

Vysoká škola: strojná a textilní

Katedra: KTP

Fakulta: textilní

Školní rok: 1967

DIPLOMNÍ ÚKOL

pro s. Jaroslava S i m o n a

obor 042 - 11 - Textilní stroje

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 tématu: Vačkový mechanismus bidla

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte konstrukční návrh vačkového mechanismu bidla pro tryskové stavy P 175, podle těchto parametrů:

maximální otáčky stavu 480/min

pracovní šířka stavu 1,75 m

dráha bidla, měřeno v ose konfusu 90 mm

klidový úhel hnací vačky 180°

maximální váha bidla (kyvného členu včetně mečíků, nosníku, konfusu a parsku) 20 kg

přírazná síla maximální 350 kp

Tvar přechodové křivky vačky převezmete z prací VVÚ-ZVS Brno, stanovenou na samočinném počítači pro optimální průběh zrychlení bidla.

Stanovte těžiště kyvného členu a průběh dynamických sil.

Pro sílu je určena max. hodnota 200. Stanovte průběh reakcí v osách mechanismu a z tlaku na vačce také průběh konstantního napětí. Pro věřte možnosti výroby vaček vzhledem k požadované přesnosti.

Proveďte technicko-ekonomické porovnání navrženého vačkového mechanismu s přírazným mechanismem P - 175 použitým na základním modelu tohoto stroje.

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

Rozsah grafických laboratorních prací: Sestavní výkresy mechanismu a 5 dílenských
výkresů součástí (vačka, rameno bidla,
nosník bidla, kladka vačky a osa bidla)
Rozsah průvodní zprávy: 40 až 50 listů A4 textu a výpočtů

Seznam odborné literatury:

CHarvát: Teorie mechanismů - skripta VŠST
Talavášek: Konstrukce tkacích stavů - Skripta VŠST
Výkresy skřípce.stavu STD (Sulzer) ve VÚTS Liberec
Skřípcevé stavy Textima v PBT Liberec
" " S-61- prototyp ve VÚTS Liberec

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

Konsultanti: Doc. Ing. Talavášek VŠST
Ing. Vladimír Hora, VVÚ-ZVS Brno

Datum zahájení diplomní práce:

Datum odevzdání diplomní práce:

L. S.


Vedoucí katedry

Děkan

V dne 19.....

O b s a h:

	str.
1. Úvod	3
2. Válkový mechanismus	4
3. Určení vhodného pohybového složku války	6
3.1. Harmonický průběh	6
3.2. Dvojitý harmonický průběh	6
3.3. Jednoduché polynomy	7
3.4. Detektivní křivky	7
3.5. Polynomiální křivky	7
4. Vypočet polynomiálních křivek	8
4.1. První válka okrajových polínek	9
4.2. Druhá válka okrajových polínek	15
4.3. Třetí válka okrajových polínek	22
4.4. Zjednodušené vypočtené odvětví- ní	27
4.5. Určení harmonického bodu průběhu $\varphi = \varphi(0)$ pro první válku okraj. polínek	31
4.6. Určení harmonického bodu průběhu $\varphi = \varphi(0)$ pro druhou válku okraj. polínek	45
4.7. Určení harmonického bodu průběhu $\varphi = \varphi(0)$ pro třetí válku okraj. polínek	55
5. Vliv polínek φ na účinnou hmotnost války na správné funkci válkového mechanismu	56
5.1. Určení φ pro první válku okraj. polínek	57
5.2. Určení φ pro druhou válku okraj. polínek	58

	str.
6. Výpočet profilu války	39
6.1. Váha a vahadlo a kladička . .	39
6.2. Transformace polárních souřadnic dvou ekvivalentů	41
6.3. Křivost války	44
7. Dynamické zatížení	45
7.1. Moment setrvačnosti	45
7.2. Dynamické účinky na bíle	46
7.3. Výpočet Hartmayerových tlaků na válec	51
7.4. Dynamické účinky vadného čepice .	54
7.5. Výpočet reakcí od válek	55
8. Výroba válek	58
9. Součinnost otáček v zabíjení a v mlu . . .	60
10. Ekonomické zhodnocení	61
Seznam použitých literatury	63
Seznam příloh	64

6. Třídění kovových materiálů	79
6.1. Třídění podle chemického složení	79
6.2. Třídění podle fyzikálních vlastností	82
6.3. Třídění podle mechanických vlastností	84
6.4. Třídění podle tepelných vlastností	85
7. Dřeviny	85
7.1. Dřeviny podle druhu	85
7.2. Dřeviny podle účelu	85
7.3. Dřeviny podle místa růstu	85
7.4. Dřeviny podle vlastností	85
7.5. Dřeviny podle způsobu využití	85
8. Umělé materiály	85
9. Skleny a keramika	85
10. Plastické materiály	85
10.1. Plastické materiály	85
10.2. Plastické materiály	85

	str.
6. Výpočet profilu vačky	39
6.1. Vačka s vahadlem a kladičkou . .	39
6.2. Transformace polárních souřadnic dvou ekvidistant	41
6.3. Křivost vačky	44
7. Dynamické řešení	45
7.1. Moment setrvačnosti	45
7.2. Dynamické účinky na bídlá	46
7.3. Výpočet Hertzových tlaků na vačce	51
7.4. Dynamické účinky vačkové dvojice .	54
7.5. Výpočet reakcí od vaček	55
8. Výroba vaček	58
9. Současný stav v zahraničí a u nás . . .	60
10. Ekonomické zhodnocení	61
Seznam použité literatury	63
Seznam příloh	64

O b s a h:

str.

