

Vysoká škola: strojní a textilní
v Liberci
Fakulta: textilní

Katedra: tkalcovství a pletářství
Školní rok: 1963/64

DIPLOMNÍ ÚKOL

pro s. Jiřího M a z á ě k a
obor textilní technologie, stroje a zařízení

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

Název thematu: Kinematické a dynamické řešení součásti listovky RBH
včetně listového zvedacího zařízení.

Pokyny pro vypracování:

Výchozím bodem pro toto řešení je drážková vačka s klidovou výdrží 120° a s přechodnicí ve tvaru kosinusovky. Vačka má různé klidové polohy 150° , 180° a 200° , úlohu řešit pro všechny zadané klidové výdrže.

Na hlavním vahadle a noži stanovit rychlosti, zrychlení a síly, zejména na lisovanou platinu. Dále stanovit Hertzovy tlaky na povrch drážky hlavní vačky způsobené vnějším kroužkem kuličkového ložiska, které snímá pohyb s vačky. Úlohu řešit pro různý počet prohozů (200, 240, 280 prohozů/min).

Uvažovat maximální napětí osovky 350 až 450 kg. Kromě toho je nutno orientačně stanovit maximální sílu ~~xxx~~ na platině pro sinusovou vačku.

Rozsah grafických laboratorních prací: Grafické řešení

Rozsah průvodní zprávy: asi 60 stran (včetně výpočtů)

Seznam odborné literatury: Výkony listovky RBH

Autorské právo se řídí směrníky MŠK pro státní
závěrečné zkoušky č. j. 31 727/62-III/2 ze dne
13. července 1962. Všechny MŠK VIII, sešit 24 ze dne
31. 8. 1962 § 19 autorského zákona č. 115/53 Sb.

POSODA SYOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
31. 8. 1962 JAROSLAV

Vedoucí diplomní práce: Prof. Ing. František P o m p e

Konsultanti: Ing. Hadinec, závod 03 - Závody tkalcovských stvů, n.p.,
Lomnice n/Por.

Datum zahájení diplomní práce: 1.6.1964

Datum odevzdání diplomní práce: 12.VII.1964

L. S.

Vedoucí katedry

Děkan

v Liberci, dne 1. června 1964.

VŠST LIBEREC

Kinematické a dynamické
řešení mechanismu.

DP-STR.

11. ČERVENCE 1964

Jiří Mazáček

D I P L O M O V Á

P R Á C E .

Úvod.

Je objektivní skutečností, že vývoj naší socialistické společnosti ve společnost vyšších kvalit je nejenom co nejtěsněji spjat, ale přímo podmíněn intenzivním, vysoce plánovitě vedeným rozvojem všech složek národního hospodářství.

V závěrech XII. sjezdu KSČ bylo znovu potvrzeno, že i nadále zůstává hlavním článkem rozvoje národního hospodářství spolu se zemědělstvím průmysl - a v něm těžké strojírenství jako základna výroby výrobních prostředků. V závěrech sjezdu je též potvrzena úloha spotřebního průmyslu a to v tom smyslu, že spotřební průmysl má zásobit trh dostatečným množstvím vysoce kvalitního zboží širokého sortimentu.

V jakém vztahu je textilní strojírenství k těmto uvedeným faktům. V první řadě je třeba si všimnout, že úspěchy spotřebního průmyslu v oblasti textilní výroby jsou úměrné výsledkům textilního strojírenství. Že tedy záleží na tom, zdali spotřební textilní průmysl bude mít dostatečný a moderní strojevý park a bude potom moci produkovat požadovaný objem zboží vysoké kvality a širokého sortimentu.

Nelze si nepovšimnout také toho faktu, že

některé obory našeho textilního strojírenství se svými vědeckými a konstrukčními výsledky řadí na špičku světového vývoje. To má vedle jakéhosi morálního efektu též i značný dosah hospodářský. Dá se tedy tvrdit, že textilní strojírenství má své pádné slovo v rozvoji celého národního hospodářství.

Současný textilní vývoj, shodně s vývojem ostatních průmyslových strojírenských odvětví, se ubírá směrem zkvalitnění a maximální intenzifikace stávajících výrobních procesů. Přičemž ale není opomíjen ani výzkum možností revolučních změn takových výrobních procesů, kde již další zproduktivnění není reálné. Tato cesta je ale dosti trnitá, obzvlášť v tak tradičním odvětví jako je právě textilní průmysl.

Tato diplomová práce je orientována na zjištění, zda je možno použít navržený mechanismus bočního prošlupního mechanismu RBH pro stavy konstruované na vyšší prohozní rychlosti.

Zadanou úlohou je teoretický výpočet kinematických a dynamických poměrů mechanismu listového stroje RBH. Tento stroj je vyráběn v Závodech tkalcovských stavů, závod 03 Lomnice nad Popelkou. Výrobce produkuje tento stroj v zásadě ve dvou modifikacích pro 16 a 22 listů a tyto potom upravuje pro různé stavy a různé paprskové šíře. Snad největšího rozšíření došla tato listovka u stavu K58 v modifikaci o 16 listech.

RBH je rychloběžný listový stroj s nuceným zdvihem i stahem listů. Pohon mechanismu zdvihu a stahu listů je odvozen od drážkové kruhové vačky s kosinusevými přechodnicemi. Celý mechanismus lze v podstatě rozdělit na dvě části a to : na hnací část, tvořenou vačkou a vahadlem, které je součástí zdvojeného paralelogramu, na němž jsou uchyceny nože a hřebeny sloužící k ovládání druhé části mechanismu, která prostřednictvím lisované platiny a pákového převodu přenáší na jednotlivé listy impulsy nože respektive hřebene hnacího paralelogramu. Většina součástí listového stroje je vyrobena ze šedé litiny, pouze táhla a lisovaná platina jsou ocelové.
/U stroje s 22 listy je též nůž z oceli./

Stručný rozvrh a postup řešení.

Předně je třeba si zvolit vhodný pracovní režim listového stroje a pro něj potom provést celý výpočet. V zadání je uvedeno max. napětí osnovy 450 kg, to přibližně odpovídá napětí osnovy pro tkaní hustého plátna.

Zvolme si tedy tento pracovní režim: napětí osnovy 450 kg, počet nití 6 000, návllek do 4 listů a tkaní budeme provádět na stavu K58. Völme si velikost prošlupu o něco větší nežli je běžně používáno a sice h 120 mm / tím vlastně zvýšíme velikost namáhání stroje /, vzdálenost svůrky od bodu přírazu volme $H = 1\ 050\text{ mm}$.

Na jeden list tedy připadne $\frac{1}{4}$ celkového počtu nití a stejný díl celkového napětí. Graficky byla zjištěna síla působící ve svislém směru na list od stažené respektive zdvižené osnovy. Označme ji $P_{19} = 34\text{ kg}$.

Dalším krokem výpočtu bude zjištění kinematických veličin vačky a celého hnacího paralelogramu, odkud přejdeme přes lisovanou platinu na všechny členy mechanismu.

Nyní přejdeme na dynamické řešení a speciálně si položíme otázku, jaké maximální hodnoty nabyde síla / vznikající při chodu stroje / mezi nožem a ozubem lisované platiny. Východiskem nám bude vztah vyjadřující elementární změnu pohybové energie E sou-

stavy.

$$\sum M_i d\psi_i + \sum T_j ds_j = \sum dE$$

Přitom předpokládáme, že vnější účinky působí ve smyslu kladných přírůstků veličin ψ_i ; s_j ; působí-li ve skutečnosti opačně, je třeba dosadit je záporně.

Dělíme-li vztah dt, máme

$$\sum M_i \omega_i + \sum T_j v_j = \frac{dE}{dt}$$

kde ω_i , v_j jsou rychlosti členů soustavy.

Abychom mohli této rovnice použít v konkrétním případě, je třeba zvolit některý člen za základní a vhodně vyjádřit pohybovou energii. To je tak zvaná redukce na zvolený člen.

Redukce na posouvající se člen. Označme zvolený posouvající se člen p a nepočítejme jej mezi ostatní členy. Členu p přísluší veličiny: v_p, a_p, m_p, T_p

Ostatní posouvající se členy budou mít :

v_j, m_j, T_j a rotující členy : ω_i, J_i, M_i

Potřebné převody nechť jsou:

$$\mu_{pj} = \frac{v_j}{v_p}, \quad \mu_{pi} = r_{pi} \frac{1}{v_p}, \quad \text{kde } r_{pi} \text{ je}$$

vhodně zvolený poloměr.

Vyjádříme-li pohybovou energii soustavy, zavedeme-li s použitím převodů do všech členů tohoto vztahu rychlost v_p a zavedeme-li

redukovanou hmotu na zvolený základní člen

$$m_{red} = m_p + \sum m_j \mu_{pj}^2 + \sum J_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_p} \right)^2$$

Po dosazení redukované hmoty a převodů
do vztahu I. dostaneme po deribování

$$m_{red} a_p = T_p + \sum T_j \mu_{pj} + \sum M_i \frac{\omega_i}{\omega_p}$$

Pohybová rovnice v obecném tvaru tedy je :

$$\underline{T_{red} = m_{red} a_p}$$

Z pohybové rovnice vypočteme sílu P_9 mezi
nožem a ozubem lisované platiny. Dále
vyřešíme silové poměry na hnacím paralelo-
gramu a speciálně hnací moment, který musí
udělit vačka dolnímu vahadlu. / Člen č. 3 /
Z velikosti tohoto hnacího momentu vypočte-
me dále velikost normální síly mezi kladič-
kou a boční stěnou drážky hnací vačky. A
z této síly vypočteme maximální Hertzův
tlak.

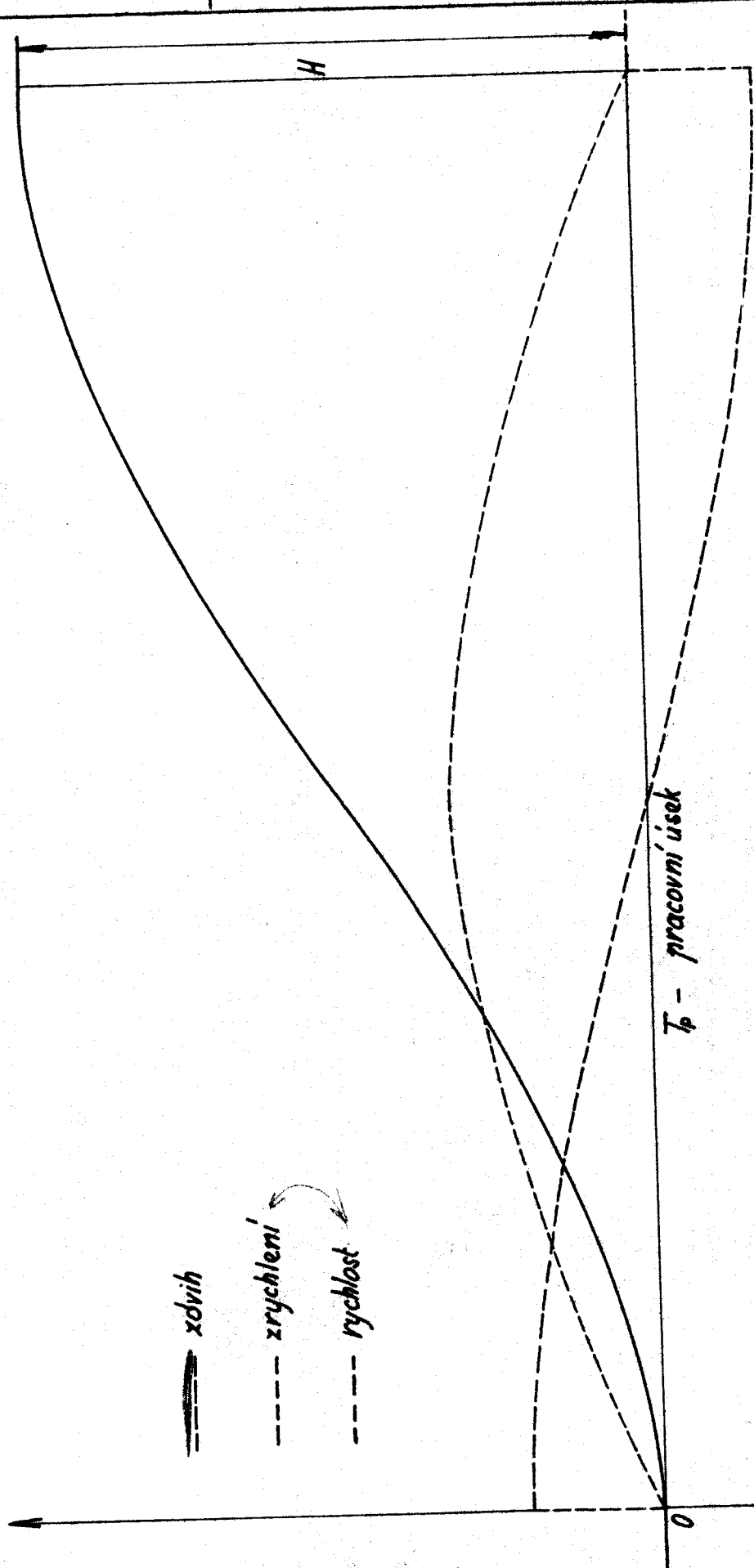
Zjištění kinematických veličin kosinu-
sové vačky a vahadla.

Kinematické poměry ploché kosinusové vačky jsou znázorněny na následující stránce. K dynamickému řešení potřebuji především znát charakter průběhu zrychlení. A to z toho důvodu, že dynamické odpory mechanismu jsou přímo úměrné velikosti zrychlení. Maximum zrychlení tedy odpovídá maximu namáhání všech členů mechanismu.

Z obrázku plyne, že nejvyšší hodnota zrychlení je u kosinusové vačky na začátku a na konci přechodnice, a že kladička vačky nabude této extrémní hodnoty okamžitě v nulovém čase. U této vačky je průběh rychlosti sinusový a průběh zrychlení kosinusový.

Na obrázku je zakreslena vačka plochá - hnacím členem mechanismu je však vačka kruhová drážková, ze které je pohyb odebírán vahadlem s kladičkou.

U drážkové vačky s kývavým vahadlem bude na vahadlo přenášena pouze složka kolmého zrychlení. To je jediný rozdíl od ploché vačky. Protože i tato složka musí mít stejný charakter průběhu / t.j. kosinusový / , platí tedy pro ni stejné závěry jako pro kolmé zrychlení vačky ploché - maximum na začátku a na konci přechodnice.



