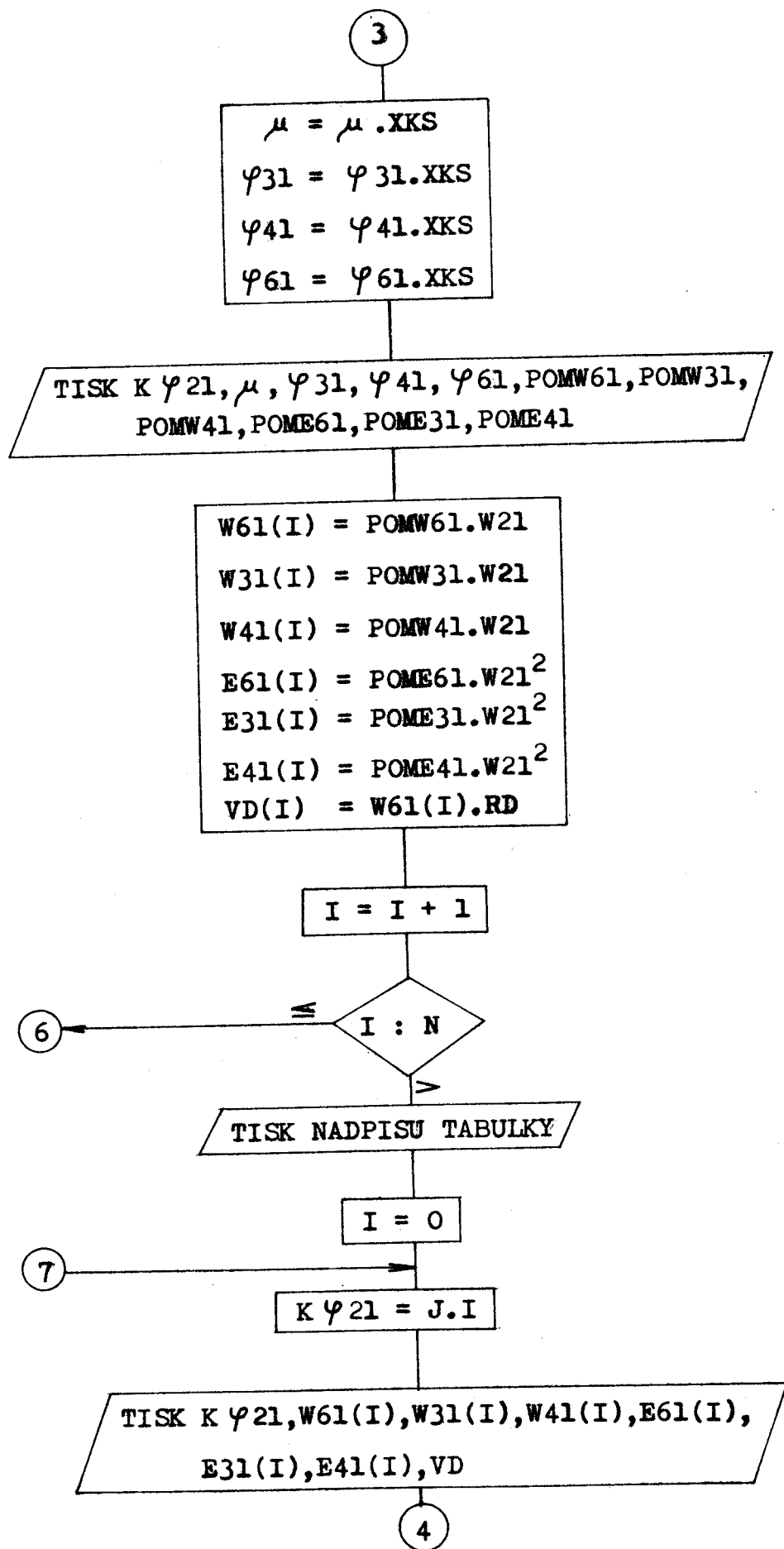
$$\text{POMW41} = \frac{L2 \cdot \sin(\varphi_{21} - \varphi_{31})}{L4 \cdot \sin(\varphi_{41} - \varphi_{31})}$$

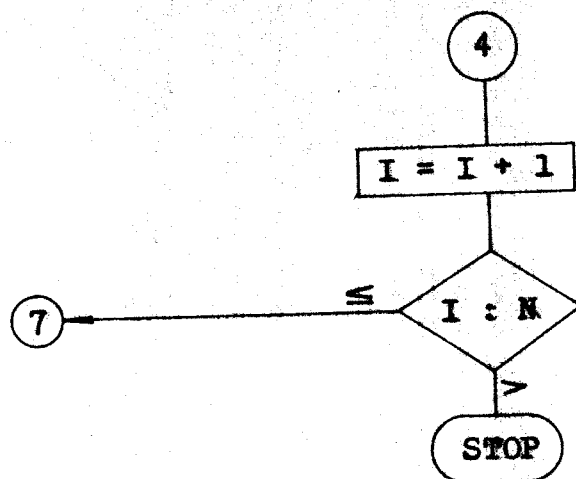
$$\text{POME31} = \frac{L2 \cdot \cos(\varphi_{21} - \varphi_{41}) + L3 \cdot \text{POMW31}^2 \cdot \cos(\varphi_{41} - \varphi_{31}) - \text{POMW41}^2 \cdot L4}{L3 \cdot \sin(\varphi_{41} - \varphi_{31})}$$

$$\text{POME41} = \frac{L2 \cdot \cos(\varphi_{21} - \varphi_{31}) + L3 \cdot \text{POMW31}^2 - L4 \cdot \text{POMW41}^2 \cdot \cos(\varphi_{41} - \varphi_{31})}{L4 \cdot \sin(\varphi_{41} - \varphi_{31})}$$

$$\text{POME61} = \frac{L4 \cdot \text{POME41}}{R6} - \frac{L3 \cdot \text{POME31}}{R6 \cdot K}$$







4. Kinematická analýza mechanismu savek nakládací hlavy tiskových strojů AD 414 a 514

Bubnová vačka 2 je zhotovována na číslicově řízeném obráběcím stroji a proto je zadána pomocí polárních souřadnic $[\varphi', a']$ dle výrobního výkresu č. HK-1-1644039c. Vedení nosiče savek je rovněž zadáno bodově pravouhlými souřadnicemi $[0'; x', y']$ podle výrobního výkresu č. HK-3-1644035b. Funkční vyjádření křivky bubnové vačky a křivky vedení nosiče savek není známo.

4.1. Náhrada křivky vedení nosiče savek

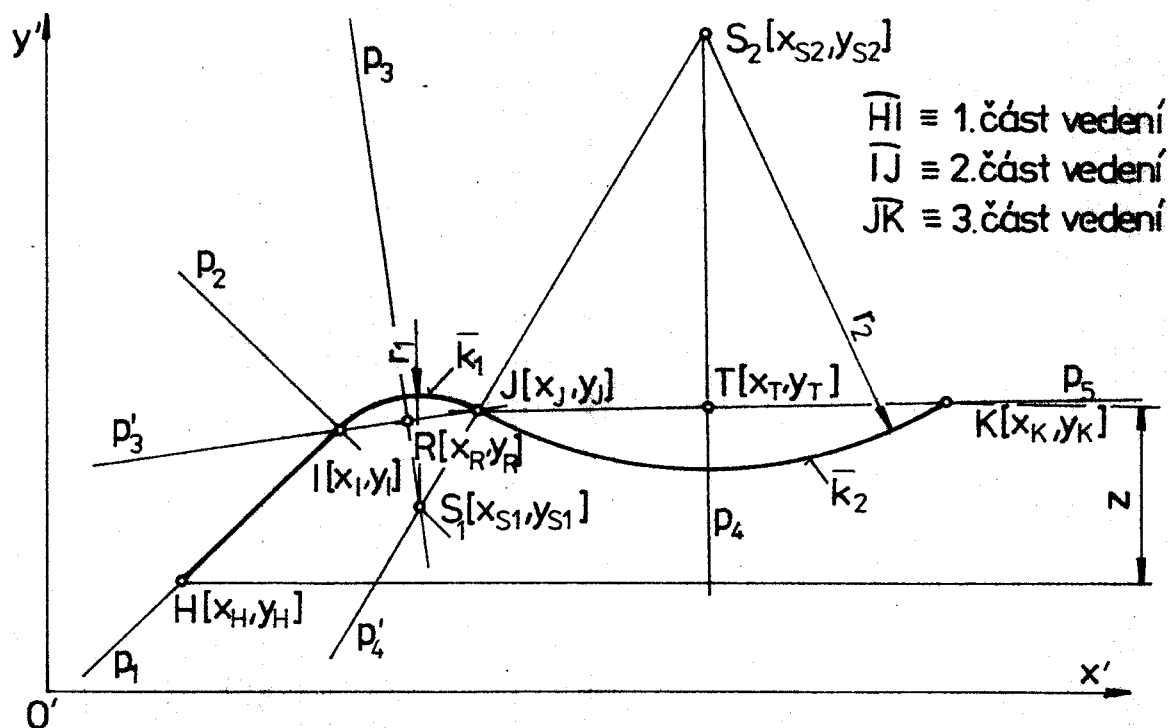
Dráhu vedení nosiče savek je nutno nahradit křivkami, u nichž známe funkční vyjádření. Celá analýza pak bude usnadněna použitím číslicového počítače. Tvar křivky vedení nosiče savek, který je zadán výkresem, dovoluje rozdělit celou křivku na tři části. První část je nahrazena přímkou p_H se směrnicí k_H , druhá část kružnicí $\bar{k}_1$ o středu $S_1 = [x_{S1}, y_{S1}]$ a poloměru r_1 a třetí část kružnicí $\bar{k}_2$ o středu $S_2 = [x_{S2}, y_{S2}]$ a poloměru r_2 (obr.7). Pro náhradu je také nutno brát v úvahu zdvih savek Z a délku drážky vedení ohraničenou bodem K. Ze stávajícího pro-

vedení vedení nosiče sávek jsou pro náhradu zachovány body H, I, J a K. Body H a K jsou koncovými body vedení a body I a J rozdělují celou křivku vedení na tři části. Tyto body mají souřadnice $H = [21; 18,66]$, $I = [26; 23,91]$, $J = [36; 27,13]$ a $K = [73; 27,2]$ v souřadném systému $[0'; x', y']$.

Náhrada první části vedení

Při nahrazování se pracuje v souřadném systému $[0'; x', y']$. První část křivky vedení je nahrazena přímkou. Pro náhradu použijeme bodů H a I, které ohraničují tuto část. Směrnice k_1 přímky p_1 a rovnice přímky p_1 , která prochází body H a I, má tvar

$$k_1 = \frac{y_I - y_H}{x_I - x_H} \quad \text{a} \quad p_1 = y' = k_1 (x' - x_H) + y_H. \quad (19)$$



Obr. 7 Křivka vedení nosiče sávek.

Náhrada druhé části vedení

Druhá část křivky vedení je nahrazena kruhovým obloukem

$\bar{k}_1$ se středem $S_1 [x_{S1}; y_{S1}]$ a poloměrem r_1 a dotýká se přímky p_1 v bodě I. Střed S_1 kružnice $\bar{k}_1$ se určí následovně:

Rovnice přímky p_2 , která je kolmá na přímku p_1 a prochází bodem I, má tvar

$$p_2 = y' = k_2 (x' - x_I) + y_I, \text{ kde } k_2 = \operatorname{tg} \left[(\operatorname{arctg} k_1) + \frac{\pi}{2} \right]. \quad (20)$$

Bod R leží v polovině úsečky IJ na přímce p_2 a pro jeho souřadnice platí

$$x_R = \frac{x_J - x_I}{2} + x_I, \quad y_R = \frac{y_J - y_I}{2} + y_I.$$

Rovnice přímky p_3 , která je kolmá na p_2 , jenž prochází body J a I, má tvar

$$p_3 = y' = k_3 (x' - x_R) + y_R, \text{ kde } k_3 = \operatorname{tg} \left[(\operatorname{arctg} \frac{y_J - y_I}{x_J - x_I}) + \frac{\pi}{2} \right]. \quad (21)$$

Střed $S_1 [x_{S1}; y_{S1}]$ kružnice $\bar{k}_1$ se určí ze soustavy rovnic (20) a (21). Pomocí bodů I a S_1 lze vypočítat poloměr r_1 kružnice $\bar{k}_1$

$$r_1 = \sqrt{(y_I - y_{S1})^2 + (x_I - x_{S1})^2}. \quad (22)$$

Pro druhou část vedení platí obecný vztah

$$r_1^2 = (y' - y_{S1})^2 + (x' - x_{S1})^2. \quad (23)$$

Náhrada třetí části vedení

Rovněž třetí část křivky vedení je nahrazena kruhovým obloukem $\bar{k}_2$ se středem $S_2 [x_{S2}; y_{S2}]$ a poloměrem r_2 . Navazuje na druhou část v bodě J a končí v bodě K (obr.7). Střed S_2 kružnice $\bar{k}_2$ se určí následovně:

Směrnice přímky p_5 , která prochází body J a K

$$k_5 = \frac{y_K - y_J}{x_K - x_J}.$$

Bod T tvoří střed úsečky $\overline{JK}$ a jeho souřadnice jsou

$$x_T = \frac{x_K - x_J}{2} + x_J, \quad y_T = \frac{y_K - y_J}{2}. \quad (24)$$

Rovnice přímky p_4 , která je kolmá na přímkou p_5 a prochází bodem T, má tvar

$$p_4 = y' = k_4(x' - x_T) + y_T, \text{ kde } k_4 = \operatorname{tg}\left[(\operatorname{arctg} k_5) + \frac{\pi}{2}\right]. \quad (25)$$

Rovnice přímky p'_4 , která prochází body S_1 a J, má tvar

$$p'_4 = y' = k'_4(x' - x_J) + y_J, \text{ kde } k'_4 = \frac{y_J - y_{S1}}{x_J - x_{S1}}. \quad (26)$$

Střed S_2 kružnice $\overline{k_2}$ se určí ze soustavy rovnic (25) a (26). Pomocí bodů K a S_2 se stanoví poloměr r_2

$$r_2 = \sqrt{(y_{S2} - y_K)^2 + (x_{S2} - x_K)^2}. \quad (27)$$

Třetí část křivky vedení je popsána vztahem

$$r_2^2 = (y' - y_{S2})^2 + (x' - x_{S2})^2. \quad (28)$$

Pokud porovnáme náhradní křivku vedení s původní křivkou, činí chyba náhrady v první části vedení max. 0,01 mm, ve druhé části 0,05 mm, což je v toleranci chyby výroby, předepsané výrobním výkresem. Ve třetí části se liší obě křivky max. o 0,173 mm. Tato maximální chyba se vyskytuje uprostřed třetí části. Protože je náhrada provedena s ohledem na zachování nejdůležitějších bodů, lze tuto odchylku zanedbat.