1. Úvod	3
2. Vaškový mechanismus	4
3. Určení vhodného pohybového zákonu vačky	6
3.1. Harmonický průběh	6
3.2. Dvojitý harmonický průběh	6
3.3. Jednoduché polynomy	7
3.4. Ostatní křivky	7
3.5. Polynomičné křivky	7
4. Výpočet polynomičných křivek	8
4.1. Prvá volba okrajových podmínek	9
4.2. Druhá volba okrajových podmínek	16
4.3. Třetí volba okrajových podmínek	22
4.4. Zhodnocení vypočtených sdíleností	27
4.5. Určení inflexního bodu průběhu $w = f(\theta)$ pro první volbu okr. podmínek	31
4.6. Určení inflexního bodu průběhu $w = f(\theta)$ pro druhou volbu okr. podmínek	46
4.7. Určení inflexního bodu průběhu $w = f(\theta)$ pro třetí volbu okr. podmínek	36
5. Vliv poloměru r_{min} základní kružnice vačky na správnou funkci vačkového mechanismu	36
5.1. Určení r_{min} pro první volbu okr. podmínek	37
5.2. Určení r_{min} pro druhou volbu okr. podmínek	38

1. Ú V O D

U vzduchového prohosa je rychlost útku omezena a vykazuje značný pokles s přibývajícím vzdáleností od trysky. U všech tryskových stavů je prohazná destička připojena pevně na rám stroje. Kdyby prohazná destička u tryskových stavů bylo umístěna přímo na bidle, docházelo by k tomu, že útek prohazný proudem vzduchu nebo vody by vzhledem ke své malé hmotě neopisoval stejnou dráhu jako paprsek upravený na bidle. Z tohoto důvodu je nutné, aby bidlo bylo v každém úvratí po dobu asi poloviny otáčky hlavního hřídele v klidu. Tento požadavek je možný dosáhnout dvěma způsoby:

- a) navrhneme šestičlenný kloubový mechanismus bidla
- b) navrhneme válcový mechanismus bidla.

Válcový mechanismus má ve srovnání s šestičlenným kloubovým mechanismem některé nesporné výhody.

1. Je možné dosáhnout dokonalou klidovou polohou a volitelnou délkou trvání
2. Je možné volit zákon pohybu, což není možno u žádného jiného mechanismu.

2. VAČKOVÝ MECHANISMUS

Rotující vačkový mechanismus je tříčlenná soustava s jednou obecnou kinematickou dvojicí mezi pohyblivými členy a dvěma nižšími kinematickými dvojicemi páté třídy. Podle Čebyševova strukturálního vzorce pro mechanismus třetí třídy platí:

$$W = 3(n-1) - 2p_5 - p_4$$

kde

$n = 3$... počet členů

$p_5 = 2$... počet kinematických dvojic páté třídy

$p_4 = 1$... počet kinematických dvojic čtvrté třídy

Bude tedy po dosazení $W = 1$, což říká, že se jedná o mechanismus s jedním stupněm volnosti. Víme, že v tomto případě stačí některému členu předepsat pohyb a pohyby všech členů ostatních má na jednoznačně určeny. Nebudeme zde uvádět úplné rozdělení vačkových mechanismů. Řekneme si, že budeme používat rotující vačku (její obrys má tvar neokrouhlného kotouče) s kývavým svedákem; obecnou dvojici mezi vačkou a svedákem nahradíme valivou dvojicí tak, že mezi jeden konec svedáku a vačku vložíme kladku vhodné velikosti. Tím odstraníme smykové tření a nahradíme ho valivým, což je vzhledem k požadované životnosti třecího stroje výhodnější. Přesvědčme se ještě, zda se nám takto upravený mechanismus nesešlil, co se týče stupně volnosti.

Dosazením do předchozího vzorce dostaneme

$$W = 3(4-1) - 2 \cdot 4 - 0 = 1,$$

Jsou tedy oba mechanismy kinematicky naprosto ekvivalentní. Hnací členem takového mechanismu bývá vačka, jejíž tvar je dán požadovaným pohybem hnacího členu (zvedáku).

Při návrhu vačkového mechanismu postupujeme takto:

a) stanovíme vhodný typ vačky.

Rozlišujeme typy:

1. K - Z - K (klid, zdvih, klid)

2. K - Z - S - K (klid, zdvih, stah, klid),

b) určíme vhodný pohybový zákon zvedáku,

c) stanovíme druh vačky (radiální, axiální) a zdviháku (desmodromický, pružinový, příp. drážková vačka).

Pro exponované podmínky používá se desmodromického zdviháku, nuceně ovládaného vačkou a protiváčkou. Toto provedení však klade zvýšené nároky na materiály, bereme-li v úvahu požadovanou životnost stroje. Pružinový zdvihák vyžaduje těchto pracovních podmínkách silnou pružinu, která ovšem neumožní rychlé změny v natížení. Drážková vačka má vůle a dochází ke změně směru otáčení kladky v přechodech ze zrychlení kladného na záporné.

d) Určíme velikost vačky, úhel tlaku, minimální poloměr křivosti,

e) stanovíme materiály pro vačku a zdvihák a určíme přesnost výroby vačky.

Celý mechanismus má být tuhý s minimálními vůlemi.

3. URČENÍ VHDNÉHO POUHYBOVÉHO ZÁKONA VAČKY

3.1. Harmonický průběh

je nejčastěji používán. Jeho dráha se dá vyjádřit výrazem:

$$v = v_{\max} / 1 - \cos \pi \cdot \frac{\theta}{\beta} \quad (1,31)$$

kde

$v_{\max}$ je maximální úhel výkyvu zvedáku

θ je úhel otočení vačky

β je úhel pootočení vačky, během něhož se má vykonat celý zdvih zvedáku.

Tento průběh je nevýhodný především proto, že zrychlení ($\ddot{v}$) v počátečním a konečném bodě obvykle má přírůstek na maximální hodnotu v nulovém čase.

3.2. Dvojitý harmonický průběh

je s výhodou používán pro vačku typu K - Z - S - K. Je nesymetrický a jak vyplývá z rovnice dráhy, jde o rozdíl dvou harmonických, z nichž druhá má 1/4 amplitudy a dvojnásobnou frekvenci.

$$v = \frac{v_{\max}}{2} \cdot \left(1 - \cos \pi \frac{\theta}{\beta} \right) - \frac{1}{4} \left(1 - \cos 2\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \quad (1,32)$$

Cykloidální křivka, jedna z nejlepších typů K - Z - K, má ve verzi K - Z - S - K nežádoucí pokles zrychlení v bodě maximálního zdvihu.