Kinematické veličiny kladičky a vahadla vyřeším pomocí náhradního mechanismu, který sestrojím pro zvolenou polohu. Na tomto náhradním mechanismu, který je kinematicky totožný s uvažovanou okamžitou vzájemnou polohou vačky a kladičky s vahadlem, vyřeším rychlosti a Coriolisovou konstrukcí zjistím zrychlení kladičky a vahadla. Potom přejdu na táhla a nože mechanismu.

Otázka, kdy bude největší namáhání mechanismu, vyplývá přímo z pohybové rovnice mechanismu listového stroje, při výpočtu síly na lisovanou platinu. Bude to okamžik, kdy má být zahájen zdvih listů ze spodní krajní polohy. Tato poloha je zakreslena na kinematickém schématu mechanismu na příloze č.1.

Pokud se týče maxima zrychlení přeneseného na mechanismus, je třeba si uvědomit, že mezi noži a ozubem lisované platiny je vůle / v bodě E kinematického schématu / , která se seřizuje na 0,8 mm. Mechanismus bude tedy urychlen v tom okamžiku, kdy se nůž posune o 0,8 mm a narazí na ozub platiny. V tom okamžiku bude již posunuta kladička na vačku o malý úhel od bodu přechodu kruhového oblouku v oblouk kosinusev. Tento úhel bude tak veliký, aby zdvih kladičky, který odpovídá tomuto úhlu, násobený převodem mezi kladičkou a nožem byl právě 0,8 mm.

Odhadem lze říci, že tento úhel bude malý - zřejmě největší bude u vačky se 120° přechodnicí přibližně kolem 7° , u ostatních vaček méně.

V tomto je tedy nutno si upřesnit předcházející úvahy o maximu namáhání celého mechanismu listového stroje.

K sestrojení náhradního mechanismu pro jednotlivé vačky je třeba přesně znát souřadnice bodu / označme jej $^{120}_M$; až $^{200}_M$ /, v němž dojde ke styku nože a ozubu platiny. Pro tento výpočet si na vačce zvolíme polární souřadnicový systém, kde pól se shoduje se středem vačky a průvodič, procházející bodem styku kruhového oblouku s obloukem přechodnice, má souřadnici. $\alpha_0 = 0^\circ$

Rovnice kosinové přechodnice

$$\bar{\rho} = R_0 - \frac{h}{2}(1 - \cos \alpha')$$

Úhel α' však platí pro nezkrácenou kosinovou, přechodnice je ale zkrácena v tomto poměru

$$\alpha_{skut} = \frac{K^0}{\pi} \cdot \alpha'$$

α_{skut} - úhel na skutečné přechodnici

K^0 - délka skutečné přechodnice ve stupních

$$\bar{\rho} = R_0 - 0,8 \cdot i = R_0 - \frac{h}{2}(1 - \cos \alpha')$$

$$\alpha' = \arccos\left(1 - \frac{2 \cdot 0,8 \cdot i}{h}\right) = \frac{K^0}{\pi} \cdot \frac{1}{\alpha_{skut}}$$

$$i - \text{převod mezi nožem a kladičkou} = \frac{155}{150} = 1,19$$

Hodnoty úhlů pro jednotlivé vačky.

Přechodnice	120°	150°	180°	200°
Úhel α [°]	-7°52'	-6°51'	-5°54'	-5°15'

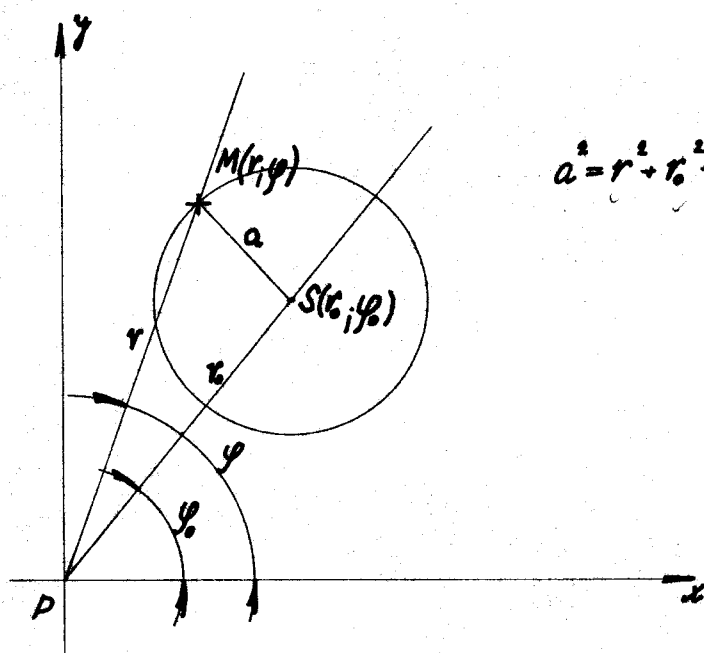
Konstrukce náhradního mechanismu.

Náhrada skutečného mechanismu se provádí většinou při řešení trojčlenných mechanismů, kdy selhává běžně používaná pólová konstrukce. Potom převedeme trojčlenný mechanismus na čtyřčlenný, na němž provedeme grafické řešení kinematických veličin. Při náhradě musíme vyhovět těmto podmínkám: musí být zachovány středy otáčení a středy křivosti nahrazovaného mechanismu. Tomu vyhovíme v našem případě tak, že mezi bod $^{120}_M$ /respektivě $^{150}_M$; $^{180}_M$ a $^{200}_M$ / a jeho odpovídající střed křivosti vložíme čtvrtý člen. Tím je náhradní mechanismus sestaven.

Ovšem je třeba znát středy křivosti bodů M na jednotlivých vačkách. Provedeme tedy v okolí bodu M náhradu kosinusového oblouku obloukem kruhovým, jehož střed analyticky vypočteme^a budeme jej považovat za střed křivosti bodu M.

Výpočet středů křivosti bodů $^{120}_M$ až $^{200}_M$

Rovnice kružnice v polárních souřadnicích.



$$a^2 = r^2 + r_s^2 - 2r r_s \cos(\varphi - \varphi_s)$$

Pro výpočet středů křivosti bodů $^{120}_M$ ÷ $^{200}_M$ si zvolíme souřadný polární systém tak, že průvodič jdoucí bodem styku kružnice a kosinusevky bude mít souřadnice $\varphi = 90^\circ$. V těchto souřadnicích mají tedy body M úhel průvodiče $\varphi_M = 90^\circ + \alpha_M$ / -viz tabulka na předcházející straně/. Dále zvolíme bod M vlevo a bod M vpravo od bodu $^{120}_M$ / resp. $^{150}_M$ ÷ $^{200}_M$ /, počtečný $0 + \frac{K}{7} \cdot 5^\circ$; respektivě $0 - \frac{K}{7} \cdot 5^\circ$; přičemž souřadnice r , r_s a r_i příslušných bodů vypočteme z podmínky, že body leží na odpovídající přechodnici, splňují tedy rovnici kosinové přechodnice

$$r_i = R_0 - \frac{h}{2} (1 - \cos \frac{K}{7} \varphi_i)$$

Obecný výpočet souřadnic středu křivosti.

$$M(r, \varphi) \quad M_1(r_1, \varphi_1) \quad M_2(r_2, \varphi_2)$$

$$a^2 = r^2 + r_0^2 - 2 r r_0 \cos(\varphi - \varphi_0)$$

$$a^2 = r_1^2 + r_0^2 - 2 r_1 r_0 \cos(\varphi_1 - \varphi_0)$$

$$a^2 = r_2^2 + r_0^2 - 2 r_2 r_0 \cos(\varphi_2 - \varphi_0)$$

$$0 = r^2 - r_1^2 - 2 r r_0 \cos(\varphi - \varphi_0) + 2 r_1 r_0 \cos(\varphi_1 - \varphi_0)$$

$$r_1^2 - r^2 = 2 r_0 [r_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_0) - r \cos(\varphi - \varphi_0)]$$

$$r_0 = \frac{r_1^2 - r^2}{2 [r_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_0) - r \cos(\varphi - \varphi_0)]}$$

$$0 = r_1^2 - r_2^2 - 2 r_1 r_0 \cos(\varphi_1 - \varphi_0) + 2 r_2 r_0 \cos(\varphi_2 - \varphi_0)$$

$$r_2^2 - r_1^2 = 2 r_0 [r_2 \cos(\varphi_2 - \varphi_0) - r_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_0)]$$

$$\begin{aligned} \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_1^2 - r^2} &= \frac{r_2 \cos \varphi_2 \cos \varphi_0 + r_2 \sin \varphi_2 \sin \varphi_0 - r_1 \cos \varphi_1 \cos \varphi_0 - r_1 \sin \varphi_1 \sin \varphi_0}{r_1 \cos \varphi_1 \cos \varphi_0 + r_1 \sin \varphi_1 \sin \varphi_0 - r \cos \varphi \cos \varphi_0 - r \sin \varphi \sin \varphi_0} \\ &= \frac{\lg \varphi_0 (r_2 \sin \varphi_2 - r_1 \sin \varphi_1) + r_2 \cos \varphi_2 - r_1 \cos \varphi_1}{\lg \varphi_0 (r_1 \sin \varphi_1 - r \sin \varphi) + r_1 \cos \varphi_1 - r \cos \varphi} \end{aligned}$$

$$\frac{r_2^2 - r_1^2}{r_1^2 - r^2} = K$$

$$\begin{aligned} \lg \varphi_0 [K (r_1 \sin \varphi_1 - r \sin \varphi) - (r_2 \sin \varphi_2 - r_1 \sin \varphi_1)] &= \\ = r_2 \cos \varphi_2 - r_1 \cos \varphi_1 - K r_1 \cos \varphi_1 + K r \cos \varphi \end{aligned}$$

$$\lg \varphi_0 = \frac{r_2 \cos \varphi_2 - r_1 \cos \varphi_1 (1+K) + K r \cos \varphi}{r_1 \sin \varphi_1 (1+K) - K r \sin \varphi - r_2 \sin \varphi_2}$$

$$\underline{\underline{a = r - r_0}}$$

Předcházející volbou souřadného systému a vzájemného rozložení bodů M, M_1, M_2 , jsme dosáhli toho, že při zjišťování souřadnic těchto bodů pro jednotlivé druhy vaček, budeme přepočítávat pouze souřadnice y, y_1, y_2 bodů příslušných vaček.

Numerický výpočet středů křivosti bodů
 $120_M \div 200_M$ příslušných přechodnic.

1. Přechodnice 120° / Délka $K^\circ = 120^\circ$ /

$$M(155,54, 82^\circ 08')$$

$$r^2 = 24\,192,7$$

$$M_1(156,18, 85^\circ 28')$$

$$r_1^2 = 24\,392,1$$

$$M_2(154,57, 78^\circ 48')$$

$$r_2^2 = 23\,891,9$$

$$K = -2,50852$$

$$K+1 = -1,50852$$

$$(K+1) \cdot r \cdot \cos y_1 = -12,621$$

$$(K+1) \cdot r \cdot \sin y_1 = -234,863$$

$$K \cdot r_1 \cdot \cos y_1 = -53,403$$

$$K \cdot r_1 \cdot \sin y_1 = -386,504$$

$$r_2 \cdot \cos y_2 = 30,022$$

$$r_2 \cdot \sin y_2 = 151,626$$

$$\lg y_2 = -\frac{4,760}{0,015} = -317,33$$

$$\underline{y_2 = -89^\circ 49' 10'' \doteq 90^\circ 11'}$$

$$\underline{y_2 = \frac{199,400}{3,284} = 60,8 \text{ mm}}$$

$$\underline{Q_2 = 155,54 - 60,8 = 94,74 \text{ mm}}$$

$$\underline{S_M(60,8, 90^\circ 11')}$$

2. Přechodnice 150° / Délka K° = 105° /

$${}^{100}M(155,54; 83^{\circ}09')$$

$$r^2 = 24\,192,7$$

$${}^{100}M_1(156,18; 86^{\circ}04')$$

$$r_1^2 = 24\,392,1$$

$${}^{100}M_2(154,57; 80^{\circ}14')$$

$$r_2^2 = 23\,891,9$$

$$K = -2,50852$$

$$K+1 = -1,50852$$

$$(K+1) \cdot r \cdot \cos \varphi = -16,161$$

$$(K+1) \cdot r \cdot \sin \varphi = -235,04$$

$$K \cdot r \cdot \cos \varphi = -46,536$$

$$K \cdot r \cdot \sin \varphi = -387,39$$

$$r_2 \cdot \cos \varphi_2 = 26,220$$

$$r_2 \cdot \sin \varphi_2 = 152,33$$

$$\tan \varphi = -\frac{4,15}{0,02} = -207$$

$$\varphi = -89^{\circ}43'40'' = 90^{\circ}17'$$

$$r_0 = \frac{199,4}{2,68} = 74,5 \text{ mm}$$

$$a = 155,54 - 74,5 = 81,04 \text{ mm}$$

$$S_M(74,5; 90^{\circ}17')$$

3. Přechodnice 180 / Délka K° = 90° /

$${}^{100}M(155,54; 84^{\circ}06')$$

$$r^2 = 24\,192,7$$

$$M_1(156,18; 86^{\circ}36')$$

$$r_1^2 = 24\,392,1$$

$$M_2(154,57; 81^{\circ}36')$$

$$r_2^2 = 23\,891,9$$

$$K = -2,50852$$

$$K+1 = -1,50852$$

$$(K+1)r_1 \cos \varphi_1 = -13,9726 \quad (K+1)r_1 \sin \varphi_1 = -235,187$$

$$K \cdot r \cos \varphi = -40,107$$

$$K \cdot r \sin \varphi = -388,108$$

$$r_2 \cos \varphi_2 = 22,5201$$

$$r_2 \sin \varphi_2 = 152,911$$

$$\operatorname{tg} \varphi_0 = -\frac{3,657}{0,018} = -203,16$$

$$\varphi_0 = -89^{\circ}44' \doteq 90^{\circ}16'$$

$$r_0 = \frac{199,4}{2,386} = 85 \text{ mm}$$

$$a = 155,54 - 85 = 70,54 \text{ mm}$$

$$\underline{S_H(85; 90^{\circ}16')}$$

4. Přechodnice 200 / Délka $K^{\circ} = 80^{\circ}$ /

$${}^{200}M(155,54; 84^{\circ}45')$$

$$r^2 = 24192,7$$

$$M_1(156,18; 86^{\circ}58')$$

$$r_1^2 = 24392,1$$

$$M_2(154,57; 82^{\circ}32')$$

$$r_2^2 = 23891,9$$

$$K = -2,50852$$

$$K+1 = -1,50852$$

$$(K+1)r_1 \cos \varphi_1 = -12,468$$

$$(K+1)r_1 \sin \varphi_1 = -235,28$$

$$K \cdot r \cos \varphi = -35,701$$

$$K \cdot r \sin \varphi = -388,54$$

$$r_2 \cos \varphi_2 = 20,554$$

$$r_2 \sin \varphi_2 = 153,26$$

$$\operatorname{tg} \varphi_0 = -\frac{2,679}{0} = \infty$$

$$\varphi_0 = 90^{\circ}$$

$$r_0 = \frac{199,4}{2,176} = 91,9 \text{ mm}$$

$$a = 155,54 - 91,9 = 63,64 \text{ mm}$$

$$S_M(91,9; 90^\circ)$$

Výpočet obvodových rychlostí jednotlivých
vaček na poloměru příslušných bodů M.