Náhrada křivky vedení přímkou a kruhovými oblouky bude mít v kinematické analýze negativní vliv, a to v oblasti přechodu z jedné části vedení do druhé, kde se mění poloměr křivosti z ∞ na r_1 nebo z r_1 na r_2 . Tato změna křivosti se projeví na průběhu zrychlení, kde vzniknou skoky a ty je nutno při hodnocení brát s rezervou. Uvedené nahrazení nejlépe

vystihuje tvar vedení a jeho použití v kinematické analýze přinese výsledky, které se jinak nebudou příliš lišit od skutečnosti.

4.2. Sestavení algoritmu pro řešení mechanismu savek nakládací hlavy

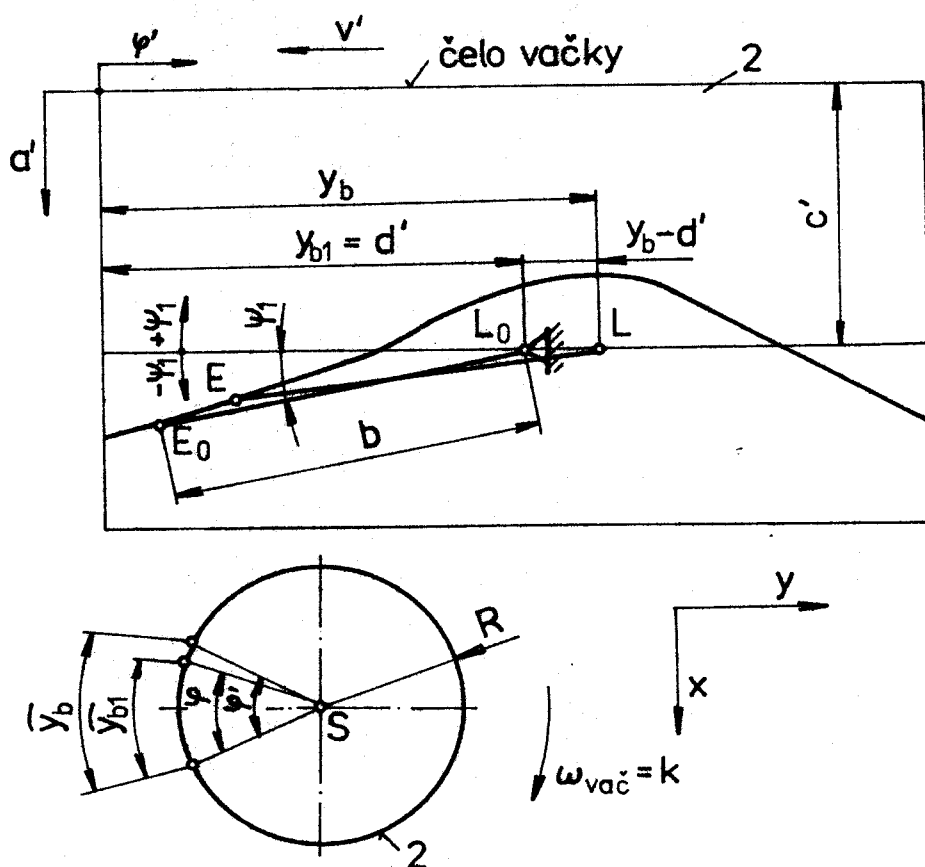
Kinematická analýza nakládací hlavy je značně rozsáhlá a časově velice náročná. Celé řešení ještě komplikuje zadání drážky bubnové vačky a drážky vedení nosiče savek pomocí bodů. Podkladem pro zadání obou drážek je výrobní dokumentace č. HK-1-1644039 a HK-1-1644035b. Z těchto důvodů je použito pro kinematickou analýzu číslicového počítače MINSK 22 a bodové zadání drážky vedení převedeno na zadání funkcemi křivek (viz kap.4.1.).

Kinematická analýza mechanismu nakládací hlavy je rozdělena do dvou částí. První část řeší natočení ψ vahadla NL a jemu odpovídající skutečné pootočení φ bubnové vačky, jestliže v drážce bubnové vačky 2 zabírá kladička E (obr.3). Dále určuje úhlovou rychlost ω_3 a úhlové zrychlení ε_3 vahadla NL pro dané otáčky bubnové vačky. Druhá část kinematické analýzy navazuje na první část a určuje jako x-ové a y-ové složky polohu, rychlost a zrychlení koncového bodu S na savce.

4.3. První část kinematické analýzy mechanismu nakládací hlavy

Základem algoritmu řešení je nalezení vztahu mezi úhlem potočení vačky φ a úhlem pootočení ψ_1 vahadla NL. Princip řešení spočívá v tom, že rozvinutou křivkou drážky bubnové vačky posouváme rychlostí V' , která je totožná s obvodovou rychlostí bubnové vačky. Vahadlo NL je kloubově uchyceno v bodě L a

kladička E vahadla se pohybuje v drážce bubnové vačky. Schéma je znázorněno na obr.8. Poloha L_0E_0 je počáteční polohou vahadla a podle výkresové dokumentace je levou krajní polohou vahadla NL (obr.3). Úhel natočení vahadla ψ se vztahuje k přímce, která je rovnoběžná s osou y a prochází bodem L_0 . Kóta c' udává vzdálenost mezi čelem vačky a bodem otáčení L_0 vahadla. Souřadnice C' drážky bubnové vačky je ve výkresové dokumentaci vztažena právě k tomuto čelu.



Obr.8 Kinematické schéma pohybu vahadla.

Průmět y_b vahadla do přímky kolmé na osu vačky je

$$y_b = \sqrt{b^2 - (a' - c')^2}. \quad (29)$$

Středový úhel φ' bubnové vačky v radiánech si označíme jako

$$\varphi_R' = \frac{\varphi'}{180} \cdot \pi. \quad (30)$$

Zavedeme si d' jako počáteční průmět vahadla

$$d' = y_{b1}.$$

Úhel pootočení vahadla vypočítáme ze vztahu

$$\psi_1 = \operatorname{arctg} \left(\frac{c' - a'}{y_b} \right) - \sigma. \quad (31)$$

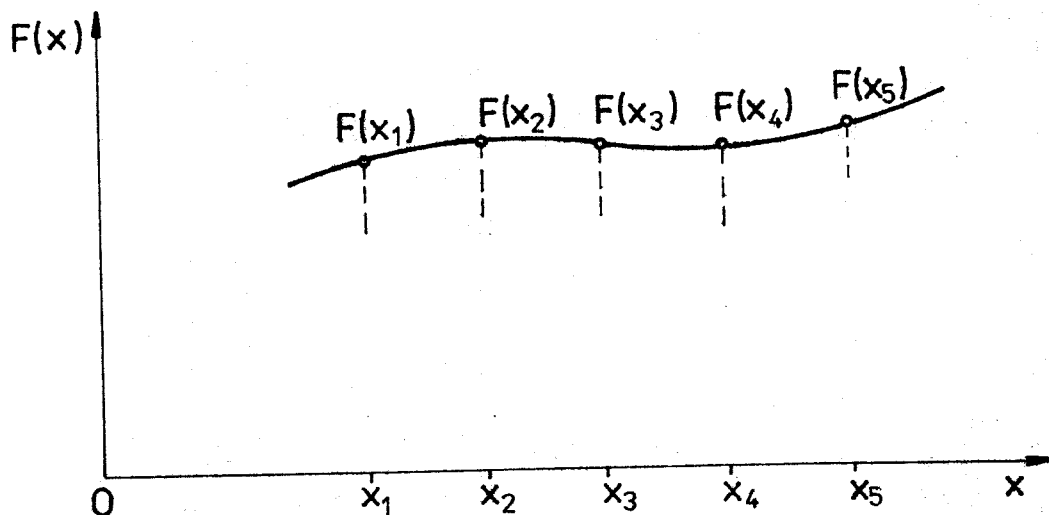
Úhel σ je úhel, o který je pootočen bod E vahadla od osy NL vahadla. Délka části vahadla b je dána vztahem

$$b = \overline{EL} = \sqrt{\overline{LM}^2 + \overline{EM}^2}. \quad (32)$$

Skutečné pootočení vačky určíme ze vztahu

$$\varphi = \varphi_R - \frac{y_b - d'}{R}. \quad (33)$$

Použitím Newtonova interpolačního polynomu pro pět bodů můžeme provést numerickou první a druhou derivaci. Získáme úhlovou rychlost ψ' vahadla a úhlové zrychlení ψ'' . Označíme si úhel φ jako x a ψ_1 jako $F(x)$. Označení pěti bodů je znázorněno na obr.9.



Obr.9 Označení bodů pro použití Newtonova interpolačního polynomu.

Obecně platí pro funkční hodnotu $F(x)$ v jakém koliv bodě x následující Newtonův interpolační polynom

$$P(x) \equiv F(x) = F(x_1) + F(x_1x_2) \cdot (x - x_1) + F(x_1x_2x_3) \cdot (x - x_1) \cdot (x - x_2) + F(x_1x_2x_3x_4) \cdot (x - x_1) \cdot (x - x_2) \cdot (x - x_3) + F(x_1x_2x_3x_4x_5) \cdot (x - x_1) \cdot (x - x_2) \cdot (x - x_3) \cdot (x - x_4), \text{ kde} \quad (34)$$

$$F(x_1x_2) = \frac{F(x_2) - F(x_1)}{x_2 - x_1}, \quad (35)$$

$$F(x_1x_2x_3) = \frac{F(x_2x_3) - F(x_1x_2)}{x_3 - x_1}, \quad (36)$$

$$F(x_1x_2x_3x_4) = \frac{F(x_2x_3x_4) - F(x_1x_2x_3)}{x_4 - x_1} \quad \text{a} \quad (37)$$

$$F(x_1x_2x_3x_4x_5) = \frac{F(x_2x_3x_4x_5) - F(x_1x_2x_3x_4)}{x_5 - x_1}. \quad (38)$$

Derivací polynomu (34) a dosazením za $x=x_3$ získáme v bodě x_3 směrnici tečny ke křivce zadané pěti body, neboli bezrozměrnou úhlovou rychlost

$$P'(x_3) = F(x_1x_2) + F(x_1x_2x_3) \cdot (x_3 - x_1) + F(x_1x_2x_3) \cdot (x_3 - x_2) + F(x_1x_2x_3x_4) \cdot (x_3 - x_1) \cdot (x_3 - x_2) + F(x_1x_2x_3x_4x_5) \cdot (x_3 - x_1) \cdot (x_3 - x_2) \cdot (x_3 - x_4). \quad (39)$$

Druhou derivací polynomu (34) a úpravou dostaneme vztah pro bezrozměrné zrychlení ve třetím bodě x_3

$$P''(x_3) = 2F(x_1x_2x_3) + 2F(x_1x_2x_3x_4) \cdot (x_3 - x_2) + 2F(x_1x_2x_3x_4) \cdot (x_3 - x_1) + 2F(x_1x_2x_3x_4x_5) \cdot (x_3 - x_2) \cdot (x_3 - x_4) + 2F(x_1x_2x_3x_4x_5) \cdot (x_3 - x_1) \cdot (x_3 - x_4) + 2F(x_1x_2x_3x_4x_5) \cdot (x_3 - x_1) \cdot (x_3 - x_2). \quad (40)$$

Úhlová rychlost v bodě x_3 se určí ze vztahu

$$\omega_3 = P'(x_3) \cdot \omega_{\text{vač}}, \quad (41)$$

a úhlové zrychlení ze vztahu

$$\varepsilon_3 = P''(x_3) \cdot \omega_{\text{vač}}^2. \quad (42)$$

4.4. Výpočet na číslicovém počítači, vývojový diagram a výpočtový program

Celý výpočet se skládá z hlavního programu a podprogramu DER. V hlavním programu se nejprve spočítají skutečné úhly pootočení x bubnové vačky. Pro použití Newtonova interpolačního polynomu je zapotřebí znát pro výpočet první hodnoty $P'(x)$ další dvě předešlé hodnoty x . Proto je celá řada úhlů x na začátku rozšířena o dvě hodnoty z konce řady a naopak k hodnotám na konci řady jsou přiřazeny dvě hodnoty ze začátku. Totéž je provedeno pro funkční hodnoty $F(x)$.

V další části programu se pomocí podprogramu počítají veškeré koeficienty, které se vyskytují v Newtonově interpolačním polynomu. Po té se počítají první a druhé derivace. Program je sestaven tak, že během výpočtu jsou veškeré hodnoty, potřebné k druhé části kinematické analýzy, děrovány na zvláštní pásku. Výpočet je proveden pro všech 361 zadaných souřadnic bubnové vačky. Schéma výpočtu je znázorněno vývojovým diagramem 2 a výpis programu s vlastním výpočtem je obsahem přílohy č. 2a.