3.3. Jednoduché polynomy

v tomto případě jde o průběhy popsané rovnicí

$$w = C \cdot \theta^n \quad (1,33)$$

n je libovolné číslo

C je konstanta

Průběhu přímkovému odpovídá : $n = 1$

parabolické nebo konst. zrychlení : $n = 2$

kubický nebo konst. pulz : $n = 3$

Závěr: Trigonometrické křivky jsou vhodnější, dávají plynulejší průběhy, snazší výrobu, nižší výrobní náklady, menší vibrace, menší hluk a namáhání než jednoduché polynomy.

3.4. Ústřední křivky

vznikají kombinací předchozích skupin: modifikovaný přímkový průběh s kruhovými přechody, průběh ze dvou kruhových oblouků, atd.

3.5. Polynomické křivky

rovnice zdvíhu má tvar:

$$w = C_0 + C_1 \theta + C_2 \theta^2 + C_3 \theta^3 + \dots + C_n \theta^n \quad (1,35)$$

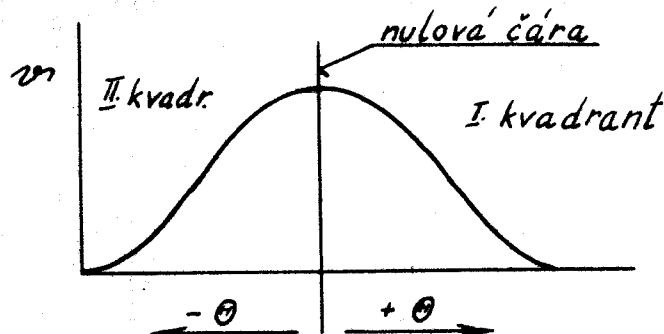
w úhel výkyvu

θ úhel otočení vačky

C_i konstanta

Rovnice (1,35) představuje pouze polovinu (jednu stranu) pohybu (zdvíhu) -. K nalezení druhé části je třeba měřit úhel vačky θ plus a minus od nulové čáry, procházející maximálním bodem zdvíhu (obr. 1/35).

Pohyb je možno konstruovati vytěšením mezi pro krajní body pohybu (začátek a konec). Ukáže se, že tyto mezní podmínky určují počet členů v polynomi-
ké řadě. V zásadě, čím vyšší bude řád členů, tím pomalejší bude pohyb na začátku a na konci zdvihu a tím přesnější musí být vačka vyrobena v těchto bodech.



Obr. 1/35

S výhodou používáme tzv. zdvihových funkcí, pomocí nichž dostáváme poměrně jednoduchý zápis pohybového zákona a hlavně jejich další prošetřování není složité. Tato výhoda se obzvláště projeví u souměrných vaček, kde potom stačí vyšetřovat jenom polovinu. Volíme pohybového zákona se snažíme dosáhnout, aby puls byl v okrajových bodech nulový nebo konstantní. Nemá mít nekonečnou hodnotu. [1]

4. VÝPOČET POLYNOMICKÝCH KŘIVEK

Vačky pro vysoké rychlosti musí mít hodnoty pulsu co nejmenší, aby nedocházelo k vysokým hodnotám zrychl. Ke stanovení profilu zdvihu pro vysoké rychlosti se doporučuje pouze početní stanovení průběhu zdvihu, rychlosti a zrychlění. Vzhledem k nepřesné výrobě nemá význam volit řád polynomu vyšší než sedmého stupně, při velmi vysokých rychlostech, polynom devátého stupně.

V této práci je volen polynom sedmého stupně a jsou zjištěny průběhy zdvihu, rychlosti, zrychlení a pulsu pro tři různé volby okrajových podmínek.

4.1. První volba okrajových podmínek

Polynom sedmého stupně

$$w = C_0 + C_1 \theta + C_2 \theta^2 + \dots + C_7 \theta^7 \quad (1,41)$$

vyřazuje osm okrajových podmínek.

Pro vačku $K + Z + S - K$ máme tyto podmínky:

pro $\theta = 0$, dostaneme : $w = 1$

$$w' = 0$$

$$w'' = 0$$

$$w''' = 0$$

pro $\theta = 1$, platí :

$$w = 0$$

$$w' = 0$$

$$w'' = 0$$

$$w''' = 0$$

Pro výpočet konstant polynomu je nutno vypočítat všechny čtyři derivace a do těchto dosadit okrajové podmínky.

Postupným derivováním rovnice (1,41) dostáváme tyto vztahy:

$$w' = C_1 + 2 C_2 \theta + 3 C_3 \theta^2 + 4 C_4 \theta^3 + 5 C_5 \theta^4 + 6 C_6 \theta^5 + 7 C_7 \theta^6 \quad (2,41)$$

$$w'' = 2 C_2 + 6 C_3 \theta + 12 C_4 \theta^2 + 20 C_5 \theta^3 + 30 C_6 \theta^4 + 42 C_7 \theta^5 \quad (3,41)$$

$$w''' = 6 C_3 + 24 C_4 \theta + 60 C_5 \theta^2 + 120 C_6 \theta^3 + 210 C_7 \theta^4 \quad (4,41)$$

$$w^{IV} = 24 C_4 + 120 C_5 \theta + 360 C_6 \theta^2 + 840 C_7 \theta^3 \quad (5,41)$$

Pro $\theta = 0$ platí $v = 1$. Tuto podmínku dosadíme do rovnice (1,41) a dostaneme:

$$v = C_0 = 1 \quad \text{---} \quad C_0 = 1$$

Dosažením dalších okrajových podmínek pro $\theta = 0$ do vztahů (2,41), (3,41), (4,41), dostaneme konstanty C_1 , C_3 a C_4 .

$$\begin{aligned} \text{Platí: } v' &= 0 = C_1 \quad \text{---} \quad C_1 = 0 \\ v'' &= 0 = 6 C_3 \quad \text{---} \quad C_3 = 0 \\ v''' &= 0 = 24 C_4 \quad \text{---} \quad C_4 = 0 \end{aligned}$$