Poměr úhlových rychlostí hlavního hřídele stavu a hnacího hřídele dvouzdvižného listového stroje, jakým je řešená listovka, je 2 : 1

Prohozní rychlost	200	240	280
Obvodová rychlost	1,635	1,970	2,290

Obvodová rychlost je udána v m/sec a prohozní rychlost je včetně prohozů za min.

K nakreslení náhradních mechanismů použijme těchto zvolených měřítek:

měřítka délek $\alpha = \frac{\text{mm}}{\text{mm}}$

měřítka rychlostí $\beta = \frac{m}{40 \text{ mm} \cdot \text{sec}}$

měřítka zrychlení $\gamma = \frac{\beta^2}{\alpha} = \frac{m}{16 \text{ mm} \cdot \text{sec}^2}$

Obecné řešení náhradního mechanismu.

Je to čtyřčlenný kloubový mechanismus, nahrazující ve zvolené poloze mechanismus vačkový. Vznikl tak, že mezi střed kladičky / bod M / a střed křivosti tohoto bodu / S_M / byla vložena těhlice označena jako č.3.

Na mechanismu řešíme kinematické veličiny bodu M. Vycházíme ze základního rozpisu

$$31 = 32 + 21$$

Pro rychlosti v bodě M platí:

$$\vec{v}_M = \vec{v}_1 = \vec{v}_2 + \vec{v}_{21}$$

Rychlost $\vec{v}_1$ známe co do velikosti i směru

Rychlost $\vec{v}_2$ známe pouze směr $\rightarrow x$

Rychlost $\vec{v}_M = \vec{v}_1$ také pouze směr $\rightarrow y$

$$\vec{v}_M = \vec{v}_1 = \vec{v}_2 + \vec{v}_{21}$$

$\xrightarrow{y} \quad \quad \quad \xrightarrow{x}$

Protože směry x a y se liší pouze o několik minut, což nelze při grafické metodě zachytit, vychází rychlost $\vec{v}_M = \vec{v}_1$ nulová.

V dalším považujeme tuto sílu za nulovou, protože její hodnota je skutečně nepatrná a její pomnutí tedy nemůže ovlivnit přesnost výsledku.

Pro zrychlení v bodě M platí:

$$\vec{a}_M = \vec{a}_1 = \vec{a}_2 + \vec{a}_{21} + \vec{a}_c$$

a_c je tak zvané Coriolisovo zrychlení. Vznik tohoto zrychlení je podmíněn charakterem

druhotného unášivého pohybu 32 - je-li tento pohybem rotačním, potom je vždy tento unášivý pohyb doprovázen Coriolisovým zrychlením. Jeho velikost a směr jsou určeny vektorovým součinem $2\vec{v}_{32} \times \vec{\omega}_{21}$. Je tedy pootečeno o 90° v kladném smyslu od druhotné rychlosti $\vec{v}_{32}$.

Zrychlení a_{31} / a_{41} / má pouze tečnou složku a_{3t} , jejíž směr je $\rightarrow y$

Zrychlení a_{32} má normální složku o známé velikosti i směru a tečnou složku ve směru $\rightarrow x$

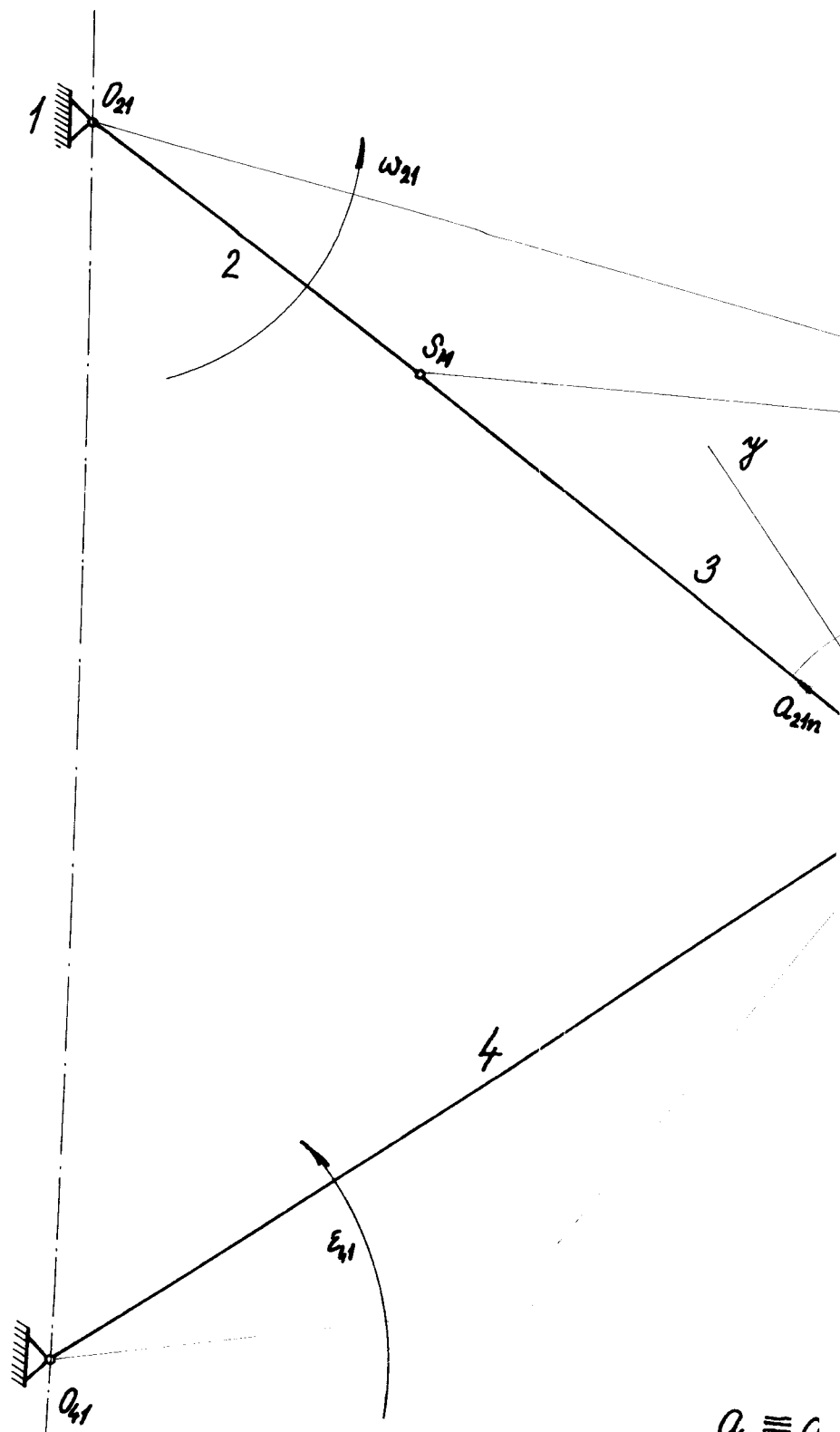
Zrychlení a_{21} má pouze normální složku, známou co do velikosti a směru. Tečná složka je nulová, protože pohyb 21 je kruhový rovnoměrný.

Coriolisevo zrychlení a_c je známo co do velikosti i směru.

$$\begin{array}{c} \vec{a}_{31} \equiv \vec{a}_{41} = \vec{a}_{32} + \vec{a}_{21} + \vec{a}_c \\ \swarrow \quad \searrow \quad \swarrow \quad \searrow \quad \downarrow \\ a_{3t} \quad a_{3n}=0 \quad a_{32n} \quad a_{32t} \quad a_{21n} \quad a_{21t}=0 \quad \perp \vec{v}_{32} \\ \rightarrow y \quad \rightarrow x \end{array}$$

Grafické řešení náhradních mechanismů pro jednotlivé druhy vaček a zadané prohození rychlosti je provedeno na následujících stránkách.

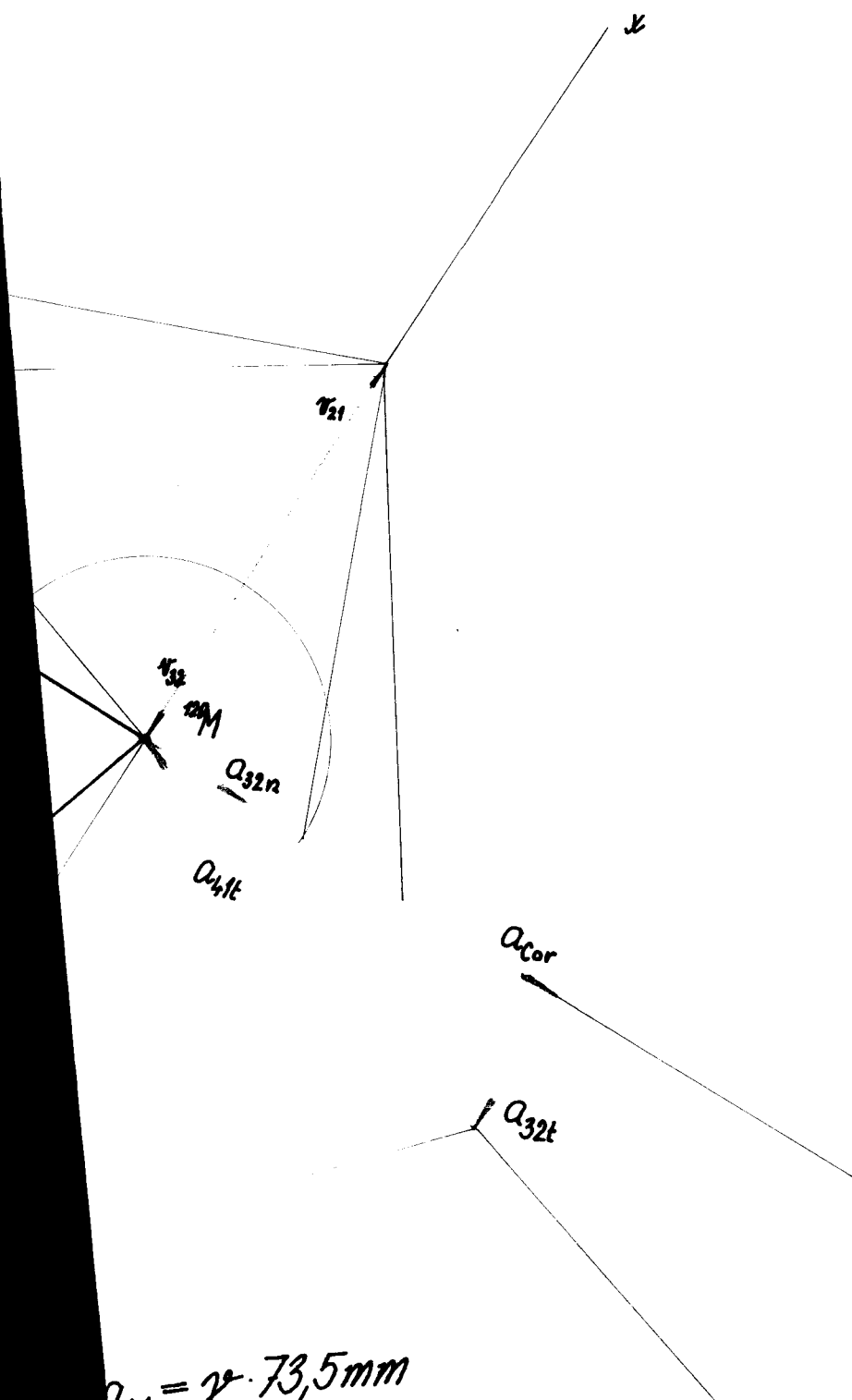
Poznámka: Člen č.4 náhradního mechanismu, ne němž je bod M, představující kladičku, se kryje se členem č.3 kinematického schématu listového stroje.



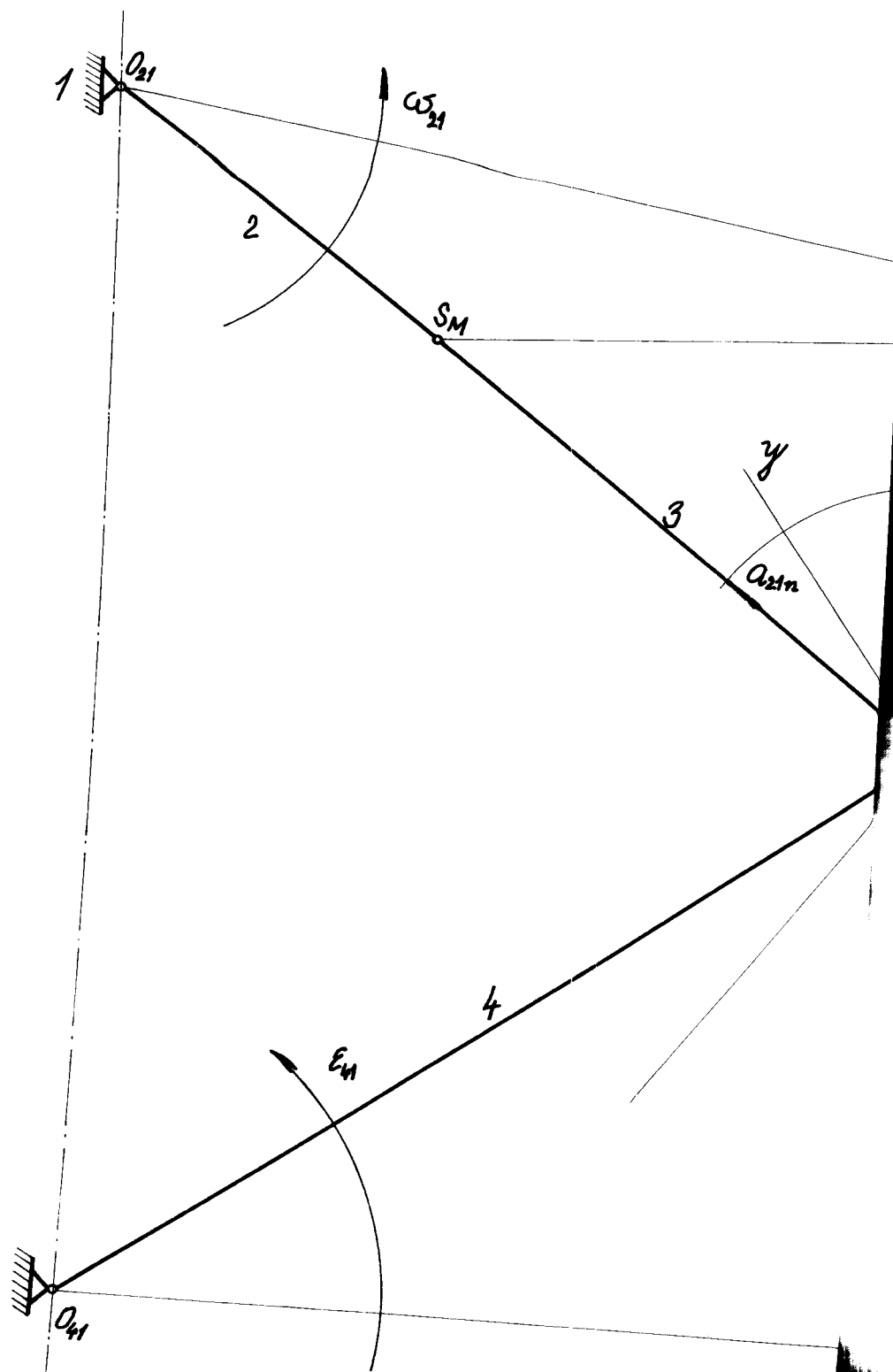
$$\underline{\underline{a_{31} \equiv a}}$$