Označení veličin pro program:

$$\alpha \equiv \varphi' \sim \text{ALFA}$$

$$\alpha_R \equiv \varphi'_R \sim \text{ALFAR}$$

$$\varphi \equiv x \sim x(I)$$

$$\varphi_1 \equiv F(x) \sim F(I)$$

$$\delta \sim \text{DEL}$$

$$\omega_{\text{vač}} \sim \text{OMVAC}$$

$$\omega_3 \sim \text{OM}$$

$$\varepsilon_3 \sim \text{EPS}$$

$$a' \sim A(I)$$

$$y_b \sim Y(I)$$

$$y_{b1} \sim Y(1) \sim D$$

$$c' \sim C$$

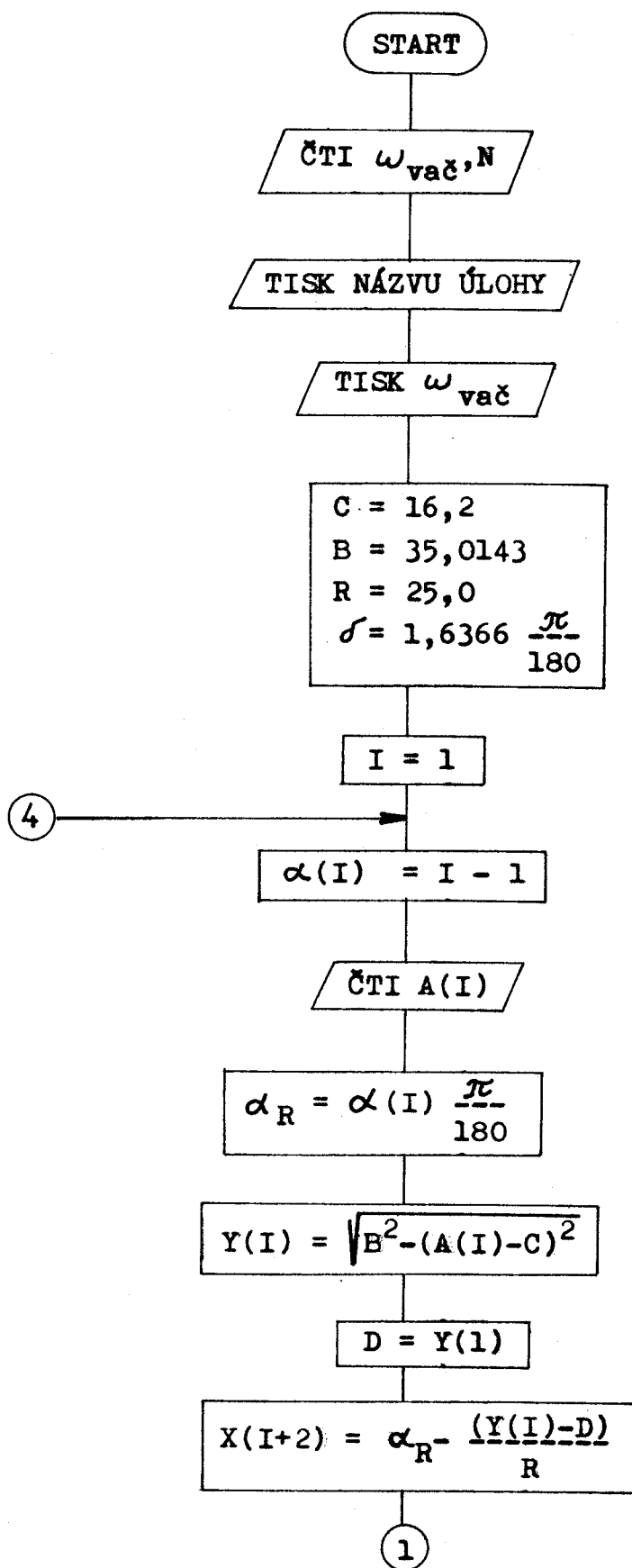
$$F(x_1 x_2) \sim D1$$

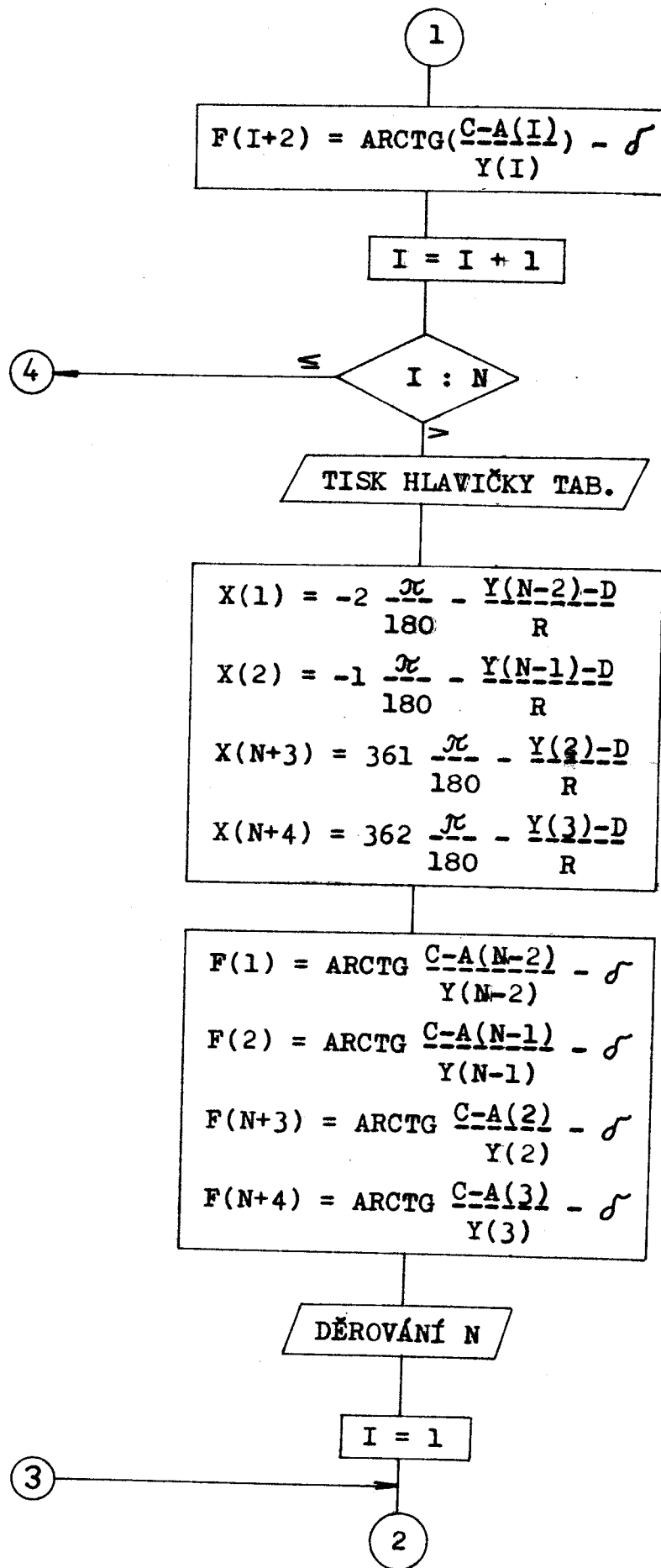
$$F(x_1 x_2 x_3) \sim D2$$

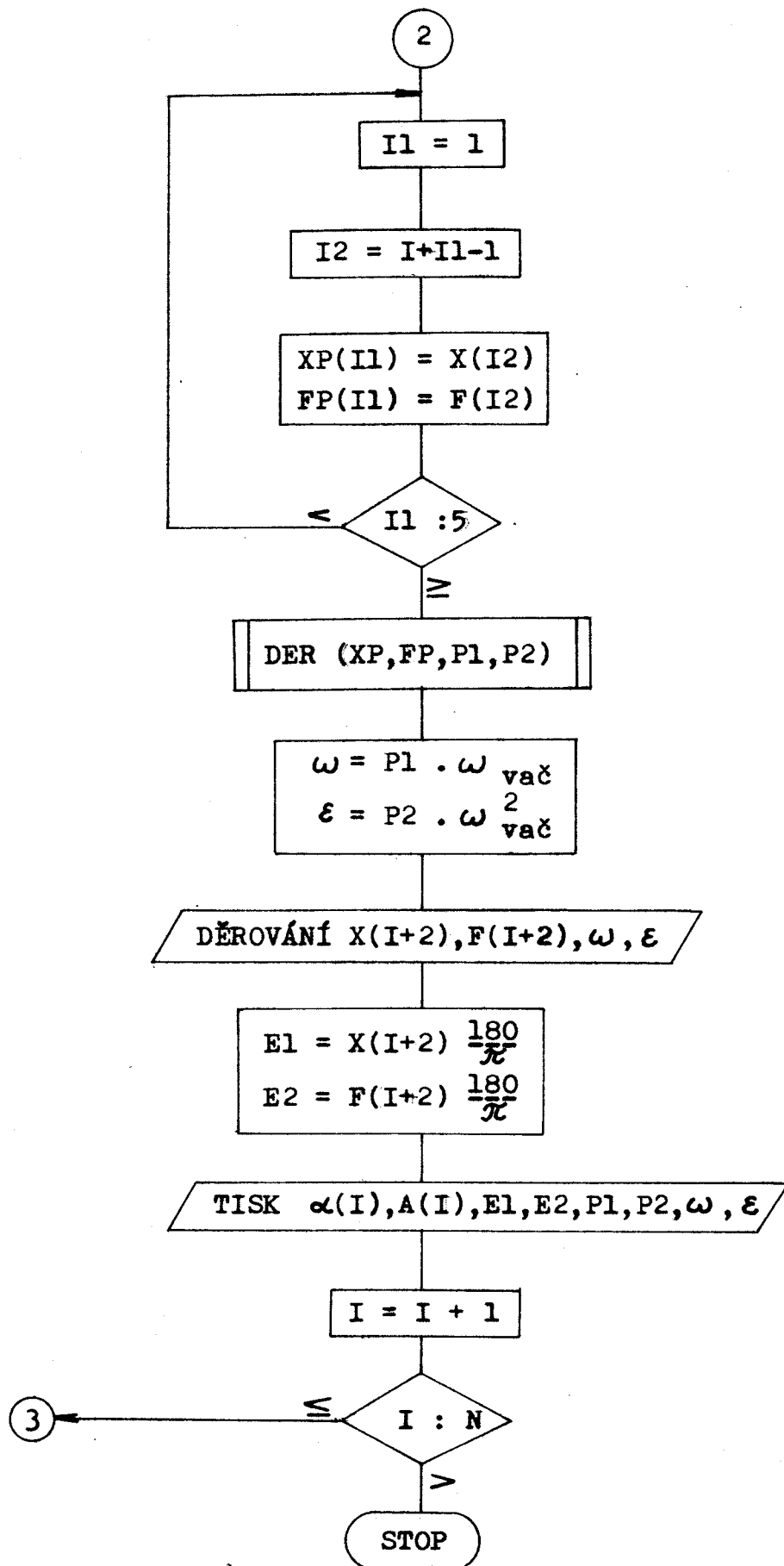
$$F(x_1 x_2 x_3 x_4) \sim D3$$

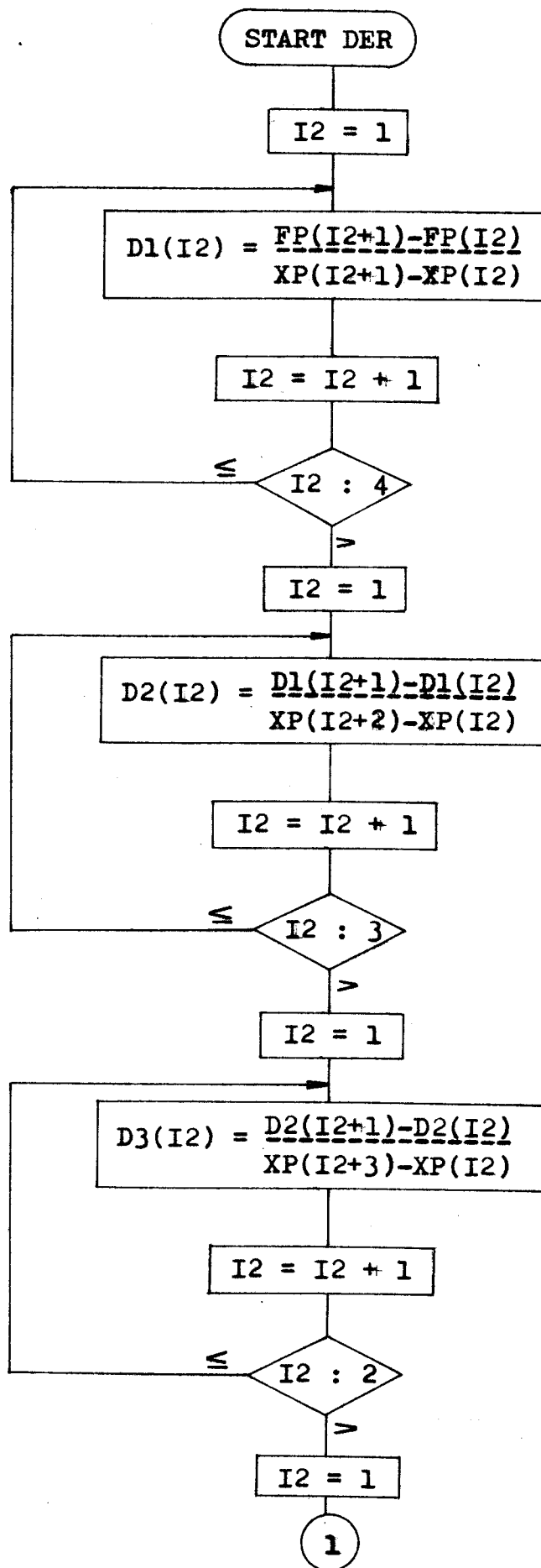
$$F(x_1 x_2 x_3 x_4 x_5) \sim D4$$

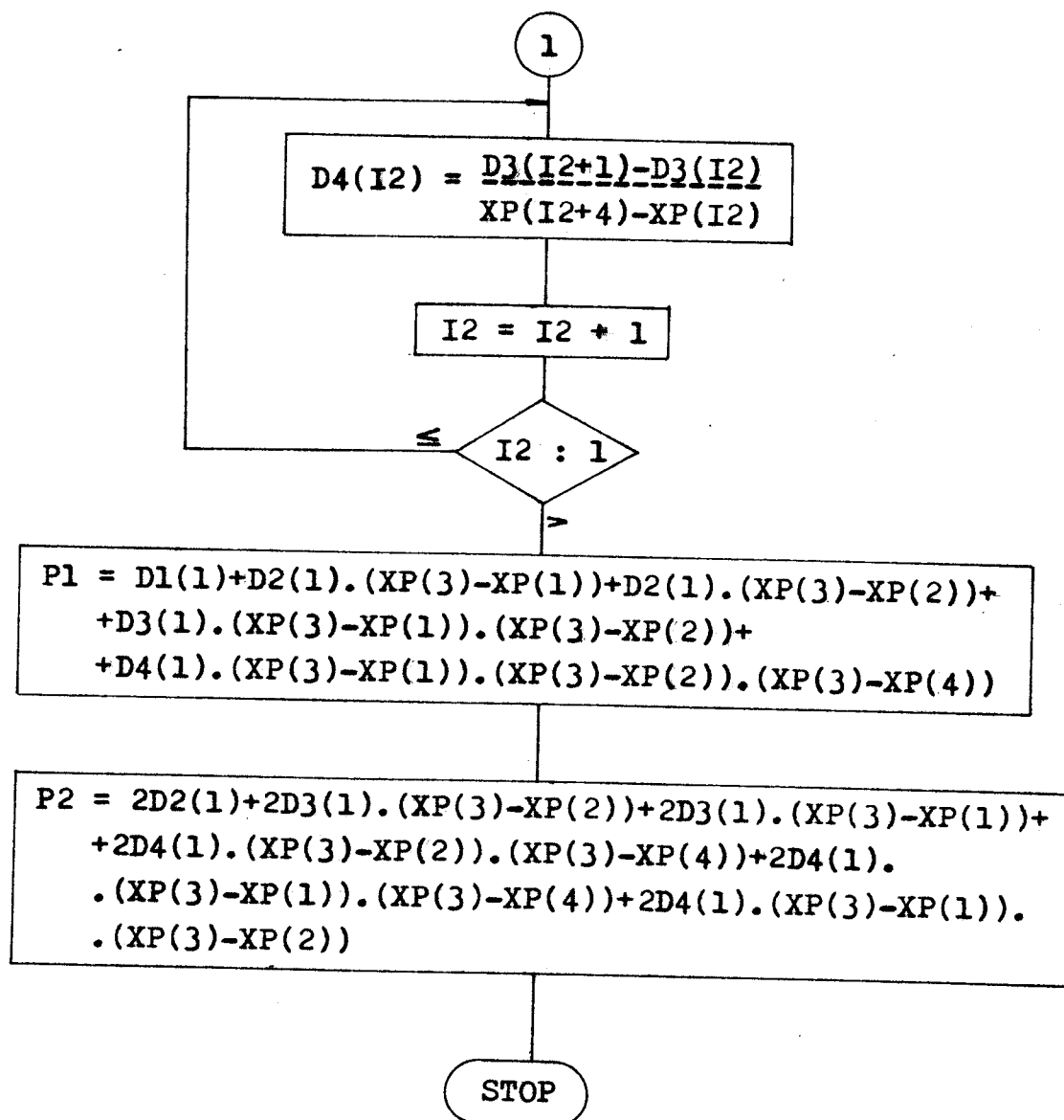
Vývojový diagram č.2: 1.část kinematické analýzy mechanismu
pohonu nakládací hlavy











4.5. 2. část kinematické analýzy mechanismu nakládací hlavy

V této části kinematické analýzy již známe polohu, rychlost a zrychlení vahadla LN. Pro určení kinematických poměrů na savce, která je součástí táhla PN, lze použít kinematiky koncového bodu binární skupiny. Na KTK byly k dispozici programy, které řeší kinematiku koncového bodu binární skupiny pohybujícího se po přímce a po kružnici. Pro výpočet je použi-

to komplexních čísel, čímž se celý výpočet značně zjednodušuje a výsledky jsou přehledné. Sledovaný pohyb savky nejlépe vystihují právě složky dráhy, rychlosti a zrychlení do os souřadného systému $[0;x,y]$, neboli komplexně vyjádřená dráha, rychlost a zrychlení. Oba případy pohybu bodu binární skupiny po dráze jsou znázorněny na obr.10 a 11.

Určení polohy binární skupiny - dráha koncového bodu přímka

Binární skupina na obr.10 je tvořena členy $\overline{AB}$ a $\overline{MB}$. Její poloha je určena souřadnicemi pevného bodu $M = (x_M, y_M)$ a bodu $A = (x_A, y_A)$, který představuje v aplikaci na náš případ koncový bod N vahadla. Bod $B = (x_B, y_B)$ je vlastně bodem P (obr.3) v našem mechanismu. Přímka ve směru jednotkového vektoru $\overline{\eta}$ je přímkovou dráhou bodu B. Rovnice přímky, procházející body M a B, má tvar

$$z_B = z_M + \eta \cdot s, \text{ kde} \quad (43)$$

$z_B = x_B + iy_B$, $z_M = x_M + iy_M$, $\eta = \cos \alpha + i \sin \alpha$ a s je reálný parametr. Představuje vzdálenost mezi body B a M.

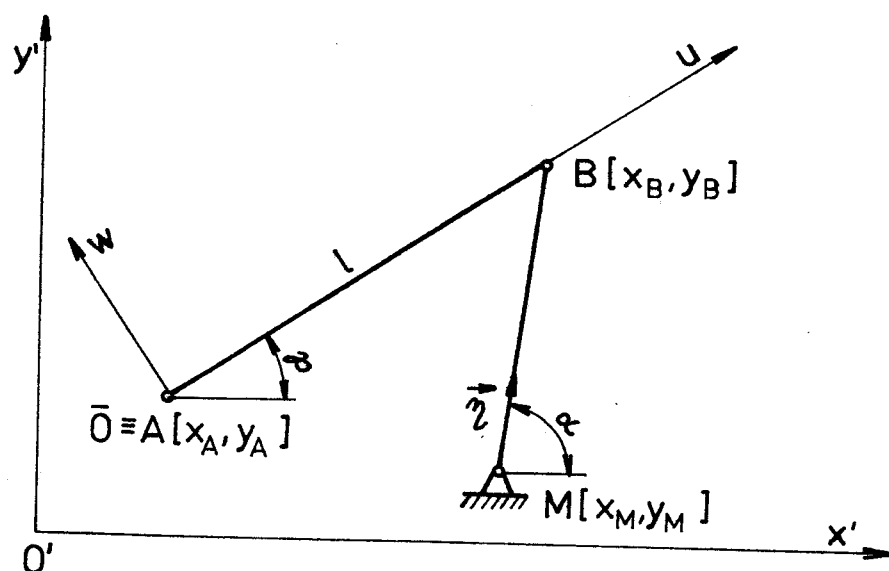
Z obr.10 vyplývá vztah mezi body A a B

$$z_A + 1 \cdot e^{i\varphi} = z_B. \quad (44)$$

Z rovnic (43) a (44) po úpravě obdržíme vztah, který platí i pro komplexně sdružená čísla

$$1 \cdot e^{i\varphi} = z_M - z_A + \eta \cdot s, \quad (45)$$

$$1 \cdot e^{-i\varphi} = \overline{z_M} - \overline{z_A} + \overline{\eta} \cdot s.$$



Obr.10 Schéma binární skupiny-dráha koncového bodu přímka.

Zavedením vztahu $\Delta z = z_M - z_A$ plyne z rovnic (45) vztah

$$l^2 = (\Delta z + \eta \cdot s) \cdot (\overline{\Delta z} + \overline{\eta} \cdot s), \quad (46)$$

Po další úpravě získáme

$$s^2 \cdot A + s \cdot B + C = 0, \quad (47)$$

$$\text{kde } A = |\eta|^2 = 1, \quad (48)$$

$$B = 2 \cdot \text{real}(\eta) \cdot \text{real}(\Delta z) + \text{im}(\eta) \cdot \text{im}(\Delta z) \text{ a } \quad (49)$$

$$C = -l^2 + \Delta z^2. \quad (50)$$

Reálný parametr s lze stanovit řešením kvadratické rovnice

(47). Derivací rovnic (45) dostaneme vztahy pro rychlost