Nyní dosadíme tyto vypočtené konstanty do rovnice (1,41) a dostaneme polynom ve tvaru:

$$v = 1 + C_2 \theta^2 + C_5 \theta^5 + C_6 \theta^6 + C_7 \theta^7 \quad (6,41)$$

Zbývající čtyři konstanty dostaneme tak, že dosadíme okrajové podmínky pro $\theta = 1$. Dostaneme soustavu čtyř rovnic pro čtyři neznámé, kterou rozřešíme známým způsobem pomocí determinantů. Po dosažení máme:

$$\begin{aligned} -1 &= C_2 + C_5 + C_6 + C_7 \\ 0 &= 2 C_2 + 5 C_5 + 6 C_6 + 7 C_7 \\ 0 &= 2 C_2 + 20 C_5 + 30 C_6 + 42 C_7 \\ 0 &= 60 C_5 + 120 C_6 + 210 C_7 \end{aligned}$$

Nejdříve si určíme determinant soustavy

$$D_s = \begin{vmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ 2 & 5 & 6 & 7 \\ 2 & 20 & 30 & 42 \\ 0 & 60 & 120 & 210 \end{vmatrix} = 10 \begin{vmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 3 & 4 & 5 \\ 0 & 15 & 24 & 35 \\ 0 & 6 & 12 & 21 \end{vmatrix} = 120$$

Výpočet C_2 :

$$D_2 = \begin{vmatrix} -1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 5 & 6 & 7 \\ 0 & 20 & 30 & 42 \\ 0 & 60 & 120 & 210 \end{vmatrix} = -420 \quad C_2 = \frac{D_2}{D_5} = -3,5$$

Výpočet C_5 :

$$D_5 = \begin{vmatrix} 1 & -1 & 1 & 1 \\ 2 & 0 & 6 & 7 \\ 2 & 0 & 30 & 42 \\ 0 & 0 & 120 & 210 \end{vmatrix} = 1680 \quad C_5 = \frac{D_5}{D_5} = 14$$

Výpočet C_6 :

$$D_6 = \begin{vmatrix} 1 & 1 & -1 & 1 \\ 2 & 5 & 0 & 7 \\ 2 & 20 & 0 & 42 \\ 0 & 60 & 0 & 210 \end{vmatrix} = -2100 \quad C_6 = \frac{D_6}{D_5} = -17,5$$

Výpočet C_7 :

$$D_7 = \begin{vmatrix} 1 & 1 & 1 & -1 \\ 2 & 5 & 6 & 0 \\ 2 & 20 & 30 & 0 \\ 0 & 60 & 120 & 0 \end{vmatrix} = 720 \quad C_7 = \frac{D_7}{D_5} = 6$$

Vypočtené hodnoty nyní dosadíme do rovnice (1,41), takže můžeme psát

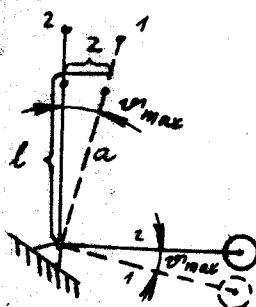
$$v = 1 - 3,5 \theta^2 + 14 \theta^5 - 17,5 \theta^6 + 6 \theta^7 \quad (7,41)$$

Uvedená rovnice představuje tzv. jednotkovou zdvihovou funkci. Skutečnou zdvihovou funkci dos-

taneme snadno, uvedeme-li si, že $\beta =$ úplný úhel, na němž musí svedák proběhnout z jedné krajní polohy do druhé, tedy o $\varphi_{\max}$. Stačí tedy pravou stranu rovnice (7,41) vynásobit poměrem $\frac{\varphi_{\max}}{\beta}$. Tím dostaneme rovnici (8,41), do níž nám schází určit jenom úhel $\varphi_{\max}$.

$$\varphi = \varphi_{\max} / 1 - 7,5 \left(\frac{\varphi}{\beta}\right)^2 + 14 \left(\frac{\varphi}{\beta}\right)^5 - 17,5 \left(\frac{\varphi}{\beta}\right)^6 + 6 \left(\frac{\varphi}{\beta}\right)^7 \quad (8,41)$$

Určení velikosti úhlu $\varphi_{\max}$ vyplývá z obr. 1/41.



$$\cos \varphi_{\max} = \frac{l^2 + a^2 - z^2}{2la}$$

$$= 0,86603$$

$$\varphi_{\max} = 30^\circ$$

Obr. 1/41.

Jestliže do (8,41) dosadíme $\varphi_{\max} = 30^\circ$, $\beta = 90^\circ$ (plyne ze zadání) a úhel $\theta = 0^\circ$ a 90° a 10° , můžeme nakreslit průběh úhlu natočení svedáku v závislosti na úhlu otočení vačky (jemnější dělení θ z časových důvodů není možné provést).

Výsledky jsou uvedeny v tabulce I - 41.

Výpočet úhlové rychlosti vahačky.

Pro výpočet úhlové rychlosti $\dot{\varphi} = \frac{d\varphi}{dt}$ dosadíme do rovnice (8,41) za θ (úhel otočení vačky) výraz

$$\theta = \omega_v \cdot t$$

kde $\omega_v = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 480}{30} = 50,24 [s^{-1}]$ je

úhlová rychlost na vačce a celou rovnici derivujeme podle času.

Dostaneme:

$$\dot{v} = \omega_v v_{\max} \left(-\frac{7}{\beta^2} \theta + \frac{70}{\beta^5} \theta^4 - \frac{105}{\beta^6} \theta^5 + \frac{42}{\beta^7} \theta^6 \right) \quad (9,41)$$

Celkový úhel $\theta = 90^\circ$ je opět rozdělen po deseti stupních a v každé poloze svisláti je vypočítána úhlová rychlost $\dot{v}$. Výsledky jsou uvedeny v tabulce I - 41.