Přechodnice 120°

200proh./min



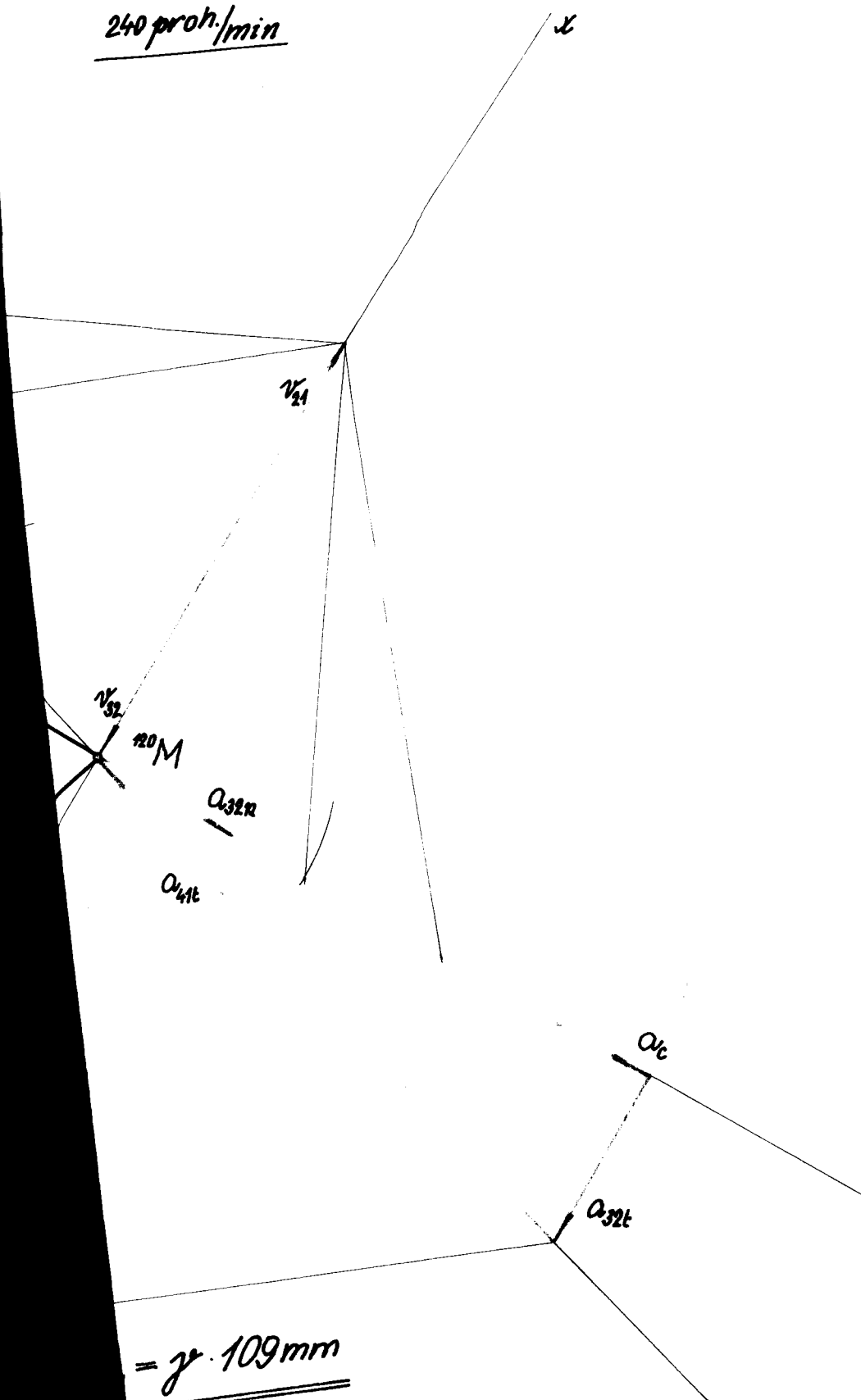
$$Q_{41} = \gamma \cdot 73,5 \text{ mm}$$



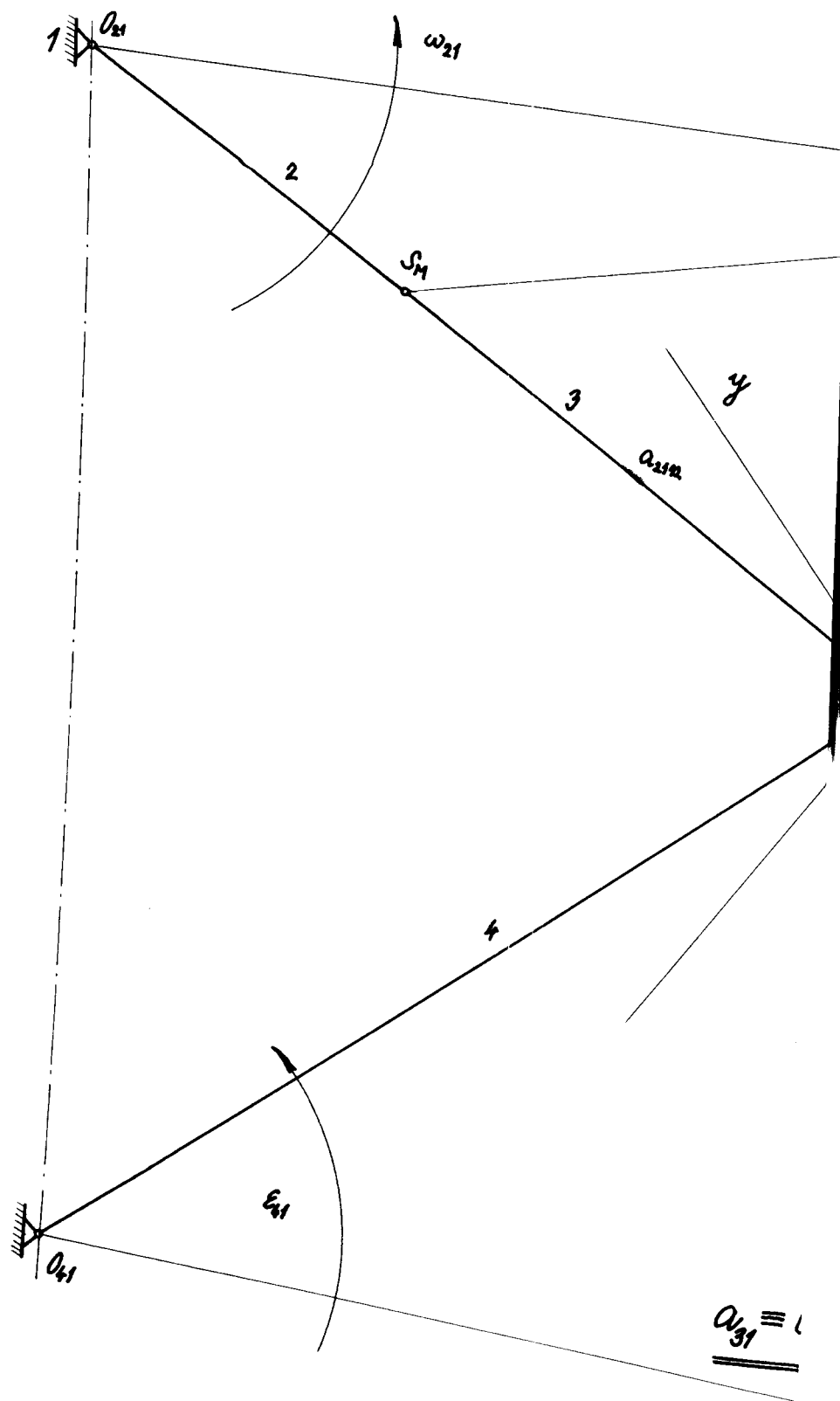
$$\underline{\underline{\alpha_{31} \equiv \alpha_{41}}}$$