$$\begin{aligned} v_A + 1 \cdot i \cdot \omega_4 \cdot e^{i\varphi} &= \eta \cdot v_4, \\ \overline{v_A} - 1 \cdot i \cdot \omega_4 \cdot e^{-i\varphi} &= \overline{\eta} \cdot v_4. \end{aligned} \quad (51)$$

Jednoduchou úpravou rovnice (51) získáme vztah pro úhlovou rychlost členu 4 (obr.3)

$$\omega_4 = \frac{\eta \cdot v_A - \eta \cdot v_A}{1.i.(\eta \cdot e^{i\varphi} + \eta \cdot e^{-i\varphi})} \quad (52)$$

Další derivací vztahů (51) a jednoduchou úpravou obdržíme vztah pro úhlovou rychlost a zrychlení

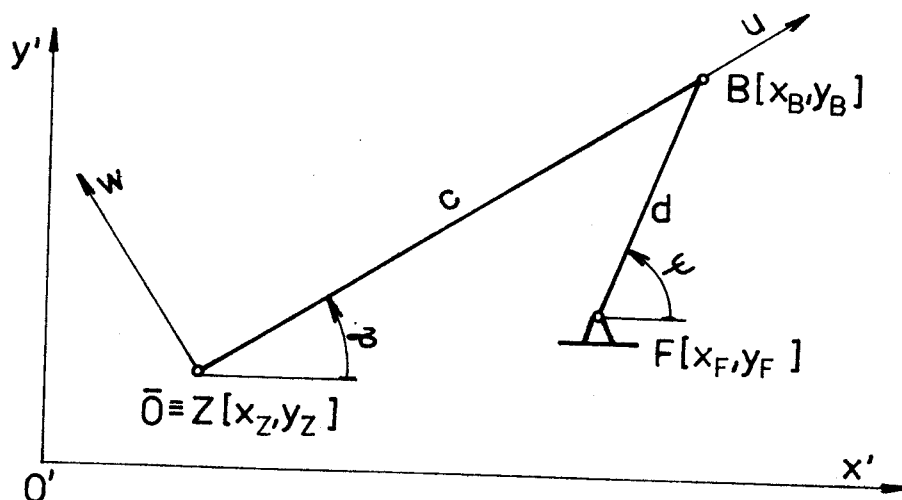
$$\varepsilon_4 = \frac{\eta \cdot p - \eta \cdot p}{1.i.(\eta \cdot e^{i\varphi} + \eta \cdot e^{-i\varphi})}, \quad (53)$$

$$a_4 = \frac{p + 1.i.e^{i\varphi}}{\eta}, \quad \text{kde} \quad (54)$$

$$p = a_A - 1.\omega_4^2 \cdot e^{i\varphi}, \quad v_A = v_3 \quad \text{a} \quad a_A = a_3. \quad (55)$$

Určení polohy binární skupiny - dráha koncového bodu kružnice

Binární skupina na obr.11 je tvořena délkami členů c a d. Její poloha je určena souřadnicemi pevného bodu $F \equiv (x_F, y_F)$, který představuje střed kruhové dráhy, a úhlem φ , který udává polohu bodu B na kružnici s poloměrem d. Bod $Z \equiv (x_Z, y_Z)$ je opět koncovým bodem N vahadla a bod B představuje bod P táhla.



Obr.11 Schéma binární skupiny-dráha koncového bodu kružnice.

Průměty členů binární skupiny do směru os x' a y' souřadného systému $[0'; x', y']$ jsou

$$c \cdot \cos \varphi - d \cdot \cos \psi = x_F - x_Z = D_x, \quad (56)$$

$$c \cdot \sin \varphi - d \cdot \sin \psi = y_F - y_Z = D_y; \quad (57)$$

po úpravě platí

$$c \cdot \cos \varphi = D_x + d \cdot \cos \psi, \quad (58)$$

$$c \cdot \sin \varphi = D_y + d \cdot \sin \psi. \quad (59)$$

Z rovnic (56) až (59) lze vyjádřit vztahy pro ψ a φ

$$\cos \psi = \frac{D_y \cdot G \pm D_y \sqrt{D_x^2 + D_y^2 - G^2}}{D_x^2 + D_y^2}, \quad (60)$$

$$\sin \psi = \frac{D_y \cdot G \mp D_x \sqrt{D_x^2 + D_y^2 - G^2}}{D_x^2 + D_y^2}, \text{ kde} \quad (61)$$

$$G = \frac{c^2 - D_x^2 - D_y^2 - d^2}{2 \cdot d}; \quad (62)$$

$$\cos \varphi = \frac{D_x \cdot G_1 \pm D_y \sqrt{D_x^2 + D_y^2 - G_1^2}}{D_x^2 + D_y^2}, \quad (63)$$

$$\sin \varphi = \frac{D_y \cdot G_1 \mp D_x \sqrt{D_x^2 + D_y^2 - G_1^2}}{D_x^2 + D_y^2}, \text{ kde} \quad (64)$$

$$G_1 = \frac{c^2 + D_x^2 + D_y^2 - d^2}{2 \cdot c}. \quad (65)$$

Pro odvození kinematiky binární skupiny si zavedeme označení polohy členů c a d

$$C = c \cdot e^{i\varphi}, \quad (66)$$

$$D = d \cdot e^{i\varphi} . \quad (67)$$

Poloha, rychlost a zrychlení bodu Z binární skupiny je dána komplexními čísly Z , $V \equiv v_3$, $A \equiv a_3$. Z obr.11 je zřejmý vztah mezi body Z a F

$$Z + c \cdot e^{i\varphi} - d \cdot e^{i\psi} = F . \quad (68)$$

Derivací rovnice (68) získáme vztah

$$V + i \cdot \omega_c \cdot c \cdot e^{i\varphi} - i \cdot \omega_d \cdot d \cdot e^{i\psi} = 0 \quad (69)$$

Upravená rovnice (69) platí i pro komplexně sdružená čísla

$$i \cdot \omega_d \cdot d \cdot e^{i\psi} = V + i \cdot \omega_c \cdot C , \quad (70)$$

$$-i \cdot \omega_d \cdot d \cdot e^{-i\psi} = \bar{V} - i \cdot \omega_c \cdot \bar{C} . \quad (71)$$

Z rovnic (70) a (71) dostaneme vztah pro výpočet úhlové rychlosti členu c

$$\omega_4 \equiv \omega_c = \frac{i \cdot (\bar{V} \cdot e^{i2\psi} + V)}{(C - \bar{C} \cdot e^{i2\psi}} . \quad (72)$$