Výpočet úhlového zrychlení.

Úhlové zrychlení $\ddot{v} = \frac{d^2 v}{dt^2} = \frac{d \dot{v}}{dt}$ dostaneme dalším derivováním rovnice (9,41) podle času.

$$\ddot{v} = \omega_v^2 v_{\max} \left(-\frac{7}{\beta^2} + \frac{280}{\beta^5} \theta^3 - \frac{525}{\beta^6} \theta^4 + \frac{252}{\beta^7} \theta^5 \right) \quad (10,41)$$

Dělení je stejné jako v předchozím výpočtu u úhlové rychlosti a výsledky jsou zpracovány v tabulce I - 41.

Výpočet pulsu.

Puls je roven třetí derivaci zdvihu podle času.

$$\text{Platí: } p = \ddot{\ddot{v}} = \frac{d^3 v}{dt^3} = \frac{d \ddot{v}}{dt}$$

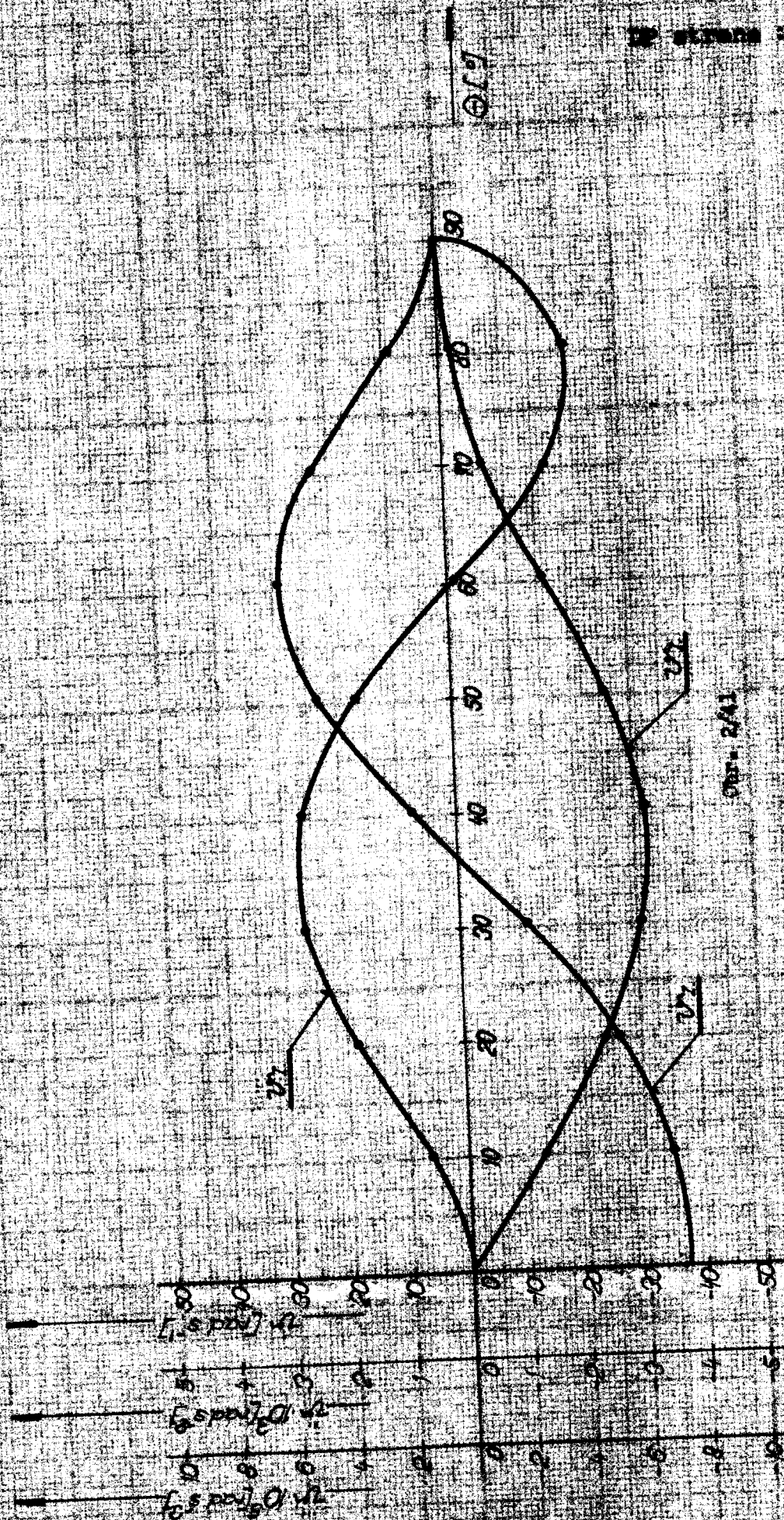
Rovnici (10,41) derivujeme podle času a dostáváme vztah:

$$\ddot{\ddot{v}} = \omega_v^3 v_{\max} \left(\frac{840}{\beta^5} \theta^2 - \frac{2100}{\beta^6} \theta^3 + \frac{1260}{\beta^7} \theta^4 \right) \quad (11,41)$$

Hodnoty pulsu pro jednotlivé časové okamžiky jsou uvedeny v tabulce I - 41.