Přechodnice 120°

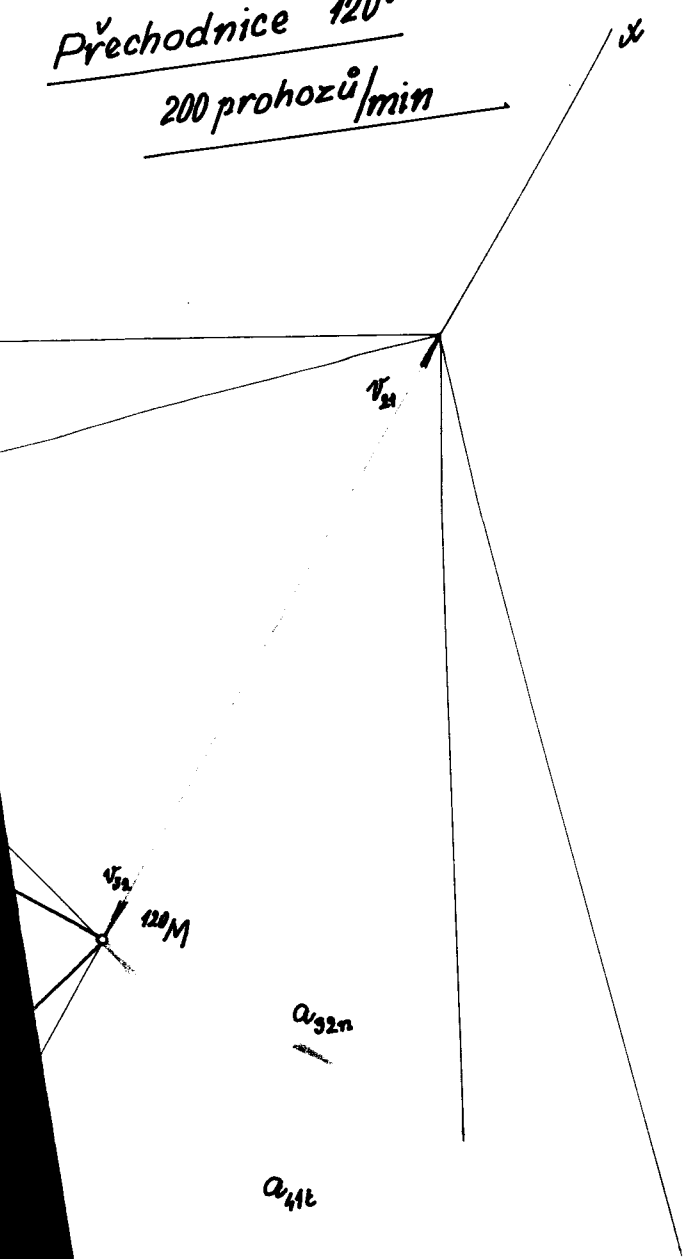
240 proh./min



$= \gamma \cdot 109 \text{ mm}$

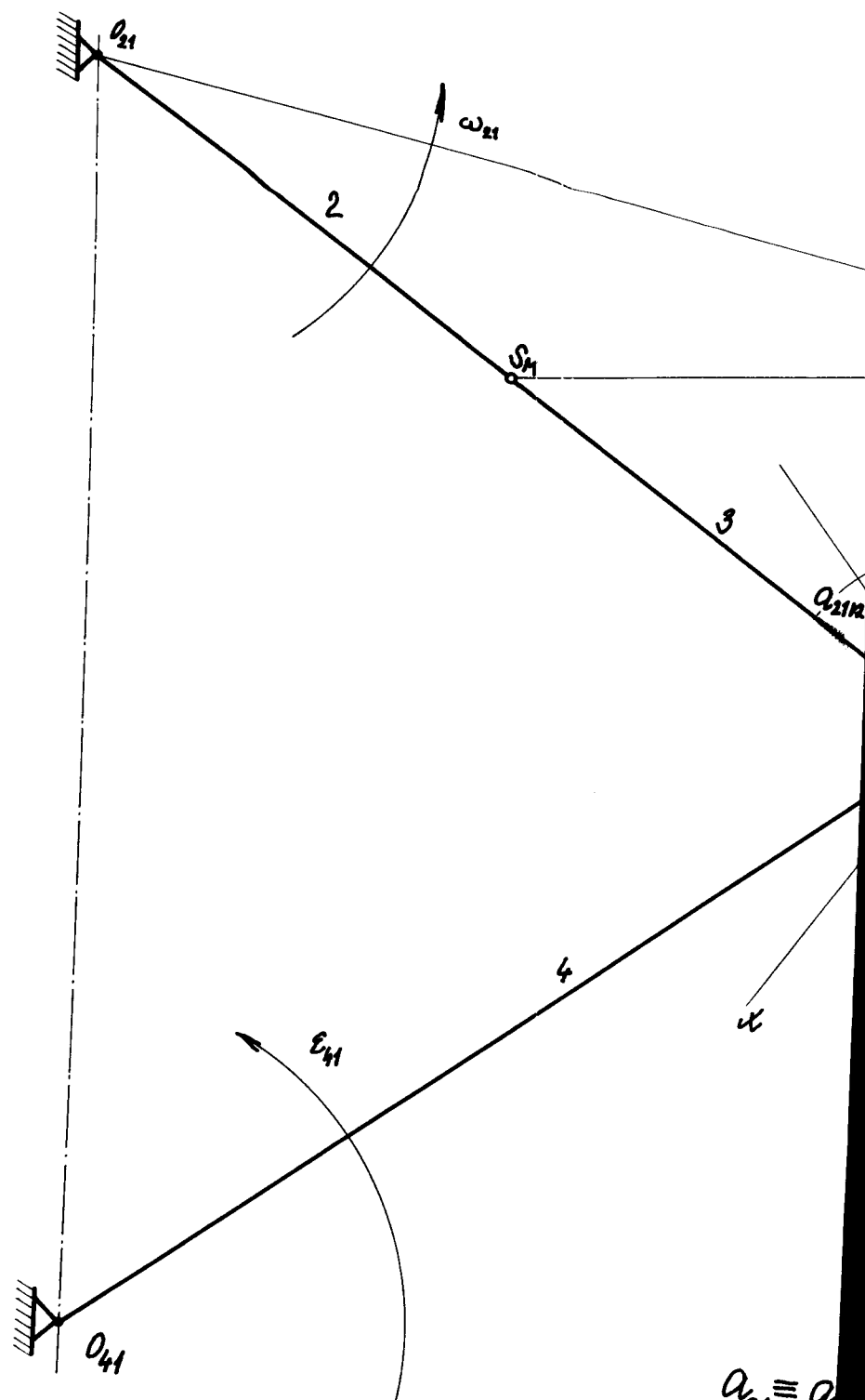


Přechodnice 120°
200 prohozů/min



a_{1c}

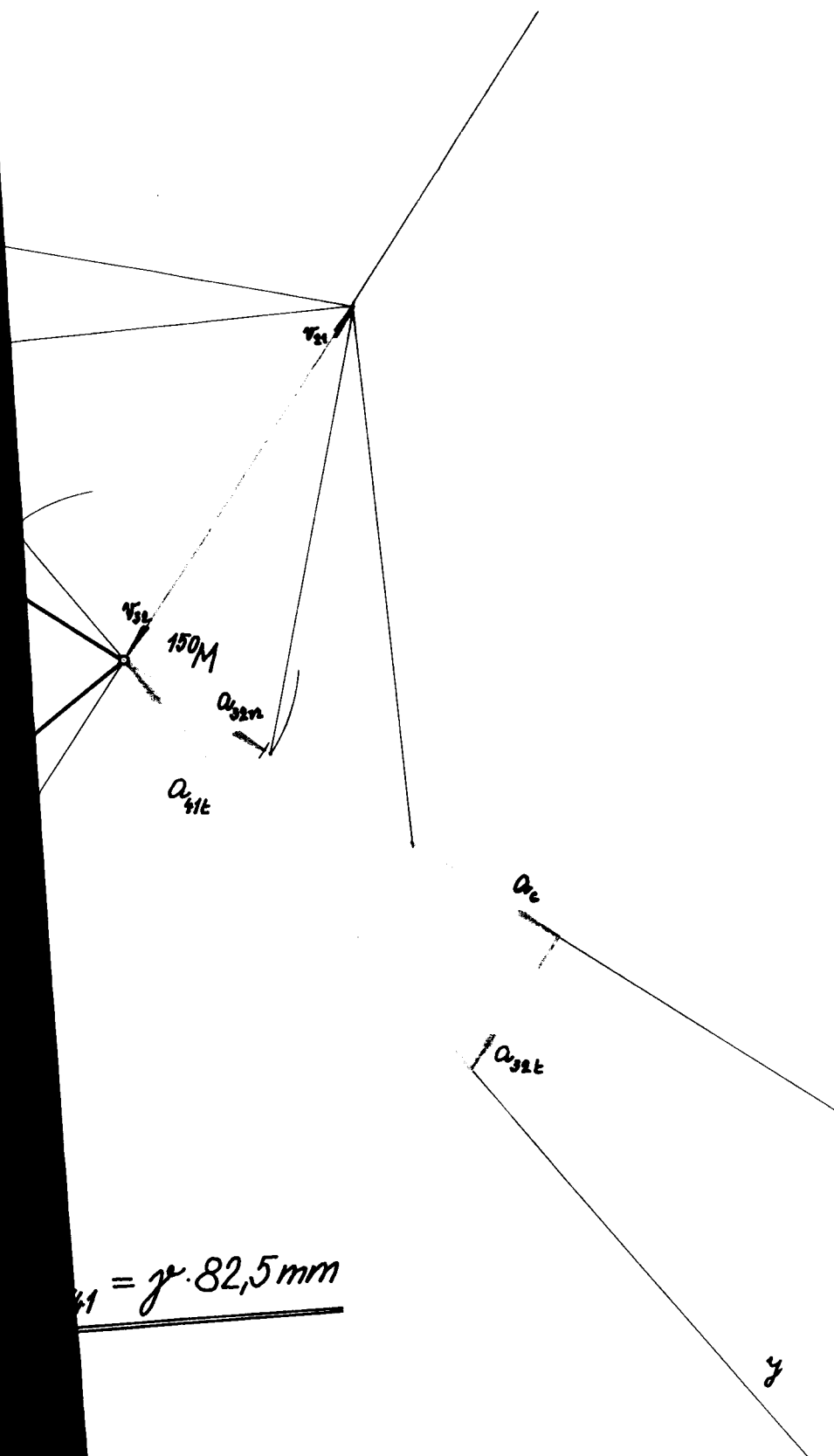
$$a_{41} = \gamma \cdot 148 \text{ mm}$$