Pomocí rovnic (66), (67) a (69) lze vyjádřit vztah pro úhlovou rychlost členu d

$$\omega_d = - \frac{V + i \cdot C \cdot \omega_c}{i \cdot D} . \quad (73)$$

Derivací rovnice (69) a další úpravou obdržíme vztahy pro úhlové zrychlení členů c a d

$$A - \omega_c^2 \cdot c \cdot e^{i\varphi} + i \cdot \varepsilon_c \cdot c \cdot e^{i\varphi} + \omega_d^2 \cdot d \cdot e^{i\psi} - i \cdot \varepsilon_d \cdot d \cdot e^{i\psi} = 0 , \quad (74)$$

$$\varepsilon_4 \equiv \varepsilon_c = \frac{-i \cdot (p + p \cdot e^{i2\psi})}{\bar{C} \cdot e^{i2\psi} - C} , \quad (75)$$

$$\varepsilon_d = \frac{p + i \cdot \varepsilon_c \cdot C}{i \cdot D} \quad a \quad (76)$$

$$p = A - \omega_c^2 \cdot C + \omega_d^2 \cdot D . \quad (77)$$

Bod Z binární skupiny je totožný s bodem N mechanismu a jeho pohyb je určen otáčením vahadla o délce $\overline{LN}$, jehož osa otáčení je umístěna v počátku souřadného systému $[0;x,y]$. Poloha vahadla je dána úhlem pootočení ψ_1 a otáčí se úhlovou rychlostí ω_3 a úhlovým zrychlením ε_3 . Poloha koncového bodu Z je určena komplexním číslem

$$Z = \overline{LN} \cdot e^{i\psi_1} , \quad (78)$$

rychlost a zrychlení

$$V = i \cdot \omega_3 \cdot Z , \quad (79)$$

$$A = -\omega_3^2 \cdot Z + i \cdot \varepsilon_3 \cdot Z . \quad (80)$$

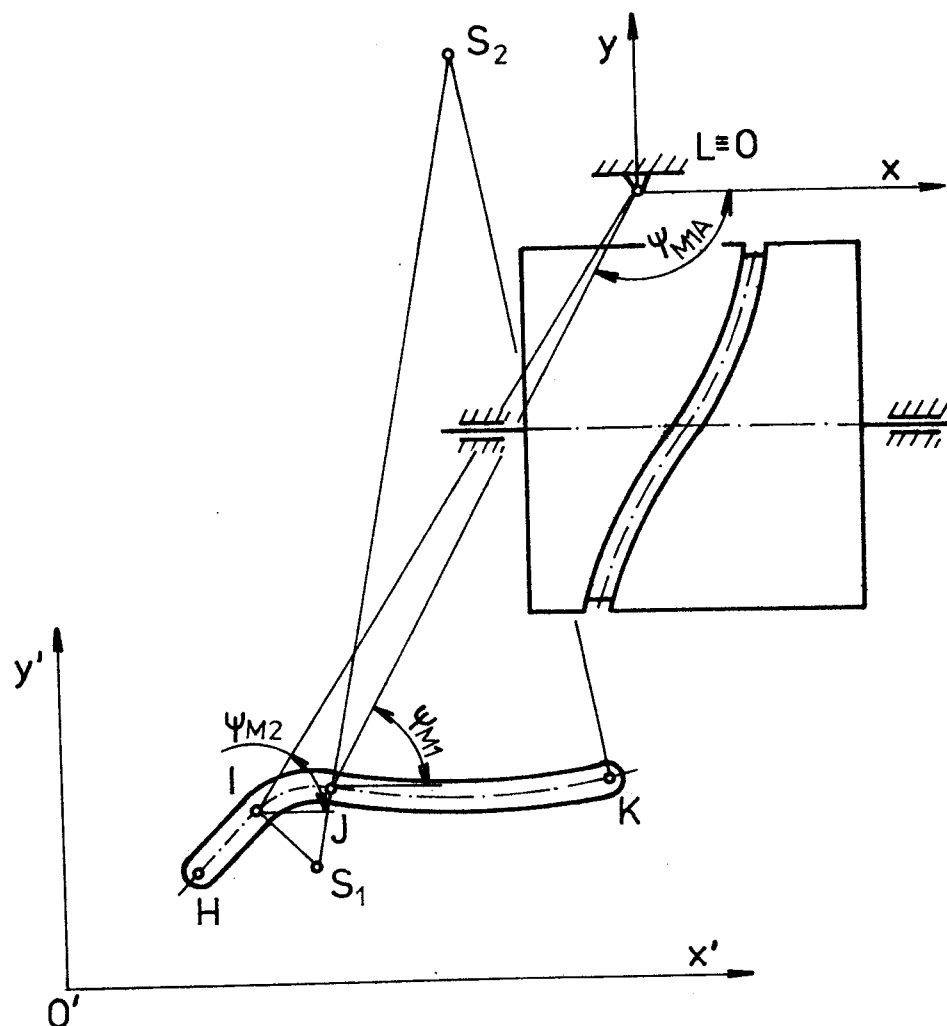
4.6. Výpočet na číslicovém počítači, vývojový diagram a výpočtový program

Celý program se skládá z hlavního programu a dvou podprogramů, které řeší kinematiku pohybu bodu binární skupiny jednak po přímce (ozn. KINKL) a jednak po kružnici (ozn. KINDV). Program je sestaven tak, že nejprve výpočet proběhne podle prvního podprogramu KINKL a testuje se parametr S. Pokud je záporný, mechanismus se nachází stále v první části vedení (obr.12). Při přechodu mechanismu z první do druhé části vedení se spočítá parametr S podle prvního podprogramu a je-li kladný, výpočet se převede do druhého podprogramu.

Při výpočtu podle podprogramu KINDV se kontroluje úhel ψ (obr.11). Po překročení mezního úhlu ψ_{M1} (obr.12) se mechanismus nalézá ve třetí části vedení a jemu opět odpovídá pod-

program KINDV, ovšem s jinými parametry. Jestliže při návratu ze třetí do druhé části vedení úhel ψ přesáhne úhel ψ_{M1A} , bude výpočet probíhat podle podprogramu pro druhou část vedení. Zavedením souřadného systému $[\bar{O}; u, w]$ (obr.11) je možno určit kinematiku jakéhokoliv bodu pevně spojeného s táhlem PN.

Program je sestaven tak, aby bez problémů počítač počítal i na rozhraní jednotlivých částí vedení. Schéma výpočtu je znázorněno vývojovým diagramem č.3 a výpočet, provedený pro bod S, je obsahem přílohy č.3a.



Obr.12 Znázornění mezních úhlů, které ohraničují jednotlivé části vedení.

Označení veličin pro program:

$c \equiv 1 \sim AC$

$d \sim AD$

$e^i \mathcal{P} \sim EIGAMA$

$e^i \Psi \sim EIPSI$

$F \sim L1, L2$

$LN \sim B$

$S [u_S, w_S] \sim VS$

$\varepsilon \sim EPS$

$\varepsilon_A \sim EPSA$

$\eta \sim ETA$

$\psi \sim PSI$

$\psi_1 \sim PSIL$

$\psi_{M1A} \sim PSIM1A$

$\omega \sim OM$

$\omega_A \sim OMEGA$

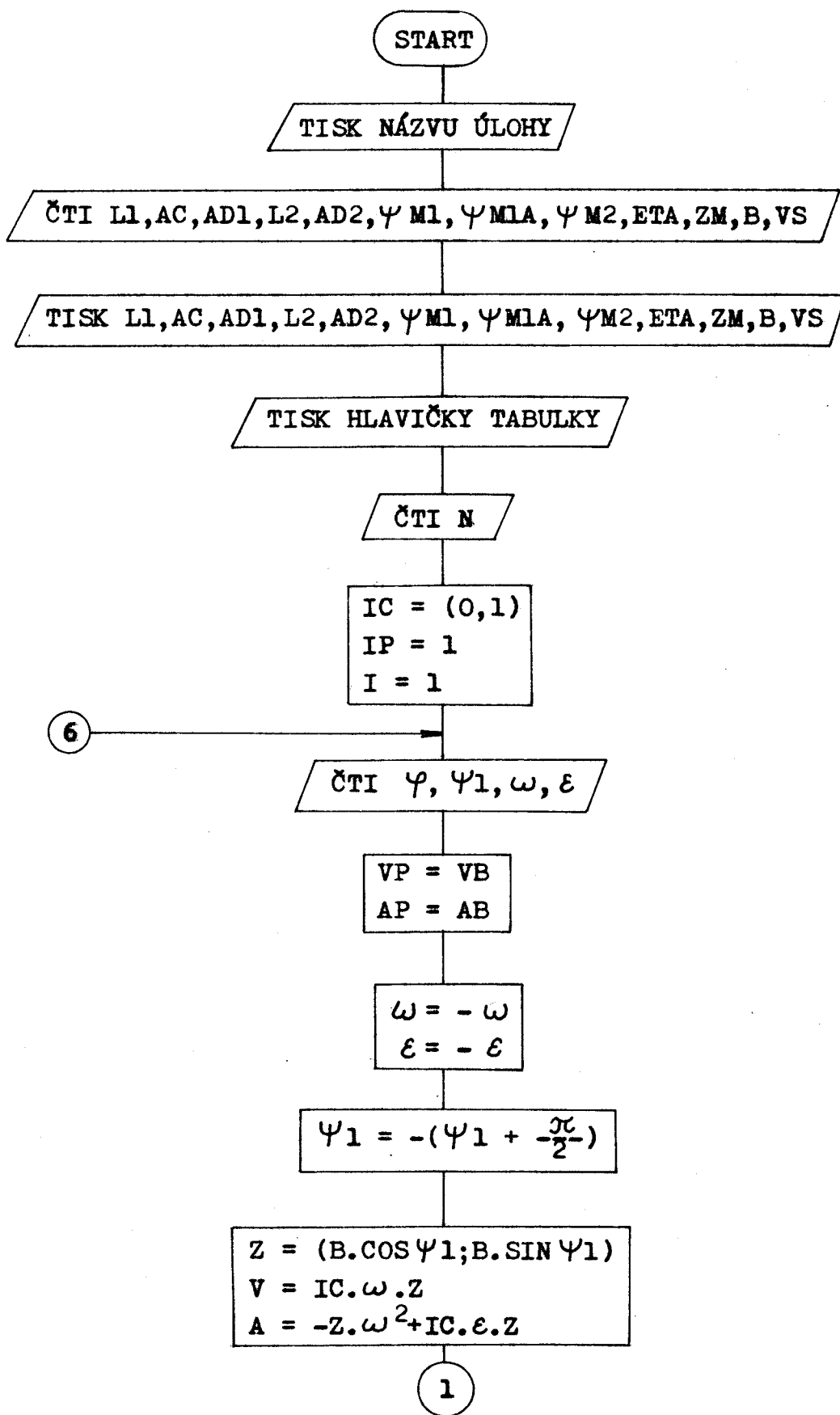
5. Dynamické poměry v drážce vedení savek

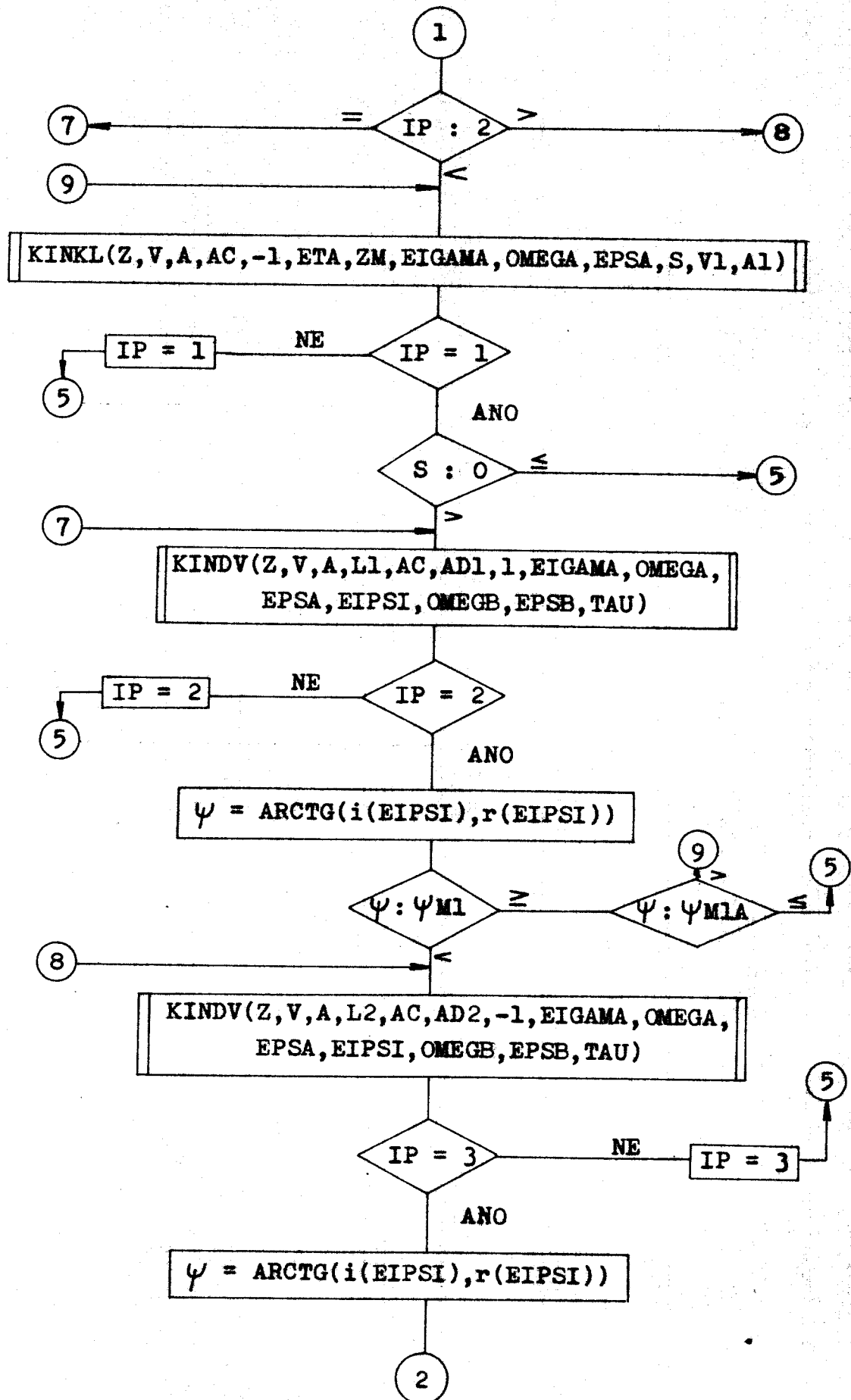
Táhlo PN nese konstrukci savek a styk táhla s drážkou je zajištěn pomocí dvou rolniček na jehlových ložiskách. Hmotnost táhla a moment setrvačnosti mají vliv na velikost sil v drážce vedení. Velikost a směr sil podstatně ovlivní rychlost opotřebení drážky. Táhlo PN vykonává při chodu mechanismu obecný pohyb, přičemž druhý rotační pohyb je vázán na drážku vedení. Pro řešení dynamických poměrů v drážce se předpokládá valivý pohyb mezi rolničkou na táhle PN a bokem drážky vedení a nulová odchylka mezi průměrem frézy a průměrem rolničky. Zanedbává se valivý odpor a odstředivá síla v bodě P. Určení dynamických poměrů tedy znamená stanovit normálnou dynamickou sílu na boky drážky vedení.