$\alpha [^\circ]$	$\alpha [^\circ]$	$\omega [\text{rad}]$	$\dot{\omega} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$	$\ddot{\omega} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}]$	$\dddot{\omega} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-3}]$
0	30,000	0,523 000	0,000 000	- 3 749,084	0,000
10	28,694	0,500 553	-12,864 550	- 3 583,980	131 649,507
20	24,979	0,435 744	-24,040 859	- 2 716,008	368 595,778
30	19,429	0,338 944	-30,850 670	- 1 111,069	533 147,149
40	13,129	0,229 038	- 31,411 065	785,350	526 554,384
50	7,349	0,128 205	- 25,822 385	2 321,678	329 080,724
60	3,104	0,054 148	- 16,407 191	2 915,224	- 24,605
70	0,804	0,014 029	- 6,998 853	2 326,074	- 322 521,189
80	0,065	0,001 141	- 1,273 149	931,517	- 421 187,655
90	0,000	0,000 000	0,000 000	0,000	0,000

Tabulka I - 41



4.2. ~~Podání~~ ~~spíše~~ ~~okrajových~~ ~~podmínek~~

Pro $\theta = 0$, platí: $w = 1$

$$w' = 0$$

$$w'' = 0$$

Pro $\theta = 1$, platí: $w = 0$

$$w' = 0$$

$$w'' = 0$$

$$w''' = 0$$

$$w'''' = 0$$

Dosazení okrajových podmínek pro $\theta = 0$ do rovnic (1,41), (2,41) a (5,41), dostaneme:

$$\begin{aligned} w &= C_0 = 1 & \longrightarrow & C_0 = 1 \\ w' &= C_1 = 0 & \longrightarrow & C_1 = 0 \\ w'' &= 24C_4 = 0 & \longrightarrow & C_4 = 0 \end{aligned}$$

Rovnici (1,41) můžeme psát ve tvaru

$$w = 1 + C_2 \theta^2 + C_3 \theta^3 + C_5 \theta^5 + C_6 \theta^6 + C_7 \theta^7 \quad (1,42)$$

Abychom mohli určit stykající konstanty, vy-
počítáme první, druhou, třetí a čtvrtou derivaci
podle času rovnice (1,42).

$$w' = 2 C_2 \theta + 3 C_3 \theta^2 + 5 C_5 \theta^4 + 6 C_6 \theta^5 + 7 C_7 \theta^6 \quad (2,42)$$

$$w'' = 2 C_2 + 6 C_3 \theta + 20 C_5 \theta^3 + 30 C_6 \theta^4 + 42 C_7 \theta^5 \quad (3,42)$$

$$w''' = 6 C_3 + 60 C_5 \theta^2 + 120 C_6 \theta^3 + 210 C_7 \theta^4 \quad (4,42)$$

$$w'''' = 60 C_5 \theta + 360 C_6 \theta^2 + 840 C_7 \theta^3 \quad (5,42)$$

Do rovnic (2,42), (3,42), (4,42), (5,42) dosadíme
okrajevé podmínky pro $\theta = 1$ a dostaneme:

$$\begin{aligned} -1 &= C_2 + C_3 + C_5 + C_6 + C_7 \\ 0 &= 2 C_2 + 3 C_3 + 5 C_5 + 6 C_6 + 7 C_7 \\ 0 &= 2 C_2 + 6 C_3 + 20 C_5 + 30 C_6 + 42 C_7 \\ 0 &= 6 C_3 + 60 C_5 + 120 C_6 + 210 C_7 \\ 0 &= 120 C_5 + 360 C_6 + 840 C_7 \end{aligned}$$

Dostali jsme soustavu pěti rovnic pro 5 neznámých.
Pomocí determinantů určíme jednotlivé neznámé C_2 ,
 C_3 , C_5 , C_6 a C_7 .

Determinant soustavy je:

$$D_5 = \begin{vmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 2 & 3 & 5 & 6 & 7 \\ 2 & 6 & 20 & 30 & 42 \\ 0 & 6 & 60 & 120 & 210 \\ 0 & 0 & 120 & 360 & 840 \end{vmatrix} = 2880$$

Výpočet konstanty C_2 :

$$D_2 = \begin{vmatrix} -1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 3 & 5 & 6 & 7 \\ 0 & 6 & 20 & 30 & 42 \\ 0 & 6 & 60 & 120 & 210 \\ 0 & 0 & 120 & 360 & 840 \end{vmatrix} = -30240 \quad C_2 = \frac{D_2}{D_5} = -10,5$$

Výpočet konstanty C_3 :

$$D_3 = \begin{vmatrix} 1 & -1 & 1 & 1 & 1 \\ 2 & 0 & 5 & 6 & 7 \\ 2 & 0 & 20 & 30 & 42 \\ 0 & 0 & 60 & 120 & 210 \\ 0 & 0 & 120 & 360 & 840 \end{vmatrix} = 50\,400 \quad C_3 = \frac{D_3}{D_5} = 17,5$$

Výpočet konstanty C_5 :

$$D_5 = \begin{vmatrix} 1 & 1 & -1 & 1 & 1 \\ 2 & 3 & 0 & 6 & 7 \\ 2 & 6 & 0 & 30 & 42 \\ 0 & 6 & 0 & 120 & 210 \\ 0 & 0 & 0 & 360 & 840 \end{vmatrix} = -60\,480 \quad C_5 = \frac{D_5}{D_3} = -21$$

Výpočet konstanty C_6 :

$$D_6 = \begin{vmatrix} 1 & 1 & 1 & -1 & 1 \\ 2 & 3 & 5 & 0 & 7 \\ 2 & 6 & 20 & 0 & 42 \\ 0 & 6 & 60 & 0 & 210 \\ 0 & 0 & 120 & 0 & 840 \end{vmatrix} = 50\,400 \quad C_6 = \frac{D_6}{D_3} = 17,5$$

Výpočet konstanty C_7 :

$$D_7 = \begin{vmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & -1 \\ 2 & 3 & 5 & 6 & 0 \\ 2 & 6 & 20 & 30 & 0 \\ 0 & 6 & 60 & 120 & 0 \\ 0 & 0 & 120 & 360 & 0 \end{vmatrix} = -12\,960 \quad C_7 = \frac{D_7}{D_3} = -4,5$$

Zjištěné konstanty nyní dosadíme do rovnice (1,42), čímž dostaneme:

$$v = 1 - 10,5 \theta^2 + 17,5 \theta^3 - 21 \theta^5 + 17,5 \theta^6 - 4,5 \theta^7 \quad (6,42)$$

Stejnou úpravou jako při první volbě dostaneme:

$$v = v_{\max} / 1 - 10,5 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2 + 17,5 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 - 21 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^5 + 17,5 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^6 - 4,5 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^7 \quad (7,42)$$

Shodně s předchozím, provedeme výpočet této rovnice. Výsledky jsou uvedeny v tabulce I - 42.