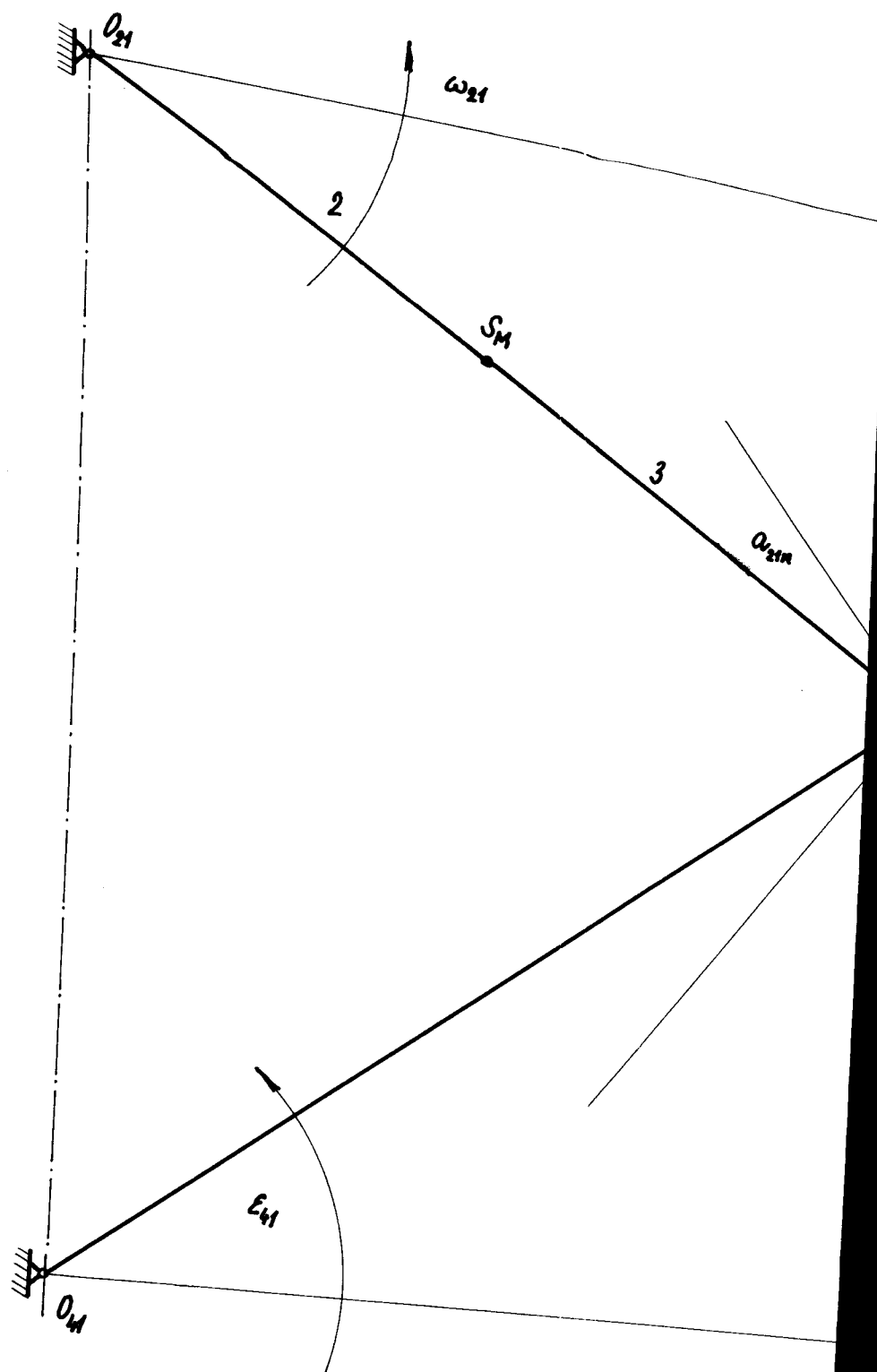
$$\underline{Q_{31} \equiv Q_4}$$

Přechodnice 150°

200 prok./min



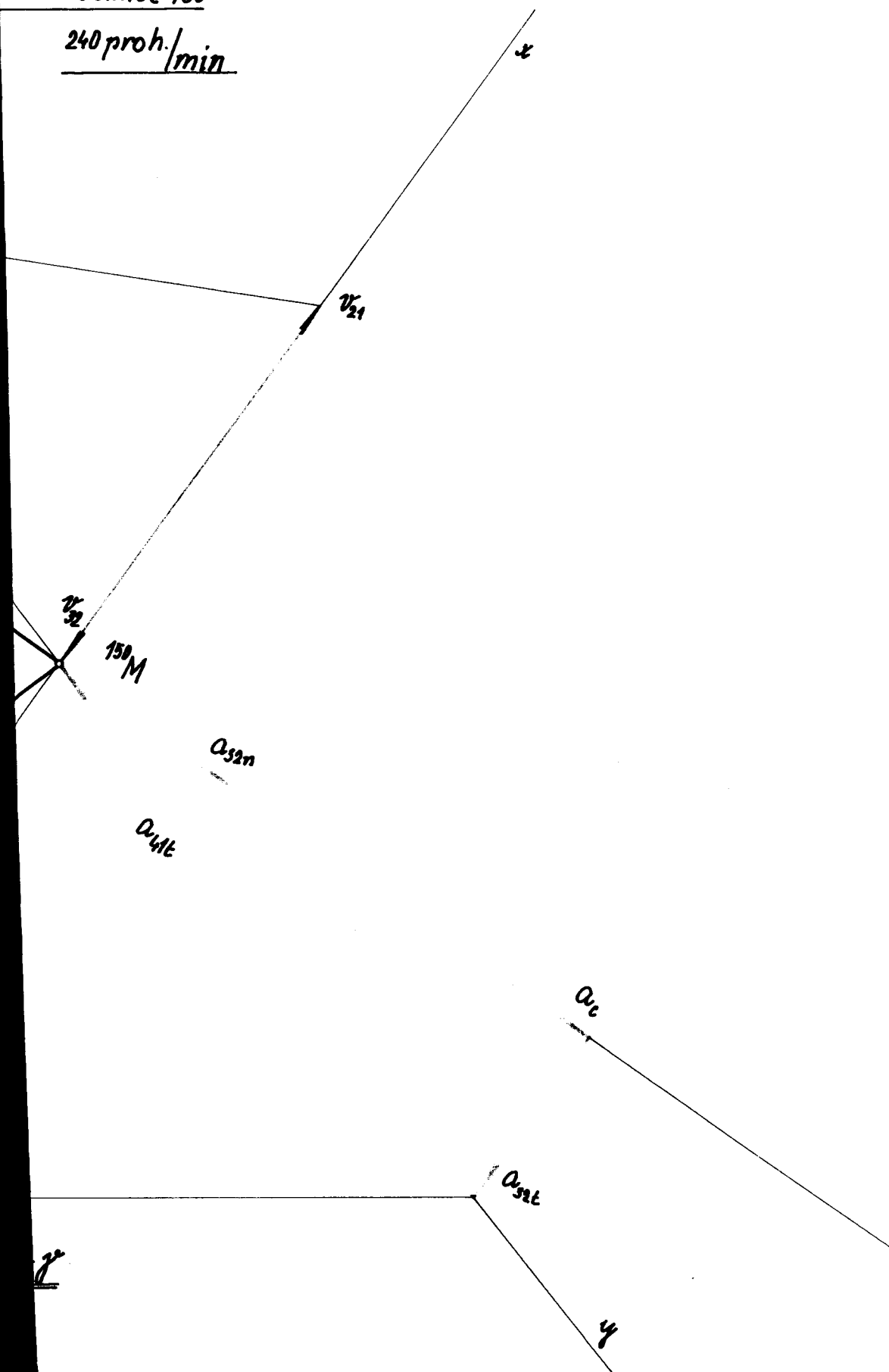
$$r_1 = r \cdot 82,5 \text{ mm}$$



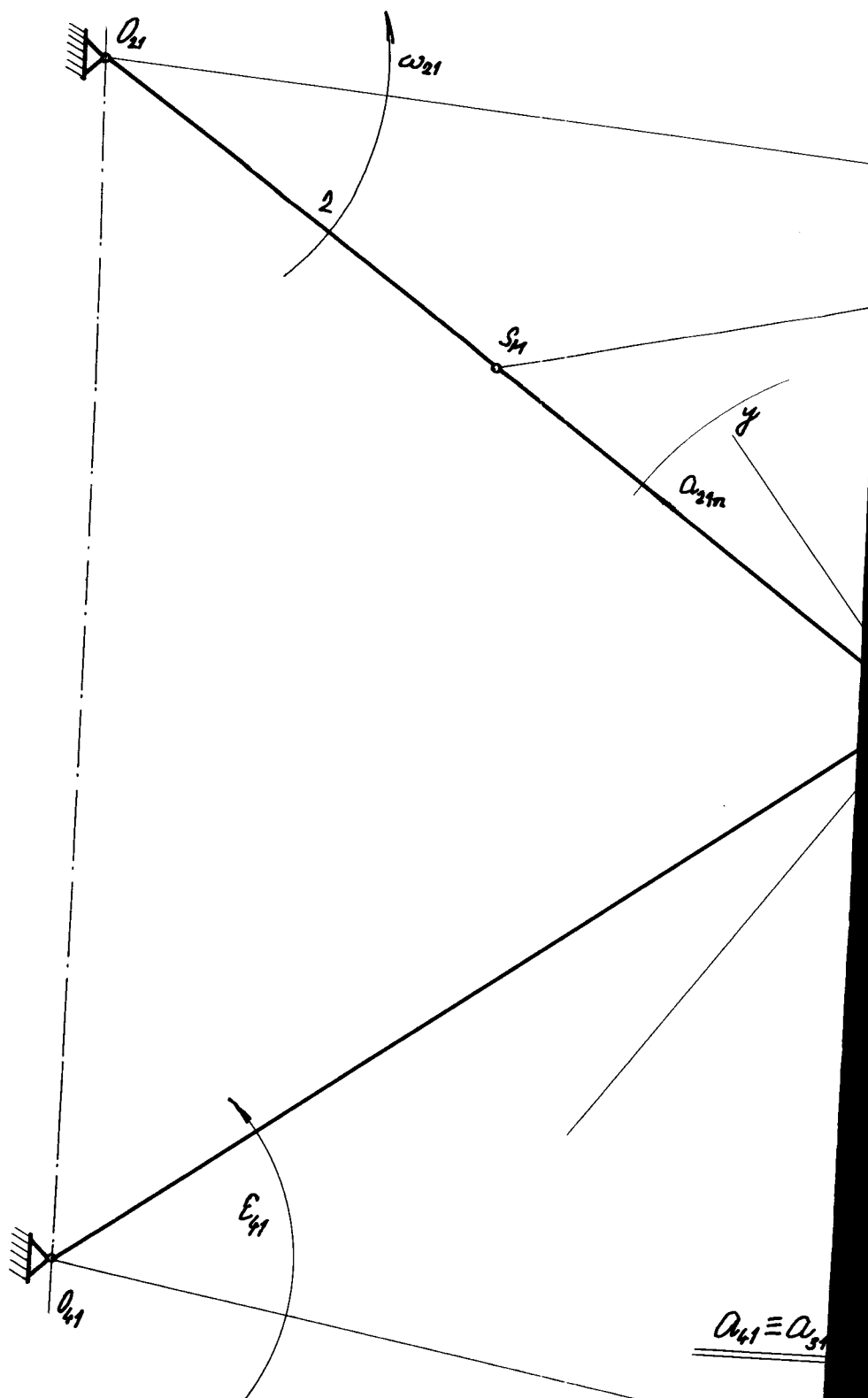
$$\underline{a_{41} = a_{31} = 120}$$

Přechodnice 150°

240 proh./min

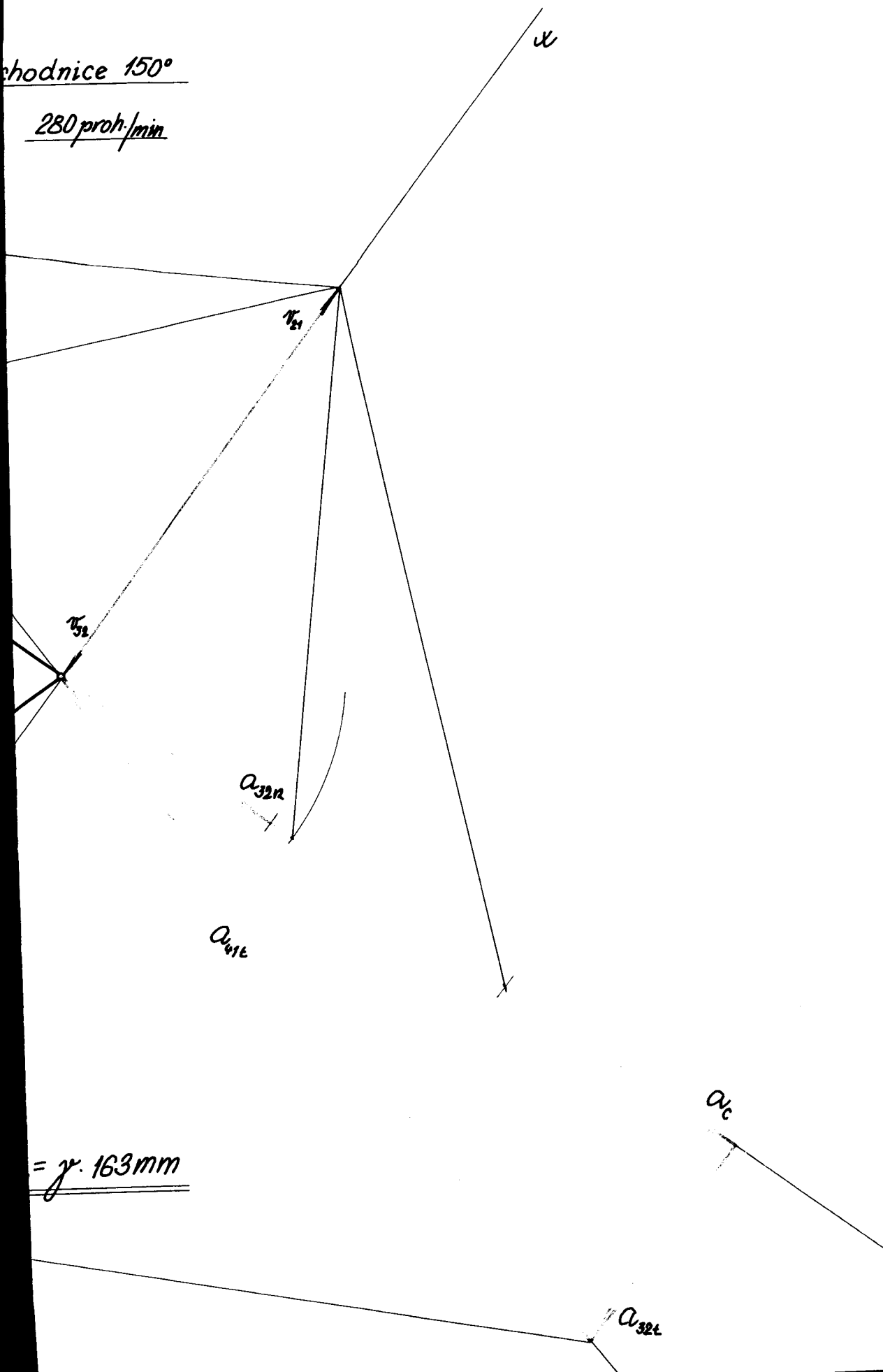


Před



rhodnice 150°

280 proh./min



Přehled tečných zrychlení kladičky - bod M. a_{Mt} v m/sec^2

vačka:	200 p/min	240 p/min	280 p/min
120°	46	68	92
150°	51	75	102
180°	56	82	112
200°	60,5	88	120

Zrychlení nožů a platin.

Člen 5 a 9, bod E má v této zvolené poloze okamžitý střed otáčení v ∞ - proto jeho pohyb není pohybem obecným, ale prostým posuvem. Rychlost je nulová; zrychlení je shodné s bodem C úhlového vahadla 3.

vačka:	200 p/min	240 p/min	280 p/min
120°	38,5	57	78
150°	42,8	62,9	85,4
180°	47	67,9	94
200°	50,7	73,8	100,8

$$a_{M1} = a_{M2} = a_E = l_{M1} \cdot \ddot{\varphi} = \frac{a_{C1}}{r_H} \cdot r_C \left[\frac{m}{sec} \right]$$

Dynamické řešení mechanismu.

V první řadě je třeba sestavit pohybovou rovnici pro zadaný mechanismus. Její obecný tvar je odvozen na str. 2

Tato rovnice mluví jednak o členech mechanismu, které konají pohyb posuvný a jednak o členech s pohybem rotačním. V řešeném mechanismu listového stroje jsou však také členy konající pohyb obecný; speciálně se jedná o členy 9; 11; 13; 17 a 18.

Každý obecný pohyb se však dá rozložit na dva současné pohyby a sice v pohyb posuvný a rotační. Budeme tedy uvažovat, že každý i -tý obecně se pohybující člen mechanismu se nejprve posune rychlostí - odpovídající skutečné posuvné rychlosti těžiště - a zároveň se pootočí kolem těžiště úhlovou rychlostí ω_{ci} .

Pro vyšetřovanou okamžitou polohu mechanismu je však nutno podotknout, že člen 9 / platina / má pro tuto polohu okamžitý střed otáčení /pól relativního pohybu P / v nekonečnu, koná tedy v tomto okamžiku pouze posuvný přímý pohyb. Kolem těžiště tedy nerotuje.

Jak bylo v předešlém podotknuto, provedeme redukci veškerých sil a momentů / na mechanismus působících / na posuvný člen 9

- lisovanou platinu. Touto redukcí dojdeme k obecné pohybové rovnici mechanismu

$$P_{redg} = m_{redg} \cdot a_g$$

V této rovnici je neznámou síla P_g , působící mezi nožem a ozubem platiny / kinematické schema - bod E /.

Vyjádření pohybové rovnice mechanismu.

$$P_{redg} = a_g \cdot m_{redg}$$

$$P_{redg} = P_g - G_g - G_{10} \cdot \mu_{10} - G_{11} \cdot \mu_{11} - G_{12} \cdot \mu_{12} - G_{13} \cdot \mu_{13} - G_{14} \cdot \mu_{14} - G_{15} \cdot \mu_{15} - G_{16} \cdot \mu_{16} - G_{17} \cdot \mu_{17} - G_{18} \cdot \mu_{18} - G_{19} \cdot \mu_{19} + P_{19} - M_{12} \cdot \frac{\mu_{12}}{r_F} - M_{14} \cdot \frac{\mu_{14}}{r_F} - M_{16} \cdot \frac{\mu_{16}}{r_F}$$

$$M_{12} = G_{12} \cdot x_{12} - \frac{1}{2} G_{13} \cdot x_3$$

$$M_{14} = G_{14} \cdot x_{14} - \frac{1}{2} G_{15} \cdot x_K - \frac{1}{2} G_{15} \cdot x_N$$

$$M_{16} = G_{16} \cdot x_{16} - \frac{1}{2} G_{15} \cdot x_p$$

$$m_{redg} = m_g + m_{11} \cdot \mu_{11}^2 + m_{13} \cdot \mu_{13}^2 + m_{15} \cdot \mu_{15}^2 + m_{17} \cdot \mu_{17}^2 + m_{19} \cdot \mu_{19}^2 + J_{10} \left(\frac{\mu_{15}}{r_F} \right)^2 + J_{11} \left(\frac{\mu_{14}}{r_F} \right)^2 + J_{12} \left(\frac{\mu_{12}}{r_F} \right)^2 + J_{13} \left(\frac{\mu_{15}}{r_F} \right)^2 + J_{14} \left(\frac{\mu_{14}}{r_F} \right)^2 + J_{15} \left(\frac{\mu_{15}}{r_F} \right)^2 + J_{16} \left(\frac{\mu_{16}}{r_F} \right)^2 + J_{17} \left(\frac{\mu_{17}}{r_F} \right)^2 + J_{18} \left(\frac{\mu_{18}}{r_F} \right)^2$$

K dosazení do pohybové rovnice schází nyní váhy hmoty, momenty setrvačnosti jednotlivých členů a převodové poměry mezi jednotlivými členy. Přehled vah hmot a momentů setrvačnosti dává tabulka, kde jsou tyto hodnoty seřazeny.

Nejprve jsme stanovili zavěšováním těžiště každé součásti. Za druhé jsme si zjistili dobu kyvu zavěšené součásti. Potom jsme vypočetli moment setrvačnosti vzhledem k bodu závěsu a posléze přepočítali tento moment setrvačnosti pomocí Steinerovy věty na moment setrvačnosti vzhledem k ose čepu, kolem které součást rotuje a připočetli moment setrvačnosti čepu, pokud ovšem rotuje společně se součástí. U členů obecně se pohybujících je výsledný moment setrvačnosti určen vzhledem k těžišti.

Převody mezi jednotlivými členy.

Při odvození pohybové rovnice byly převody takto definovány: $\mu_{pi} = \frac{\eta_i}{\eta_p}$ pro posouvající se členy a $\mu_{pi} = \frac{\omega_i}{\omega_p} \cdot r_p$ pro členy rotující; poloměr r_p je zvolen rovný délce platinového vahadla / člen 10 / při otáčení kolem bodu M a značen r_p .

Mechanismus má ve vyšetřované poloze nulovou rychlost, proto by se nedalo vyhovět těmto vztahům. Na člen 9 do bodu E byla tedy připojena jakási pomyslná jednotková

rychlost / / a z ní jsme všechny ostatní potřebné rychlosti na mechanismu odvodili použitím podmínky tuhosti úseček pro rotační rychlosti. Tím převedeme zjištění převodů mezi jednotlivými členy na pouhé porovnání dvou úseček, které představují myšlené vzájemné rychlosti členu redukováného a redukčního.

Tyto vyřešené pomyslné rychlosti jsou zároveň i jednotkovými zrychleními jednotlivých členů. A to proto, že grafické řešení zrychlení na mechanismu s nulovou rychlostí se zjednodušuje, odpadnutím všech normálních složek zrychlení, natolik, že se provádí stejným způsobem jako řešení rychlostí.