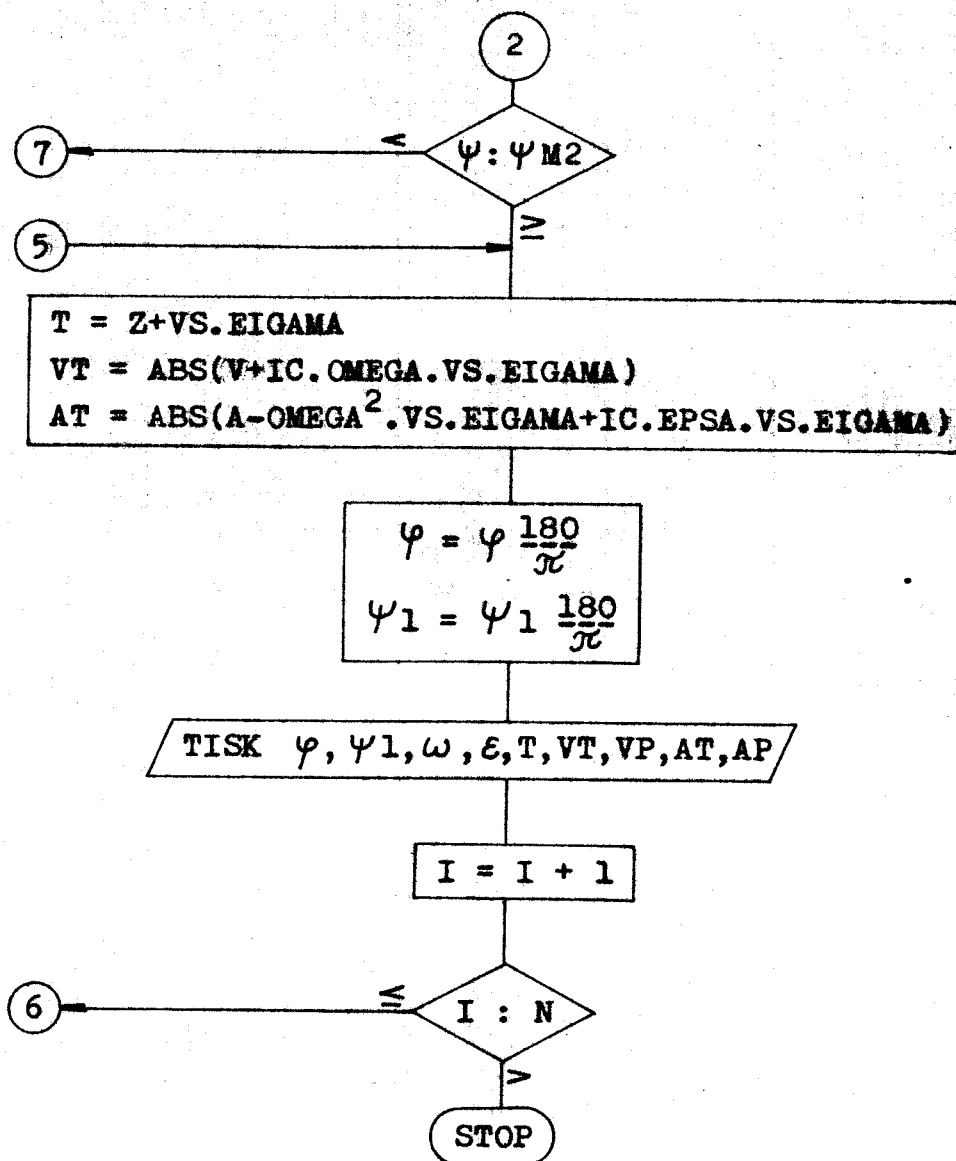
Těžiště a moment setrvačnosti táhla

Táhlo se savkami (obr.13) nemá v rovině $[0;x,y]$ žádnou osu souměrnosti. Těžiště $T=(x_T, y_T)$ se určí zavěšením v bodech P a N. Jelikož je vzdálenost e těžiště T od bodu P malá a přitom značná nepřesnost při jeho zjištění, lze pro výpočet dyna-

Vývojový diagram č.3: 2.část kinematické analýzy mechanismu pohonu nakládací hlavy





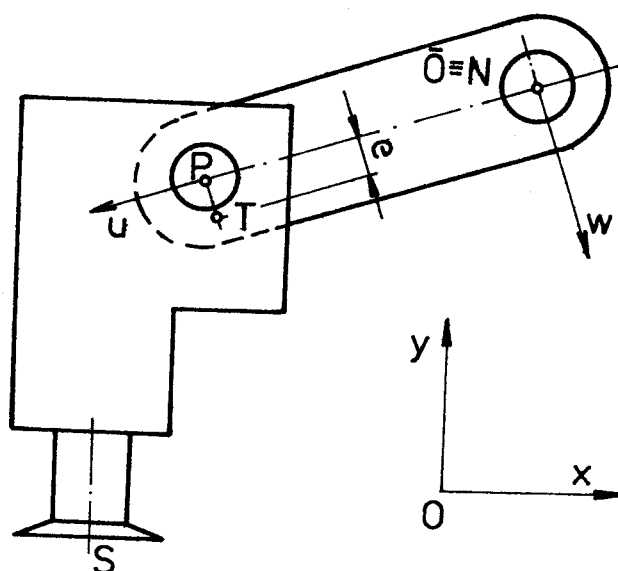


mické síly předpokládat totožnost těžiště T s bodem P. V mechanismu se otáčí táhlo kolem bodu N. Metodou kyvu a dalším přepočtem se zjistí moment setrvačnosti I_N k tomuto bodu. Vážením se stanoví hmotnost m konstrukce táhla.

5.1. Sestavení algoritmu pro výpočet dynamických poměrů v drážce vedení

Pro výpočet dynamických poměrů v drážce vedení je použito kinetostatického řešení, které je pro výpočet na počítači nej-

jednodušší metodou. K vlastnímu výpočtu je třeba znát zrychlení členu 3 v bodě N, úhlové zrychlení ε relativního rotačního pohybu a směr NC normální síly F_N v dané poloze bodu P ve vedení. Pro přímkovou část vedení je $NC \equiv ETA$, pro kruhovou část je $NC \equiv EIPSI$. Funkce drážky vedení je pro výpočet nahrazena reakcí F_N , takže dynamická síla členu 4 bude mít na drážku opačný účinek. Dynamické účinky členu 3 na člen 4 jsou nahrazeny silou F . Tím se převádí řešení obecného pohybu členu 4 na rovnováhu momentů, ze které lze vyjádřit velikost síly F_N .



Obr.13 Schéma konstrukce táhla se savkami.

Z obr.14 vyplývá vztah pro moment k bodu P

$$M_O = -F_x \cdot \overline{AC} \cdot \sin p + F_y \cdot \overline{AC} \cdot \cos p + I_N \cdot \varepsilon, \text{ kde} \quad (81)$$

$$F_x = m \cdot a_x, F_y = m \cdot a_y, \vec{a} = \vec{a}_x + \vec{a}_y \text{ a } \vec{F} = \vec{F}_x + \vec{F}_y.$$

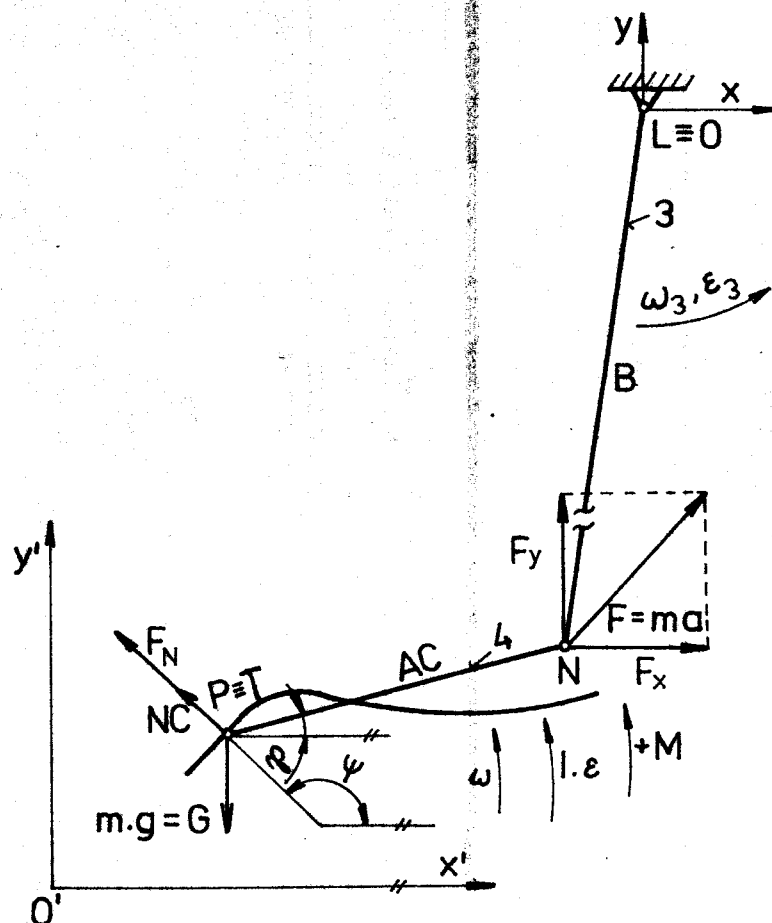
Průměty táhla $\overline{AC}$ do os x a y budou

$$P \equiv [\overline{AC} \cdot \cos p; \overline{AC} \cdot \sin p] = EIGAMA \cdot \overline{AC}, \text{ kde} \quad (82)$$

$$EIGAMA = \cos p + i \cdot \sin p. \quad (83)$$

Úpravou rovnice (81) získáme vztah

$$M_O = \text{REAL} (P \cdot IC \cdot \vec{F}) + I_N \cdot \varepsilon, \text{ kde} \quad (84)$$



Obr. 14 Schéma kinetostatického řešení.

$IC = (0,1)$ je vlastně vektor $\vec{i}$, $\bar{F}$ je komplexně sdružené číslo k číslu F . Moment k bodu N je dán vztahem

$$M_N = \text{REAL}(P \cdot IC \cdot \bar{F}_N) - \text{REAL}(P \cdot m \cdot g) = \text{REAL}(P \cdot IC \cdot NC \cdot |F_N|) - \text{REAL}(P \cdot m \cdot g), \text{ kde} \quad (85)$$

NC je komplexní číslo a vyjadřuje

$$NC = \cos \eta + i \sin \eta. \quad (86)$$

pro přímkovou část vedení a

$$NC = \cos \psi + i \sin \psi \quad (87)$$

pro kruhovou část vedení. Rovnovážná rovnice má tvar

$$M_O + M_N = 0, \quad (88)$$

ze které plyne výsledný vztah pro velikost dynamické síly F_N

$$F_N = \frac{-M_O + \text{REAL}(P \cdot m \cdot g)}{\text{REAL}(P \cdot IC \cdot NC)}. \quad (89)$$

5.2. Vývojový diagram a výpočtový program

Pro výpočet dynamické síly je zapotřebí znát kinematické poměry v drážce, tzn. bodu P táhla. Proto program pro výpočet dynamické síly je rozšířeným programem kinematické analýzy táhla o dynamiku. Ve výpočtu se zavádí jednotkový vektor $\vec{NC}$, který má směr normály k drážce v dané poloze mechanismu. Schéma programu je znázorněno vývojovým diagramem č.4, výpočet obsahuje příloha č.4a a průběh dynamické síly graficky zachycuje příloha č.10.