Výpočet úhlové rychlosti vahadla.

Úhlovou rychlost vahadla zjistíme derivováním rovnice (7,42) podle času, když za θ dosadíme $\theta = \omega_v \cdot t$.

$$\dot{v} = \omega_v \cdot v_{\max} \left[-\frac{21}{\beta^2} \theta + \frac{52,5}{\beta^3} \theta^2 - \frac{105}{\beta^5} \theta^4 + \frac{105}{\beta^6} \theta^5 - \frac{31,5}{\beta^7} \theta^6 \right] \quad (8,42)$$

Výpočet úhlového zrychlení vahadla.

Úhlové zrychlení dostaneme derivací vztahu (8,42) podle času

$$\ddot{v} = \omega_v^2 \cdot v_{\max} \left(-\frac{21}{\beta^2} + \frac{105}{\beta^3} \theta - \frac{420}{\beta^5} \theta^3 + \frac{525}{\beta^6} \theta^4 - \frac{189}{\beta^7} \theta^5 \right) \quad (9,42)$$

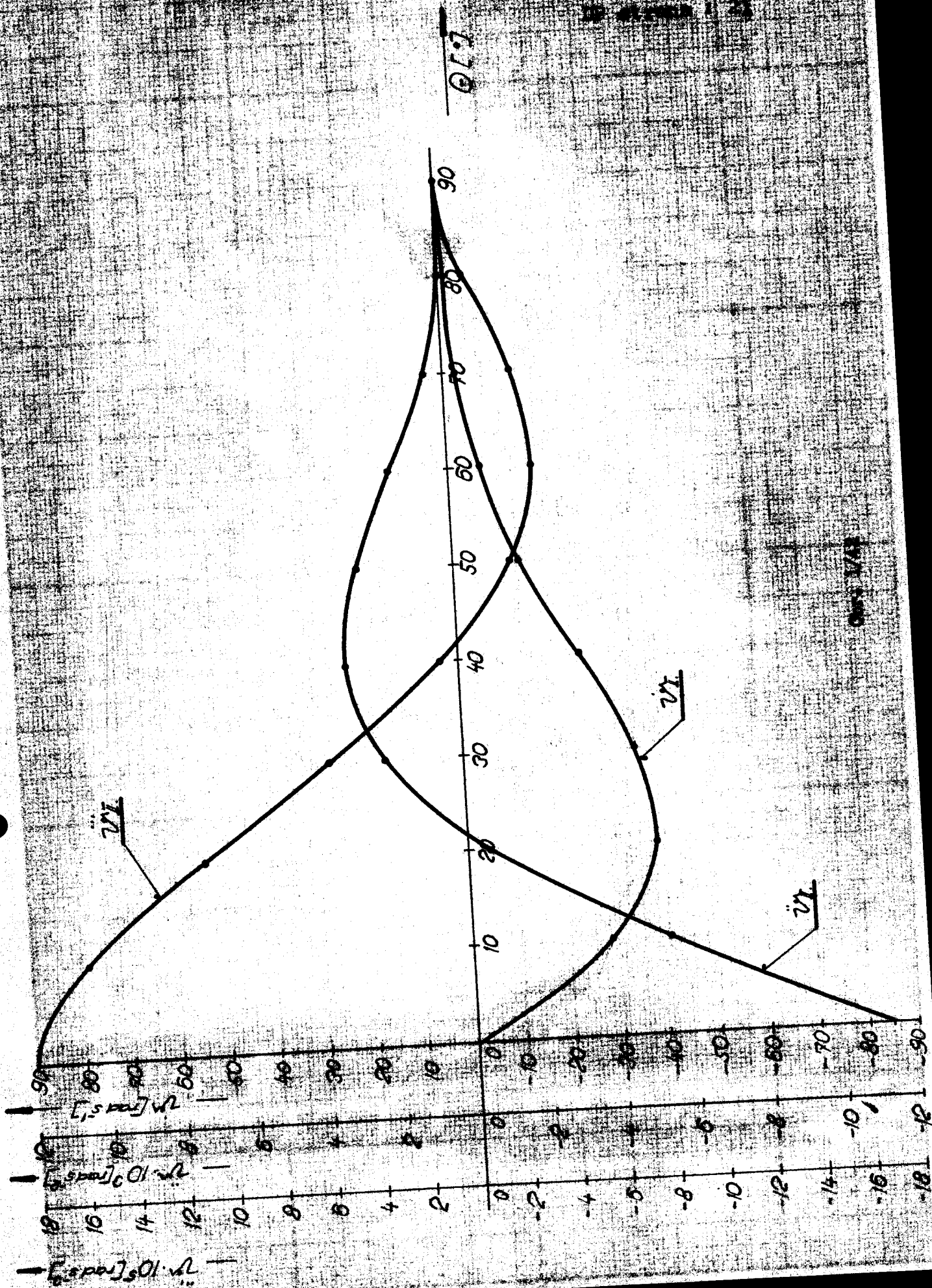
Výpočet pulsu.

Derivací vztahu (9,42) podle času dostáváme:

$$\ddot{v} = \omega_v^3 \cdot v_{\max} \left(\frac{105}{\beta^3} - \frac{1260}{\beta^4} \theta + \frac{2100}{\beta^5} \theta^2 - \frac{245}{\beta^7} \theta^4 \right) \quad (10,42)$$

$\alpha [^\circ]$	$\omega [^\circ]$	$\omega [\text{rad}]$	$\dot{\omega} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$	$\ddot{\omega} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}]$	$\dddot{\omega} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-3}]$
0	30,000	0,523 000	0,000 000	- 11 247,252	1 799 418,659
10	26,810	0,467 688	- 28,438 221	- 5 266,576	1 579 726,101
20	19,923	0,347 554	- 38,104 530	- 588,722	1 088 528,248
30	12,523	0,218 461	- 34,711 181	2 220,786	553 139,920
40	6,543	0,114 133	- 24,803 267	3 213,299	61 680,294
50	2,694	0,047 001	- 13,977 509	2 851,733	-2236 981,090
60	0,788	0,013 572	- 5,800 468	1 804,769	- 333 226,510
70	0,126	0,002 192	- 1,472 039	741,058	- 256 666,194
80	0,048	0,000 837	- 0,163 478	123,520	- 96 153,898
90	0,000	0,000 000	0,000 000	0,000	0,000