Vyčíslení pohybové rovnice mechanismu.

$$P_{red9} = P_9 - G_9 - G_{10} \cdot \mu_{10} - G_{11} \cdot \mu_{11} - G_1 \cdot \mu_1 - G_{12} \cdot \mu_{12} - \\ - G_{13} \cdot \mu_{13} + P_{19} \cdot \mu_{19} - G_{12} \cdot x_{12} \cdot \frac{\mu_{12}}{r_F} + \frac{1}{2} G_{13} \cdot x_{13} \cdot \frac{\mu_{13}}{r_F} - \\ - \frac{\mu_{14}}{r_F} \left(G_{14} \cdot x_{14} - \frac{1}{2} G_{13} \cdot x_{13} - \frac{1}{2} G_{15} \cdot x_{15} \right) - \\ - \frac{\mu_{16}}{r_F} \left(G_{16} \cdot x_{16} - \frac{1}{2} G_{15} \cdot x_{15} \right)$$

$$m_{red9} = m_9 + m_{11} \cdot \mu_{11}^2 + m_{13} \cdot \mu_{13}^2 + m_{15} \cdot \mu_{15}^2 + \\ + m_{17} \cdot \mu_{17}^2 + m_{19} \cdot \mu_{19}^2 + m_{10} \cdot \mu_{10}^2 + J_{10} \left(\frac{\mu_{10}}{r_F} \right)^2 + \\ + J_{11} \left(\frac{\mu_{11}}{r_F} \right)^2 + J_{12} \left(\frac{\mu_{12}}{r_F} \right)^2 + J_{13} \left(\frac{\mu_{13}}{r_F} \right)^2 +$$

$$+ J_{14} \left(\frac{\dot{\mu}_{14}}{r_f} \right)^2 + J_{15} \left(\frac{\dot{\mu}_{15}}{r_f} \right)^2 + J_{16} \left(\frac{\dot{\mu}_{16}}{r_f} \right)^2 + J_{17} \left(\frac{\dot{\mu}_{17}}{r_f} \right)^2 + J_{18} \left(\frac{\dot{\mu}_{18}}{r_f} \right)^2$$

$$\mu_{10} = 1$$

$$\mu_{11} = \frac{v_{11}}{v_9} = \frac{51}{100} = 0,51$$

$$\mu_{11}^r = r_f \cdot \frac{\omega_{HT}}{r_9} = r_f \cdot \frac{v_{HT}}{r_9 \cdot \frac{r_{HT}}{r_{H1}}} = 0,625$$

$$\mu_{12} = r_f \cdot \frac{\omega_{H1}}{r_9} = r_f \cdot \frac{v_{H1}}{r_9 \cdot r_{H1}} = 1,49$$

$$\mu_{13} = \frac{v_{H1}}{r_9} = 0,79$$

$$\mu_{13}^r = r_f \cdot \frac{\omega_{HT}}{r_9} = r_f \cdot \frac{v_{HT}}{r_9 \cdot \frac{r_{HT}}{r_{H1}}} = 0,0625$$

$$\mu_{14} = r_f \cdot \frac{\omega_{H1}}{r_9} = \frac{r_f \cdot v_{H1}}{r_9 \cdot r_{H1}} = 1,49$$

$$\mu_{15} = \frac{v_{H1}}{r_9} = 0,55$$

$$\mu_{15}^r = r_f \cdot \frac{\omega_{HT}}{r_9} = \frac{r_f \cdot v_{HT}}{r_9 \cdot \frac{r_{HT}}{r_{H1}}} = 0,905$$

$$\mu_{16} = r_f \cdot \frac{\omega_{H1}}{r_9} = r_f \cdot \frac{v_{H1}}{r_9 \cdot r_{H1}} = 1,49$$

$$\mu_{17} = \mu_{13} = \frac{v_{H1}}{r_9} = 1,69$$

$$\mu_{17}^r = \mu_{13}^r = r_f \cdot \frac{\omega_{HT}}{r_9 \cdot \frac{r_{HT}}{r_{H1}}} = 0,8$$

$$\mu_{18} = \frac{v_{H1}}{r_9} = 1,68$$

$$P_{red9} = P_9 - 0,22 - 0,68 - 0,048 - 1,46 - 5,27 + 57 - 0,0692 +$$

$$+ 0,0396 - 0,0192 + 0,0265 = P_9 + 58 - 7,87$$

$$P_{red9} = P_9 + 58 \text{ kg} - 7,87 \text{ kg}$$

$$m_{red9} = 0,0949 + 0,16 + 0,01 + 0,196 + 0,00207 - 0,0709 + 0,000293 +$$

$$+ 0,0972 + 0,08 + 0,252 + 0,0067 + 0,042 + 0,00252 + 0,0224 =$$

$$= 1,02 \text{ kg} \cdot \text{sec}^2 / \text{m}$$

$$m_{ndg} \cdot a_g = P_g + 58 - 8 \quad [kg]$$

V dosavadním výpočtu jsme tedy dospěli k pohybové rovnici mechanismu, ze které jsme vyjádřili sílu P_g . Skutečná síla to však není, protože jsme neuvažovali, že mezi ozubem a nožem je vůle.

Proveďme tedy nyní rozbor skutečných poměrů, při kterých dochází k přenosu silového impulsu z hnacího paralelogramu na platinu a z ní prostřednictvím převodu na list.

Předně si rozeberme získanou pohybovou rovnici. Je nutno ještě podotknout, že uvedená rovnice pro daný mechanismus platí pouze pro uvažovanou okamžitou polohu, neboť se jedná o mechanismus s proměnným převodovým poměrem a v rovnici je aplikován převod zvolené polohy mechanismu.

$m_g a_g$ - dynamická síla.

$8kg$ - síla vyvolaná vahami jednotlivých členů mechanismu.

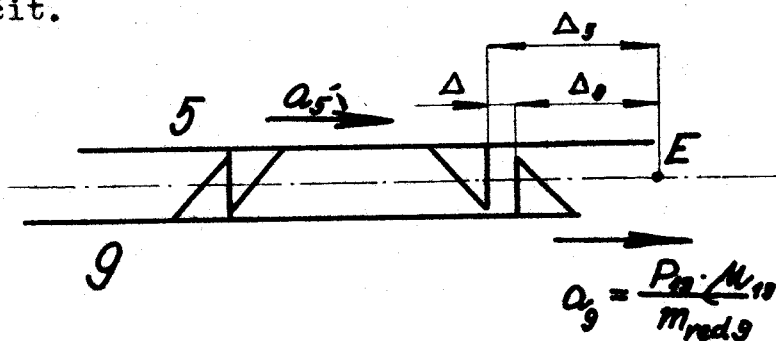
$58kg$ - síla vyvolaná odporem napjaté osy proti vychýlení tkací roviny do horní nebo spodní krajní polohy, násobená převodem mezi listem a platinou.

Upravíme ještě tuto rovnici tak, že do ní

zavedeme vliv tření. Měřením na mechanismu bylo zjištěno, že třecí síla má hodnotu 2 kg.

Během klidové výdrže, kdy je list stažen / respektivě zdvižen /, je udržován mechanismus v rovnováze díky tomu, že oke platinového vahadla se opře o prst stahovacího hřebene. V okamžiku, kdy končí klidová poloha a nůž s nožovými táhly a tedy i s hřebem se počne pohybovat, uvede síla P_{19} do pohybu celý mechanismus - tedy i platinu. Ozub platiny počne před nožem ujíždět a tím je dáno, že ke styku nedojde v okamžiku, kdy nůž urazí dráhu rovnou vůli mezi ozubem a nožem plus součet všech vůlí v mechanismu, ale ke styku dojde až někdy později.

To ale do značné míry komplikuje výpočet maximální síly, nehledě k tomu, že její velikost je též ještě ovlivněna rázem a jak je známo, rázová síla se vůbec nedá přesně určit.



Obrázek znázorňuje kinematické poměry v okamžiku, kdy se nůž právě počne pohybovat a kdy je tedy zároveň i uvedena do pohybu platina, na kterou je redukována hmotnost celého mechanismu.

Ke styku obou členů dojde v bodě E, kdy nůž urazil dráhu Δ_7 a platina Δ_9 .

Průběhem zrychlení obou členů jsou kosinusovky o stejných délkách oblouků, ale různých amplitudách. / to je ovšem pouze teorie/. Skutečný průběh má charakter tlumeného kmitání, přičemž maximální hodnota, které dosáhnou kmity zrychlení, je dvojnásobná oproti teoretickému průběhu.

Výpočet maximální síly P_{gskut} bychom měli tedy provést takto:

- 1/ Zjistit, za jakou dobu dorazí oba členy ze svých výchozích poloh do bodu E.
- 2/ Určit zrychlení která jim přísluší v bodě E, tato zrychlení od sebe odečíst, čímž bychom určili relativní zrychlení / a_r / v okamžiku setkání.
- 3/ Dosadit dvojnásobnou hodnotu tohoto a_r zrychlení do rovnice pro výpočet

$$P_{gskut} = 2 \cdot m_{red} \cdot a_r + F \quad [kg]$$

Z titulu, že skutečné průběhy zrychlení obou členů jsou velmi komplikované předpokládejme, že se obě zrychlení během doby,

než dojde -k setkání obou členů, nezmění a počítejme skutečnou sílu z rovnice

$$P_{skut} = 2 \cdot (a_s - a_g) \cdot m_{red} + F \text{ [kg]}$$

Přehled velikostí skutečných sil mezi platinou a nožem pro jednotlivé vačky a provozní rychlosti. Síly jsou udány v kg.

vačka:	200 p/min	240 p/min	280 p/min
120°	27	64	106 ,
150°	35,5	76	120
180°	44	88	138
200°	51,4	97	150

Výpočet Hertzových tlaků mezi kladičkou a
vačkou.

K výpočtu je třeba znát sílu, a to maximální sílu, která působí na kolmici mezi kladičkou a obrysovou křivkou vačky.

Výpočet této síly provedeme stejnou metodou jako při výpočtu síly působící mezi nožem a ozubem platiny. Jediným rozdílem bude, že redukci hmot a sil provedeme na rotační člen / vahadlo 3 /, nikoliv na posuvný jak tomu bylo v předešlém.

Pohybová rovnice nožového mechanismu:

$$M_{red3} = J_{red3} \cdot \varepsilon_3$$

Poznámka: Nyní již uvažujeme všechny 4 listy / 2 jsou stahovány a 2 zvedány/.

Síla potřebná na stah listů je menší než síla P_9 při zdvihu listů. Velikost rozdílu sil je $2 \times 8 \text{ kg}$ a to proto, že při stahu listů váhy jednotlivých členů mechanismu tento stah usnadňují.

Obecné vyjádření pohybové rovnice
hnacího mechanismu.

$$\begin{aligned} M_{red3} = & N \cdot r_H - 2 G_3 \cdot x_{T_3} - G_5 (1 - \cos \alpha) r_C \mu_{53} - \\ & - 2 G_6 \cdot x_{T_6} \mu_{63} + 2 G_7 \cdot x_{T_7} \mu_{73} - P_9 r_C \mu_{53} - \\ & - (P_9 - 16) r_C \mu_{43} \end{aligned}$$

$$y_{\text{red}} = y_3 + 2 y_6 \cdot \omega_{63}^2 + 2 y_7 \cdot \omega_{73}^2 + m_5 \cdot r_c^2 \cdot \omega_{53}^2 + m_4 \cdot r_c^2 \cdot \omega_{43}^2$$

Převodové poměry:

$$\omega_{43} = \frac{130}{130} \cdot \frac{100}{100} = 1$$

$$\omega_{53} = \frac{155}{130} \cdot \frac{100}{116} = 0,91$$

$$\omega_{63} = \frac{130}{130} \cdot \frac{100}{100} = 1$$

$$\omega_{73} = \frac{155}{130} \cdot \frac{100}{116} = 0,91$$

$$M_{\text{red}3} = N \cdot r_H + 2,172 - 0,585 - P_9 \cdot 0,26 =$$

$$= N \cdot r_H - P_9 \cdot 0,26 + 1,587$$

$$y_{\text{red}} = 0,01151 + 0,00494 + 0,00536 + 0,896 \cdot 0,13^2 +$$

$$+ 896 \cdot 0,13^2 = 0,290022$$

$$N = \frac{0,29 \cdot E_3 - 1,587 + 0,26 P_9}{r_H} = 1,87 \cdot E_3 - 10,1 +$$

$$+ 1,7 P_9$$

$$\underline{N = 1,87 \cdot E_3 - 10,1 + 1,7 P_9}$$

Pohon listového stroje obstarávají dvě vačky, proto k výpočtu Hertzových tlaků použijeme pouze polovinu síly N .

Výpočet Hertzových tlaků provedeme podle známého vzorce:

$$p[\text{kg/cm}^2] = \sqrt{0,35 \cdot \frac{P}{b} \cdot \frac{\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}}{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}}}$$

Přehled zjištěných Hertzových tlaků.

vačka:	200 p/min	240 p/min	280 p/min
120°	723	968	1 031
150°	799	977	1 100
180°	867	994	1 180
200°	912	1 010	1 220

Orientační propočty maximálních sil pro případ, že by bylo použito u řešeného mechanismu sinusové vačky.

Na následující stránce jsou znázorněny kinematické poměry vačky, která má průběh zrychlení sinusový. Právě tímto průběhem zrychlení se podstatně liší od vačky kosinusové. Výhodou vačky s takovýmto průběhem zrychlení je, že nemá skoky ve zrychlení, nýbrž pouze zlomy. To má samozřejmě za následek podstatné zmírnění rázů u mechanismu.

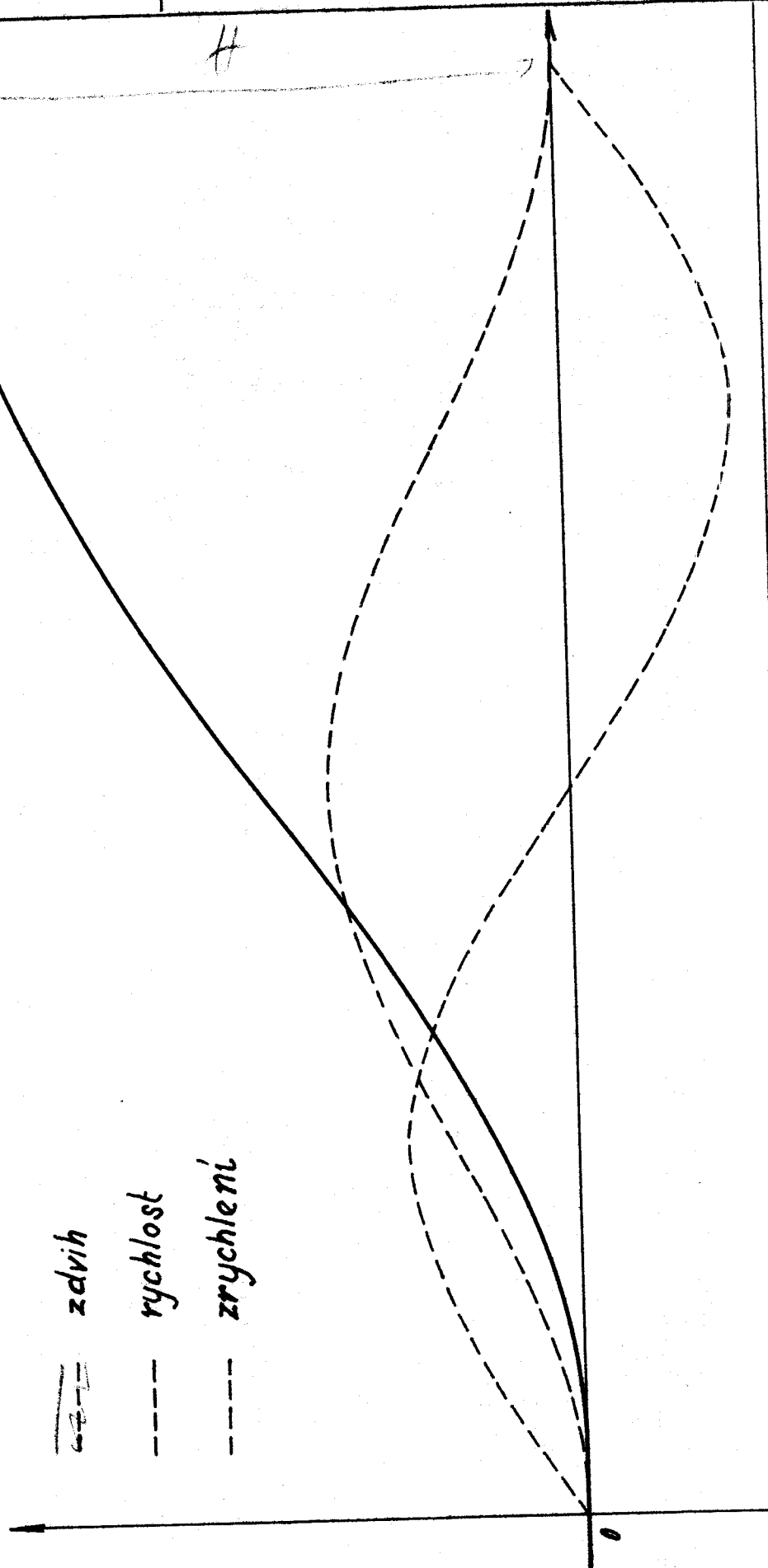
Nevýhodou takovýchto vaček je však ale skutečnost, že mají poměrně strmou střední část zdvihové křivky, kde se potom setkáváme s velkým vzrůstem tlaku mezi bokem vačky a zdvihátkem nebo vahadlem.