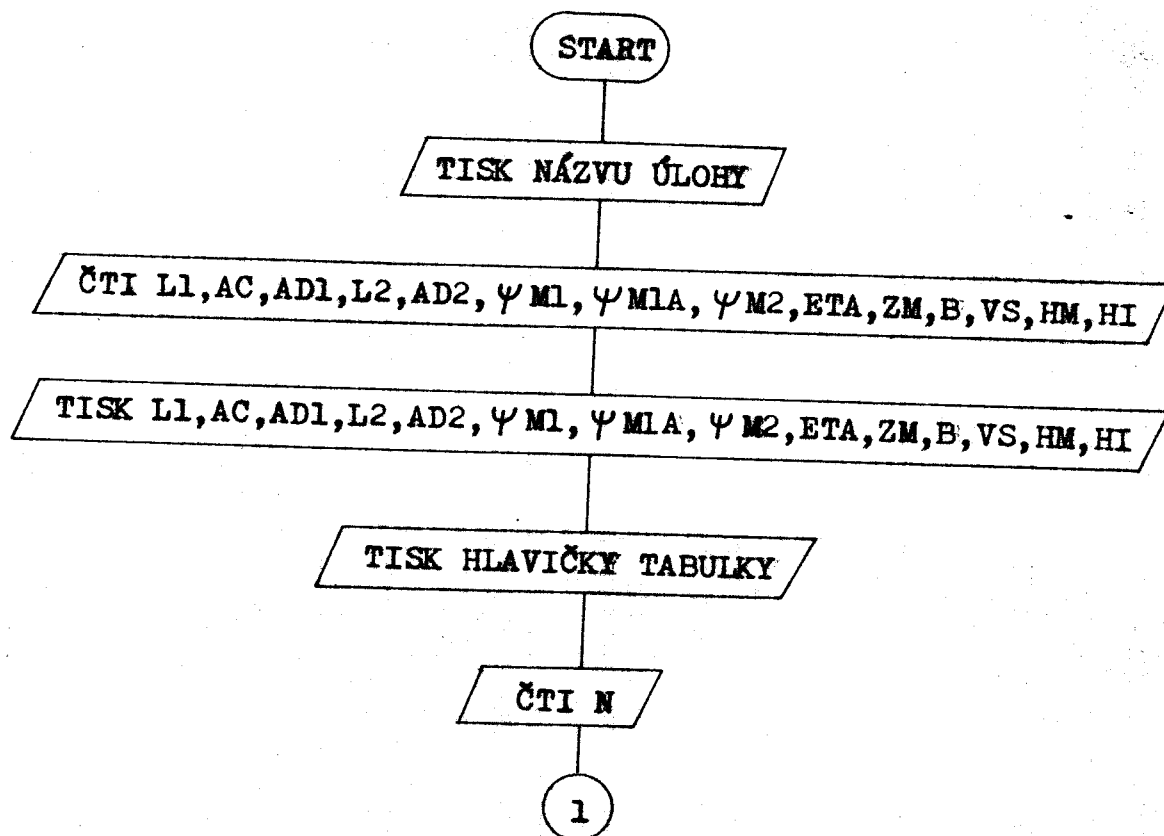
Označení veličin pro výpočet:

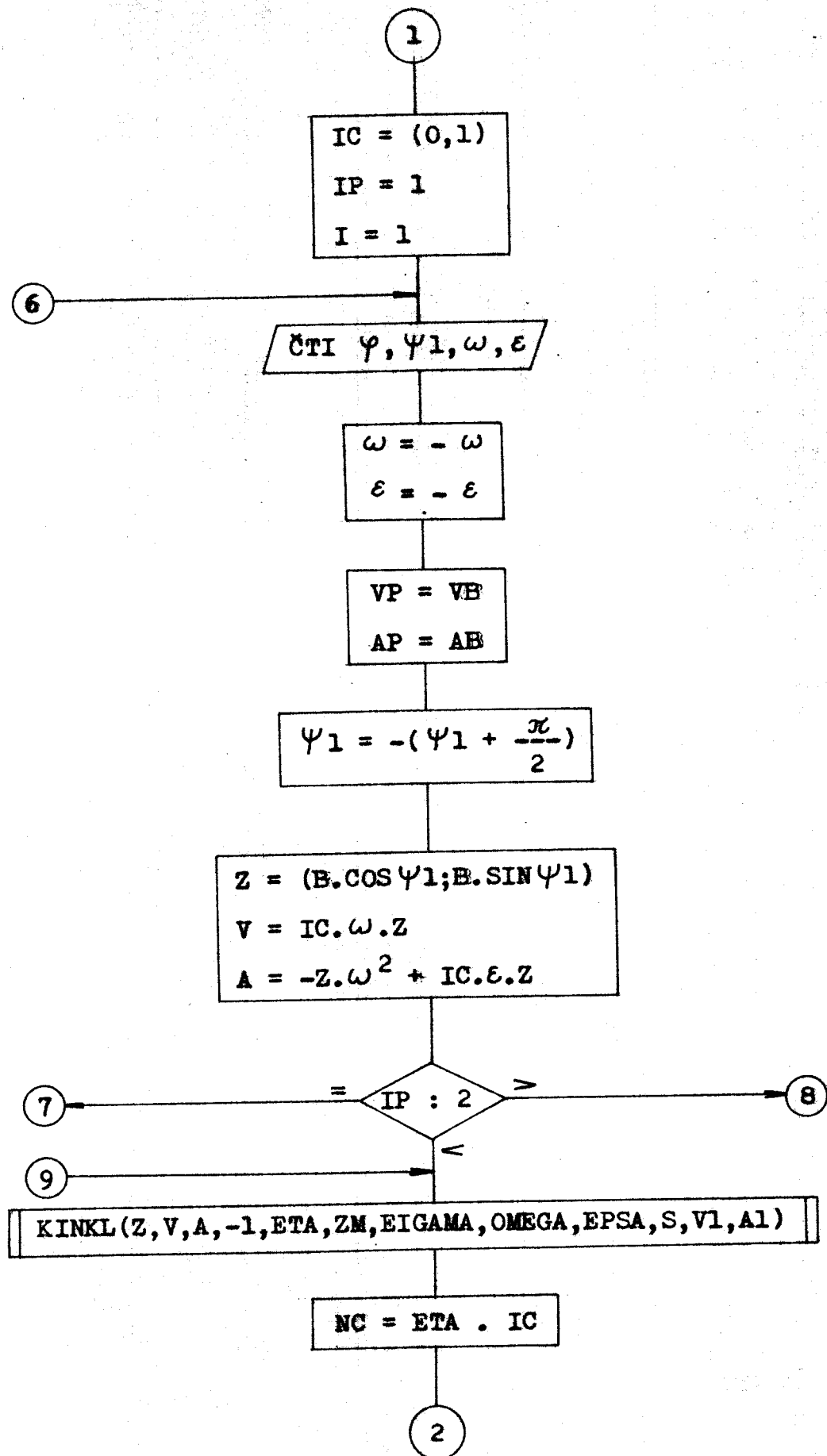
$m \sim HM$

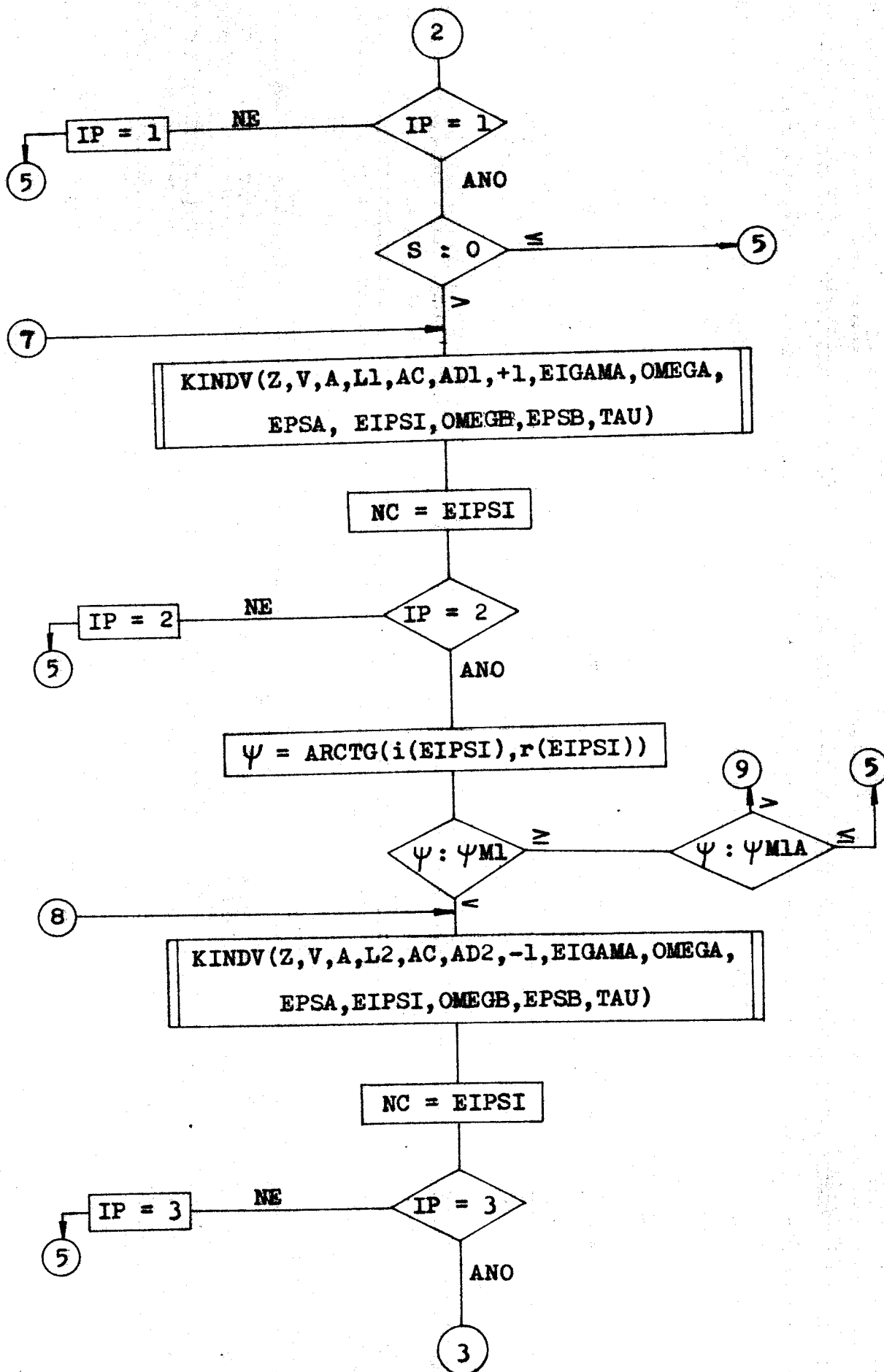
$I_N \sim HI$

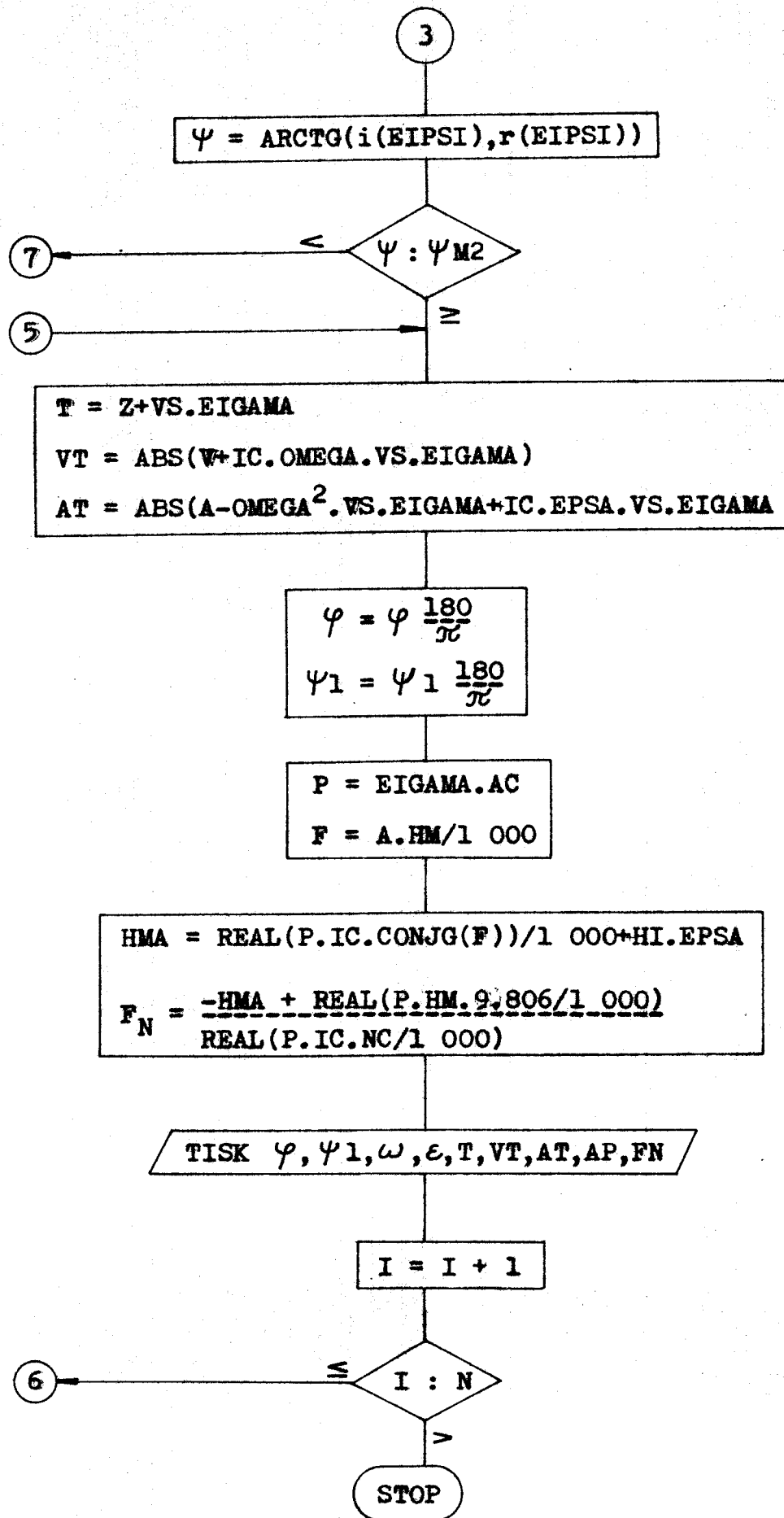
$M_O \sim HMA$

Vývojový diagram č.4: Dynamické poměry v drážce vedení.









6. Vyhodnocení kinematické analýzy současného mechanismu

Dosažené výsledky lze shrnout do následujících bodů:

1) Zhodnocení dráhy savky

Průběh dráhy bodu S savky znázorňuje graf přílohy č. 8. V intervalu 0-1 savka vykonává zpětný pohyb, který přispívá k oddělení archu. V bodě 1 se mění smysl pohybu a savka se zvedá. V intervalu bodu 6-7-8 savka stojí a v této době je arch oddělen vzduchovým polštářem od stohu papíru.

2) Zhodnocení dosažených výsledků z hlediska rychlostních poměrů v okamžiku předání

Rychlost savky je graficky znázorněna v příloze č. 7a. Při daném kroku savky $k=40$ mm je rychlost v okamžiku předání $v_S = 0,475$ m/s a rychlost dopravníku $v_D = 0,295$ m/s. Z uvedených hodnot plyne, že není splněna základní podmínka pro předání archu na dopravník $v_S = v_D$. Vlivem rozdílu rychlostí dojde ke zvlnění papíru, které se v krátkém intervalu vyrovná, protože po předání archu rychlost savky prudce klesá na rozdíl od rychlosti dopravníku, která po předání vzrůstá. Proto zvlnění není postřehnutelné.

Rychlost savky má plynulý průběh kromě jedné oblasti, kde se vyskytuje skok v rychlosti. Pro ukázkou jsou příslušné body vypsány do následující tabulky.

$\varphi' [^\circ]$	$v_x [m s^{-1}]$
247	-0,644
248	-0,368
249	-0,688
250	-0,888
251	-0,565

Skok je způsoben bubnovou vačkou, protože se vyskytuje již ve výpočtech kinematiky vahadla.

3) Zhodnocení průběhu zrychlení

a) na bubnové vačce:

Úhlové zrychlení na vahadle nemá plynulý průběh, což ukazuje na nevhodně navrženou vačku z dynamického hlediska. V celém průběhu jednoho cyklu se vyskytuje několik oblastí, které mají následující průběh:

$\varphi' [^\circ]$	$\varepsilon [s^{-2}]$
44	336
45	- 54,9
46	985
47	- 58
48	319,8

Tyto skoky mají vliv na rychlost opotřebení drážky bubnové vačky.

b) ve vedení:

Skoky ve zrychlení, které se objevují už na vahadle, se dále přenáší na táhlo a tudíž mají vliv prostřednictvím kladičky i na rychlost opotřebení drážky vedení. Průběh zrychlení je rozkmitaný co se týče směru i velikosti. V průběhu zrychlení se rovněž vyskytují skoky, které jsou způsobeny náhradou křivky vedení přímkou a kruhovými oblouky. Pracovní dráha savky má takový tvar, že jej nelze vytvořit jedinou křivkou. Přejít z jedné části vedení do druhé, tzn. změna křivosti křivky, způsobí místní skokovou změnu ve zrychlení, kterou je nutno brát s rezervou. Protože se jedná o pomaloběžný stroj, skoky ve zrychlení nejsou tak velké a náhrada plně vyhovuje. K výše uvedeným hodnotám ε přísluší zrychlení a_x ve vedení:

φ'	$a_x [ms^{-2}]$		
44	-1,07	47	8,8
45	13,6	48	-10,4
46	-36,4		

Je zřejmé, že skoky, vzniklé vlivem nesprávně navržené bubnové vačky, se přenáší i do drážky vedení.

4) Vyhodnocení dynamických poměrů v drážce vedení

Normální dynamická síla je vlastně funkcí zrychlení. Nepravidelný průběh zrychlení proto také ovlivní průběh této síly. Největší význam pro opotřebení drážky má častá změna smyslu působící normální dynamické síly, kterou nelze graficky postihnout.

7. Úpravy stávajících mechanismů

Podle vyhodnocených výsledků kinematické analýzy a dynamických poměrů je zřejmé, že jednotlivé části mechanismu nejsou navrženy ideálně. Návrhy na úpravu se týkají především bubnové vačky, která nejvíce ovlivňuje chod celého mechanismu. Dále se zkoumá možnost náhrady křivky vedení jednodušším tvarem a posuzují se alternativy, jakými lze dosáhnout splnění podmínky předání archu.

7.1. Návrh na úpravu bubnové vačky HK-1-1644039

K odstranění skoků ve zrychlení je nutno provést úpravu stávající vačky. Zjištění diferencí mezi jednotlivými souřadnicemi ukázalo, že difference mají kmitavý průběh velikosti, což se projeví až na zrychlení. Návrh nových souřadnic vychází z kinematické analýzy táhla, protože je nutno při úpravě zachovat souřadnice těch bodů, které zabezpečují správnou funkci stroje. Jedná se o body, kdy savka dosedá na stoh papíru ($\varphi' = 10^\circ$) a dobu klidu ($\varphi' = 60^\circ$ až 70°), kdy se savka již zvedla a arch se odděluje od stohu vzduchovým polštářem. Posledním bodem je bod

předání archu ze savek na dopravník . Pro úpravu souřadnic vačky se tudíž křivka vačky rozdělí na několik částí, které jsou vždy zakončeny tímto důležitým bodem. Vlastní návrh nových souřadnic se provádí takovou úpravou jednotlivých diferencí, aby např. při rostoucím průběhu diferencí rostly difference plynule. Součet diferencí v jednotlivých oblastech však musí zůstat konstantní. Porovnáme-li upravené a původní souřadnice vačky, činí odchylka až 0,037 mm a v jednom bodě dokonce 0,1 mm. Souřadnice upravené vačky jsou součástí výkresu č.3-~~HP98~~03-35 v příloze. Výsledky kinematické analýzy pro upravenou bubnovou vačku jsou obsahem přílohy č.2b,3b. Rychlost a zrychlení bodu S savky je graficky znázorněno v příloze 7b a průběh síly F_N v drážce vedení v příloze 8b.

7.2. Návrh na úpravu vedení

Požadovaný pracovní pohyb savky pro stávající mechanismus nedovoluje zásadní změnu tvaru drážky vedení. Dle obr.15 je tvar nahrazen dvěma přímkami a kruhovým obloukem a je zkoumán vliv této změny na rychlost a zrychlení savky. Pokud by se rychlost savky v okamžiku předání snížila, byla by tato úprava jednou z možností, jak dosáhnout podmínky předání.

Pro návrh nové drážky vedení se musí zachovat velikost zdvihu Z a dopravní vzdálenost savky. Dle obr.15 jsou pro náhradu zachovány body $H(21;18,66)$, $I(26;23,91)$, $K(34;27,33)$ a $L(73;27,23)$. Část vedení 4 nebyla změněna a je totožná s první částí vedení z obr.7. Část vedení 6 leží na přímce p_6 , která která prochází body K a L a její rovnice má tvar

$$p_6 = y' = k_6 \cdot (x' - x_L) + y_L, \text{ kde } k_6 = \frac{y_L - y_K}{x_L - x_K}. \quad (90)$$

Přímka p_7 je kolmá na přímkou p_6 a prochází bodem K

$$p_7 = y' = k_7 \cdot (x' - x_K) + y_K, \text{ kde } k_7 = \operatorname{tg}(\operatorname{arctg} k_6 + \frac{\pi}{2}). \quad (91)$$

Střed $S_3 = (x_{S3}, y_{S3})$ kružnice $\bar{k}_3$ se určí ze soustavy rovnic (90) a (91). Pomocí bodů I a S_3 lze určit poloměr r_3 kružnice $\bar{k}_3$

$$r_3 = \sqrt{(y_I - y_{S3})^2 + (x_I - x_{S3})^2}. \quad (92)$$

Vzhledem k velkému vlivu úpravy bubnové vačky na průběh zrychlení savky, nemá smysl provádět změnu tvaru vedení pro původní bubnovou vačku. Výpis programu a vlastní výpočet obsahuje příloha č. 5 a č.6. Průběh rychlosti a zrychlení je graficky zpracován v příloze č.9, průběh síly v příloze č.10.

7.3. Úprava programu kinematické analýzy a programu dynamických poměrů

Změna souřadnic bubnové vačky nevyžaduje žádnou změnu ve stávajících výpočtových programech, ale zásah do tvaru drážky vedení si vynutil určité změny těchto programů. Tvar drážky se skládá z přímky, následuje kružnice a po ní opět přímka. V programu kinematické analýzy táhla musí být provedena změna v hlavním programu, kde je třetí vyvolání podprogramu KINDV nahrazeno vyvoláním podprogramu KINKL. Tato změna přináší další kontrolu parametru S.

Obdobnou změnu je nutno provést i v programu pro určení dynamických poměrů v drážce vedení. Uvedené změny jsou patrné z výpisů programů pro upravené vedení v příloze č.5, což je kinematická analýza pro upravenou vačku i vedení, a v příloze č.6, což je program pro výpočet dynamických poměrů v upravené drážce vedení při upravené bubnové vačce.

7.4. Vyhodnocení vlivu úprav na kinematické a dynamické poměry

Dosažené výsledky lze shrnout do následujících bodů:

1) Zhodnocení vlivu úpravy bubnové vačky

Rychlost a zrychlení pro upravenou vačku jsou graficky znázorněny v příloze 7b. Rychlost v okamžiku předání se úpravou vačky nemění. Na první pohled je zřejmé, že průběh zrychlení není kmitavý, ale plynulý. Dojde i ke zlepšení dynamických poměrů v drážce vedení, což ukazuje graf průběhu dynamické síly v příloze 8b a výsledek je názornější, pokud porovnáme průběh dynamické síly pro původní vačku a upravenou přímo ve výpočtech. Pro posouzení vlivu úpravy provedeme srovnání zrychlení v intervalu 43° až 48° s původní vačkou:

$\psi' [^\circ]$	$a_x [m/s^2]$
43	3,292
44	-0,0275
45	-2,94
46	-5,54
47	-7,6
48	-9,4

2) Zhodnocení vlivu úpravy tvaru drážky vedení

Změna tvaru vedení ovlivní tvar dráhy savky, především transportní část. Tato změna nemá negativní vliv na funkci nakládací hlavy, protože délka dráhy savky zůstala zachována. Dalším projevem úpravy vedení je změna průběhu rychlosti na savce, což se negativně projeví v bodě předání, kde vzroste rychlost na $v_S = 0,515$ m/s, ale mnohem rychleji klesá. Průběh zrychlení se příliš nezmění, pokud jej porovnáme s průběhem zrychlení pro upravenou vačku a původní vedení.

3) Zhodnocení úpravy změnou mechanismu dopravníku

Jednou z možných úprav, kterou lze dosáhnout splnění

splnění podmínky pro předání archu $v_S = v_D$, je změna vzdálenosti L_1 středů ozubených kol mechanismu dopravníku. Tuto úpravu je možné zlepšit posunutím minima rychlosti z původních 180° na 210° . Změnou L_1 a posunutím minima se jednak zvětší časová rezerva pro rovnání a jednak se zvětší rychlost dopravníku v okamžiku předání. Rychlost savky v okamžiku předání činí $v_S = 0,475 \text{ m/s}$ a dle přílohy č.12 jsou možné rychlosti dopravníku pro předání následující:

$$v_{DI} = 0,295 \text{ m/s} ,$$

$$v_{DII} = 0,295 \text{ m/s} ,$$

$$v_{DIII} = 0,381 \text{ m/s} ,$$

$$v_{DIV} = 0,3975 \text{ m/s} .$$

Touto úpravou je možné se částečně přiblížit k podmínce předání a má význam pro výkon stroje do 12 000 /hod. Pro větší výkony se již nedodrží minimální časy pro rovnání.

4) Zhodnocení úpravy polohy nakládací hlavy

Změnou polohy nakládací hlavy je možné posunout okamžik předání do menších rychlostí savky. Protože za místem předání rychlost prudce klesá, činilo by posunutí pouze několik stupňů (několik mm). Zároveň by bylo nutno provést natočení mechanismu dopravníku takovým způsobem, aby novému místu předání příslušela původní rychlost dopravníku pro předání.

Posunutí by činilo:

a) pro původní vačku a pův. mechanismus dopravníku (v_{DI})

$$\Delta x = 6 \text{ mm } (13^\circ \text{ pootočení stroje})$$

b) pro původní vačku a upravený dopravník (v_{DIV})

$$\Delta x = 3,66 \text{ mm } (7^\circ)$$

c) pro upravenou vačku a původní dopravník

$$\Delta x = 5,56 \text{ mm } (12^\circ)$$

d) pro upravenou vačku a upravený dopravník

$$\Delta x = 3,56 \text{ mm } (7^\circ).$$

8. Závěr

V současné době se výrobci tiskových strojů snaží o zvýšení výkonu maloformátových strojů. Naše stroje AD 414 a AD 514 mají sice světovou úroveň, ale musí držet krok s dalším vývojem tiskových strojů.

V předložené diplomové práci byla provedena kinematická analýza mechanismů nakládací hlavy a pohonu dopravníku nakládače tiskových strojů AD 414 a AD 514 a sledovány dynamické poměry ve vedení savky. Oba mechanismy byly sledovány a zhodnoceny z hlediska funkční návaznosti. Byly sestaveny matematické modely a výpočtové programy, které lze dále využít např. pro orientační výpočet kinematických poměrů nakládání pro případné změny v obou mechanismech. Správnost programů byla ověřena konkrétním výpočtem.

Výpočet nám ukázal, jakou dráhu vlastně savka vykonává během jednoho cyklu. Z hlediska funkční návaznosti bylo zjištěno, že rychlost savky v okamžiku předání je větší než rychlost dopravníku a tudíž není splněna základní podmínka pro předání. Průběh vypočítaného zrychlení dokázal, že bubnová vačka byla nesprávně navržena a byl podkladem pro návrh úpravy vačky. Provedenou úpravou se dosáhlo nejen předpokládaného zlepšení kinematiky savky, ale i dynamiky ve vedení savky, což vede ke zmenšení opotřebení a prodloužení životnosti drážky bubnové vačky a drážky vedení.

K dosažení stejných rychlostí v okamžiku předání byly navrženy úpravy mechanismu dopravníku (změna osové vzdálenosti

ozubených kol a posunutí minima rychlosti), úprava polohy nakládací hlavy (spolu s nafázováním mechanismu pohonu dopravníku) a úprava tvaru vedení. Z výsledků úprav vyplynulo, že je možné se přiblížit k podmínce předání nebo ji dokonce dodržet.

Dosažení podmínky předání by bylo možné zajistit případným návrhem nového tvaru drážky bubnové vačky nebo nového mechanismu, jehož návrh by vycházel z výsledků provedené kinematické analýzy.

Použitá literatura

- /1/ Prášil, L. : Kinematická analýza pohonu dopravníku
nakladače ofsetových strojů AD 714 a
AD 724 - KST 75-09
- /2/ Volf, J. : Rozbor funkce rovnání nakladače
KST 76-13
- /3/ Koževnikov, S.N. : Teorie mechanismů strojů
- /4/ Olehla, M. : Použití Fortranu v praxi
- /5/ Volf, J. : Typografie
- /6/ Rektorys, K. : Přehled užité matematiky
- /7/ Bronštejn, I.N. : Příručka matematiky pro inženýry
a pro studující na vysokých školách tech-
nických