Poměr mezi maximálním zrychlením vačky kosinusové a maximálním zrychlením nakresleného druhu sinusové vačky je přibližně 1,35 / hodnota zjištěná z literatury /. Zatímco kosinusová vačka má na začátku a na konci maximum zrychlení, sinusová jej má v první a druhé čtvrtině zdvihu.

Máme-li rozhodnout, která vačka by pro daný mechanismus, vzhledem k velikosti silového namáhání ozubu platiny, byla vhod-

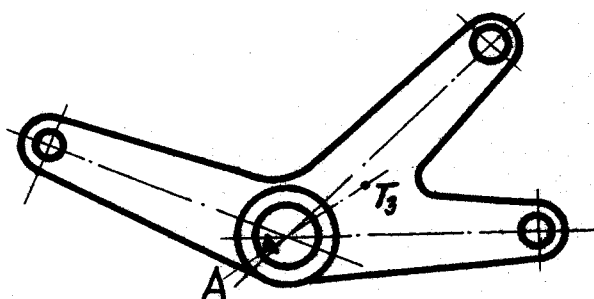
nější, potom lze tvrdit, že by to byla vačka se sinusovým průběhem. Na podporu tohoto tvrzení budiž uvedeny tato důvody:

U kosinusevé vačky je na začátku ráz ve zrychlení a navíc ještě i ráz mezi ozubem platiny a nožem. Naopak sinusová vačka má na začátku své přechodnice pouze zlom ve zrychlení, nůž na platinu by najel šetrněji a teprve při dalším pohybu by mechanismus dosáhl maximálního zrychlení. Také kmity ve zrychlení by již v této době byly částečně utlumeny. Maximální síla na ozubu platiny by tedy byla rozhodně menší než u stávajícího pohonu vačkou kosinusevou; odhadněme, že by byla asi o 30 % menší.



Hmotové veličiny členů mechanismu.Člen č.3

Dolní vahadlo.

Váha : $G = 3\,175\text{ g}$ Vzdálenost těžiště od osy rotace: $e = 37\text{ mm}$

Bod zavěšení : A

Doba jednoho kyvu : $t = 0,835\text{ sec}$

$$J_0 = J_A + m \cdot r_A^2 = \frac{L^2 \cdot G(e+r)}{T^2} - \frac{G}{g} r_A^2$$

$$J_0 = \frac{0,600 \cdot 3175 \cdot 0,057}{T^2} - \frac{3175}{9,81} 0,02^2 = 0,0128 - 0,00123$$

$$J_0 = 0,01151\text{ kgms}^2$$

Člen č.4 a 5

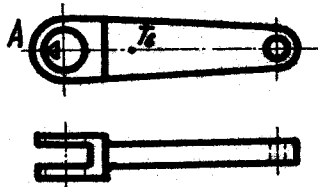
Táhla s nožem a hřebem.

Váha : $G = 8\,960\text{ g}$

Moment setrvačnosti není třeba zjišťovat,
neboť tyto dva členy nerotují.

Člen č.6

Vahadlo horní, přední.

Váha : $G = 820 \text{ g}$ Vzdálenost těžiště od osy rotace : $e = 63,4$

Bod zavěšení : A

Doba jednoho kyvu : $t = 0,640 \text{ sec}$

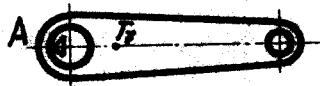
$$J_0 = J_A - m \cdot r_A^2 = \frac{L^2 \cdot G(e+r)}{T^2} - \frac{G}{g} \cdot r_A^2$$

$$J_0 = \frac{0,410 \cdot 0,820 \cdot 0,078}{\pi^2} - \frac{0,820}{9,81} \cdot 0,02^2 = 0,0026 - 0,00017$$

$$J_0 = 0,00247 \text{ kgm}^2$$

Člen č.7

Vahadlo horní, zadní.

Váha : $G = 765 \text{ g}$ Vzdálenost těžiště od osy rotace : $e = 67,1$ Doba jednoho kyvu : $t = 0,668 \text{ sec}$

$$J_0 = J_A - m \cdot r_A^2 = \frac{L^2 \cdot G(e+r)}{T^2} - \frac{G}{g} \cdot r_A^2$$

$$J_0 = \frac{0,448 \cdot 0,765 \cdot 0,082}{\pi^2} - \frac{0,765}{9,81} \cdot 0,015^2 = 0,00285 - 0,00017$$

$$J_0 = 0,00268 \text{ kgm}^2$$

Člen č. 8 a 9

Lisované platiny.

Váha: $G = 220g$

Moment setrvačnosti není třeba zjišťovat,
neboť platina ve vyšetřované poloze ko-
ná pouze posuvný pohyb.

Člen č. 10

Vahadlo platin.

Váha: $G = 680g$ Vzdálenost těžiště od osy rotace: $e = 19,5$ Doba jednoho kyvu: $t = 0,856 \text{ sec}$

$$J_0 = J_A + m \cdot r_A^2 = \frac{t^2 \cdot G(e+r)^2}{\pi^2} - \frac{G}{g} \cdot r^2$$

$$J_0 = \frac{0,856^2 \cdot 0,680 \cdot 0,0195^2}{\pi^2} - \frac{0,680}{9,81} \cdot 0,0195^2 = 0,000705 - 0,00069$$

$$J_0 = 0,000015 \text{ kgms}^2$$

Člen č. 11

Spojovací táhlo.

Váha: $G = 95g$ Doba jednoho kyvu: $t = 0,41 \text{ sec}$

Rotuje kolem těžiště, zjišťujeme tedy

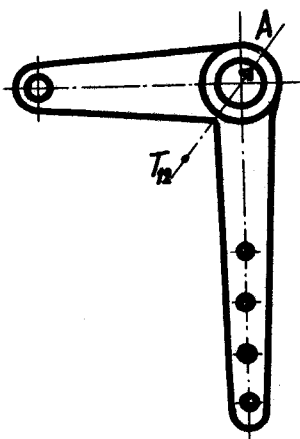
 J_T , při čemž vzdálenost $TA = 32mm$

$$J_T = \frac{0,168 \cdot 0,095 \cdot 0,032^2}{\pi^2} - \frac{0,095}{9,81} \cdot 0,032^2 = 0,0000531 - 0,000001$$

$$J_T = 0,000052 \text{ kgms}^2$$

Člen č. 12

Boční úhlová páka.

Váha: $G = 810 \text{ g}$ Vzdálenost těžiště od osy rotace: $e = 63 \text{ mm}$

Bod zavěšení: A

Doba jednoho kyvu: $t = 0,76 \text{ sec}$

$$J_0 = J_A - m \cdot r_A^2 = \frac{t^2 \cdot G(e+r)}{\pi^2} - \frac{G}{g} \cdot r_A^2$$

$$J_0 = \frac{0,579 \cdot 0,810 \cdot 0,078}{\pi^2} - \frac{0,810}{9,81} \cdot 0,015^2 = 0,00299 - 0,000825$$

$$J_0 = 0,00216 \text{ kgm}^2$$

Člen č. 13

Spojovací táhlo dlouhé.

Váha: $G = 660 \text{ g}$ Doba jednoho kyvu: $t = 1,15 \text{ sec}$

Rotuje kolem těžiště, zjišťujeme tedy

 J_T , přičemž vzdálenost $\overline{TA} = 419 \text{ mm}$

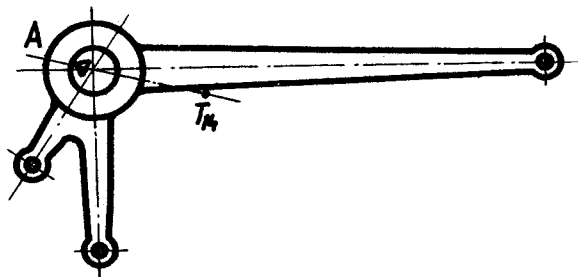
$$J_T = J_A - m \cdot r_A^2 = \frac{t^2 \cdot G(e+r)}{\pi^2} - \frac{G}{g} \cdot r_A^2$$

$$J_T = \frac{1,325 \cdot 0,660 \cdot 0,416}{\pi^2} - \frac{0,660}{9,81} \cdot 0,11^2 = 0,037 - 0,0011$$

$$J_T = 0,0359 \text{ kgms}^2$$

Člen č. 14

Úhlová páka trojitá.

Váha: $G = 955 \text{ g}$ Vzdálenost těžiště od osy rotace: $e = 79 \text{ mm}$

Bod zavěšení: A

Doba jednoho kyvu: $t = 0,952 \text{ sec}$

$$J_0 = J_A + m \cdot r_A^2 = \frac{L^2 G(e+r)}{\pi^2} - \frac{G}{g} r_A^2$$

$$J_0 = \frac{0,910 \cdot 0,955 \cdot 0,094}{\pi^2} - \frac{0,955}{9,81} 0,015^2 = 0,00690 - 0,000975$$

$$J_0 = 0,00597 \text{ kgm}^2$$

Člen č. 15

Spojovací táhlo.

Váha: $G = 220 \text{ g}$ Doba jednoho kyvu: $t = 0,662 \text{ sec}$

Rotuje kolem těžiště, zjišťujeme tedy

 J_T , přičemž vzdálenost $TA = 113,5 \text{ mm}$

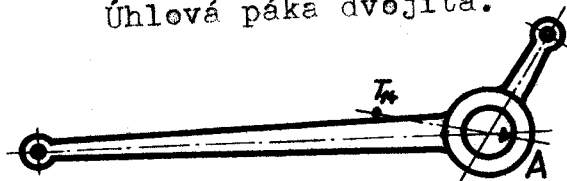
$$J_T = J_A + m \cdot r_A^2 = \frac{L^2 G(e+r)}{\pi^2} - \frac{G}{g} r_A^2$$

$$J_T = \frac{0,440 \cdot 0,220 \cdot 0,113}{\pi^2} - \frac{0,220}{9,81} 0,0128^2 = 0,00111 - 0,000285$$

$$J_T = 0,000825 \text{ kgm}^2$$

Člen č. 16

Úhlová páka dvojitá.

Váha: $G = 835 \text{ g}$ Vzdálenost těžiště od osy rotace: $e = 79 \text{ mm}$

Bod zavěšení: A

Doba jednoho kyvu: $t = 0,925 \text{ sec}$

$$J_0 = J_A - m \cdot r_A^2 = \frac{t^2 \cdot G(e+r)}{\pi^2} - \frac{G}{g} r_A^2$$

$$J_0 = \frac{0,857 \cdot 0,835 \cdot 0,079}{\pi^2} - \frac{0,835}{9,81} \cdot 0,01^2 = 0,0057 - 0,00085$$

$$J_0 = 0,00488 \text{ kgms}^2$$

Člen č. 17 a 18

Stahovače listů.

Váha: $G = 435 \text{ g}$ Doba jednoho kyvu: $t = 1 \text{ sec}$

Rotuje kolem těžiště, zjišťujeme tedy

 J_T , přičemž vzdálenost $\overline{TA} = 180 \text{ mm}$

$$J_T = J_A - m \cdot r_A^2 = \frac{t^2 \cdot G(e+r)}{\pi^2} - \frac{G}{g} r_A^2$$

$$J_T = \frac{1,00 \cdot 0,435 \cdot 0,013}{\pi^2} - \frac{0,435}{9,81} \cdot 0,034^2 = 0,00815 - 0,00151$$

$$J_T = 0,00663 \text{ kgms}^2$$

Člen č. 19

List s nítěnkami.

Váha: G_{listu} 1 990 g $G_{\text{1 500 nítěnek}}$ 1 425 g

Celková váha listu s nítěnkami

3 415 g

Tento člen koná pouze posuvný přímočarý
pohyb.

Seznam použité literatury.

A.Grim: Grafické konstrukce vaček pro jedno-
účelové stroje.

J. Šrejtr: Technická mechanika II - III.

Textilní strojírenství - časopis
VÚTT Liberec

Závěr.

Tímto bych tedy pokládal zadání práce za vyčerpáno. K práci je dlužno uvést, že některé drobné výpočty nejsou uvedeny; na př. výpočet síly na list, která je vyvolána odporem vychýlené osnovy do krajní polohy stahu respektivě zdvihu. Velmi pracným byl výpočet křivostí bodů 120^{M} až 200^{M} . Muselo být použito sedmimístných logaritmických tabulek aby vůbec bylo dosaženo přijatelného výsledku.

Doufám, že jsem se dopracoval určitého pozitivního výsledku a dovoluji si svou práci ukončit.

V Liberci dne 13. VII. 1964

Jiří Mazáček

O b s a h

Úvod.....	1
Stručný rozvrh a postup řešení.....	4
Zjištění kinematických veličin kosinusové vačky a vahadla.....	7
Konstrukce náhradního mechanismu.....	11
Výpočty středů křivosti bodů M.....	14
Obecné řešení náhradního mechanismu.....	18
Grafické řešení náhradních mechanismů...	20
Dynamické řešení mechanismu.....	27
Přehled skutečných sil mezi platinou a nožem.....	35
Výpočet Hertzových tlaků.....	36
Přehled Hertzových tlaků.....	38
Orientační propočet max. sil pro sinusovou vačku.....	39
Hmotové veličiny členů mechanismu.....	42
Závěr.....	49
Seznam použité literatury.....	50
Obsah.....	51