Tabulka I - 42



Ve všech třech případech, tj. při výpočtu úhlové rychlosti, úhlového zrychlení a pulsu je postupováno následovně:

Celkový úhel pootočení vačky θ , při němž dojde ke změně z $\omega = 0$ na $\omega = \omega_{\max}$ je 90° . Tento úhel je rozdělen na devět stejných dílů po 10° . Uvedené závislosti jsou vypočteny pro každou z těchto konečných hodnot. Výsledky jsou uvedeny v tabulce I - 42.

4.3. Třetí soubor okrajových podmínek

Pro $\theta = 0$, platí : $\omega = 1$
 $\dot{\omega} = 0$
 $\ddot{\omega} = 0$
 $\omega''' = 0$

Když dosadíme tyto podmínky do vztahů (1,41), (2,41) a (4,41) dostaneme:

$$\begin{array}{lll} \omega = C_0 = 1 & \text{---} & C_0 = 1 \\ \dot{\omega} = C_1 = 0 & \text{---} & C_1 = 0 \\ \ddot{\omega} = 6 C_2 = 0 & \text{---} & C_2 = 0 \end{array}$$

Rovnici (1,41) pak můžeme přepsat na tvar:

$$\omega = 1 + C_2 \theta^2 + C_4 \theta^4 = C_5 \theta^5 + C_6 \theta^6 + C_7 \theta^7 \quad (1,43)$$

Pro výpočet zbyvajících konstant použijeme podmínku pro $\theta = 1$.

Pro tuto hodnotu θ platí:

$$\begin{array}{l} \omega = 0 \\ \dot{\omega} = 0 \\ \ddot{\omega} = 0 \\ \omega''' = 0 \\ \omega'''' = 0 \end{array}$$

Musíme si určit první čtyři derivace vztahu (1,43)
a tyto okrajové podmínky do nich dosadit.

$$\dot{v} = 2 C_2 \theta + 4 C_4 \theta^3 + 5 C_5 \theta^4 + 6 C_6 \theta^5 + 7 C_7 \theta^6 \quad (2,43)$$

$$\ddot{v} = 2 C_2 + 12 C_4 \theta^2 + 20 C_5 \theta^3 + 30 C_6 \theta^4 + 42 C_7 \theta^5 \quad (3,43)$$

$$\dddot{v} = 12 C_4 \theta + 60 C_5 \theta^2 + 120 C_6 \theta^3 + 210 C_7 \theta^4 \quad (4,43)$$

$$v'''' = 12 C_4 + 120 C_5 \theta + 360 C_6 \theta^2 + 840 C_7 \theta^3 \quad (5,43)$$

Po dosazení okrajových podmínek pro $\theta = 1$ do vztahů (1,43), (2,43), (3,43), (4,43), (5,43) dostaneme soustavu pěti rovnic pro pět neznámých, kterou řešíme stejným způsobem jako v kapitole 4.2.

$$\begin{aligned} -1 &= C_2 + C_4 + C_5 + C_6 + C_7 \\ 0 &= 2 C_2 + 4 C_4 + 5 C_5 + 6 C_6 + 7 C_7 \\ 0 &= 2 C_2 + 12 C_4 + 20 C_5 + 30 C_6 + 42 C_7 \\ 0 &= 12 C_4 + 60 C_5 + 120 C_6 + 210 C_7 \\ 0 &= 12 C_4 + 120 C_5 + 360 C_6 + 840 C_7 \end{aligned}$$

Výpočet determinantu soustavy:

$$D_s = \begin{vmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 2 & 4 & 5 & 6 & 7 \\ 2 & 12 & 20 & 30 & 42 \\ 0 & 24 & 60 & 120 & 210 \\ 0 & 24 & 120 & 360 & 840 \end{vmatrix} = 1440$$

Výpočet konstanty C_2 :

$$D_2 = \begin{vmatrix} -1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 4 & 5 & 6 & 7 \\ 0 & 12 & 20 & 30 & 42 \\ 0 & 24 & 60 & 120 & 210 \\ 0 & 24 & 120 & 360 & 840 \end{vmatrix} = -10\,080 \quad C_2 = \frac{D_2}{D_s} = -7$$

Výpočet konstanty C_4 :

$$D_4 = \begin{vmatrix} 1 & -1 & 1 & 1 & 1 \\ 2 & 0 & 5 & 6 & 7 \\ 2 & 0 & 20 & 30 & 42 \\ 0 & 0 & 60 & 120 & 210 \\ 0 & 0 & 120 & 360 & 840 \end{vmatrix} = 50\ 400 \quad C_4 = \frac{D_4}{D_5} = 35$$

Výpočet konstanty C_5 :

$$D_5 = \begin{vmatrix} 1 & 1 & -1 & 1 & 1 \\ 2 & 4 & 0 & 6 & 7 \\ 2 & 12 & 0 & 30 & 42 \\ 0 & 24 & 0 & 120 & 210 \\ 0 & 24 & 0 & 360 & 840 \end{vmatrix} = -80\ 640 \quad C_5 = \frac{D_5}{D_6} = -56$$

Výpočet konstanty C_6 :

$$D_6 = \begin{vmatrix} 1 & 1 & 1 & -1 & 1 \\ 2 & 4 & 5 & 0 & 7 \\ 2 & 12 & 20 & 0 & 42 \\ 0 & 24 & 60 & 0 & 210 \\ 0 & 24 & 120 & 0 & 840 \end{vmatrix} = 50\ 400 \quad C_6 = \frac{D_6}{D_7} = 35$$

Výpočet konstanty C_7 :

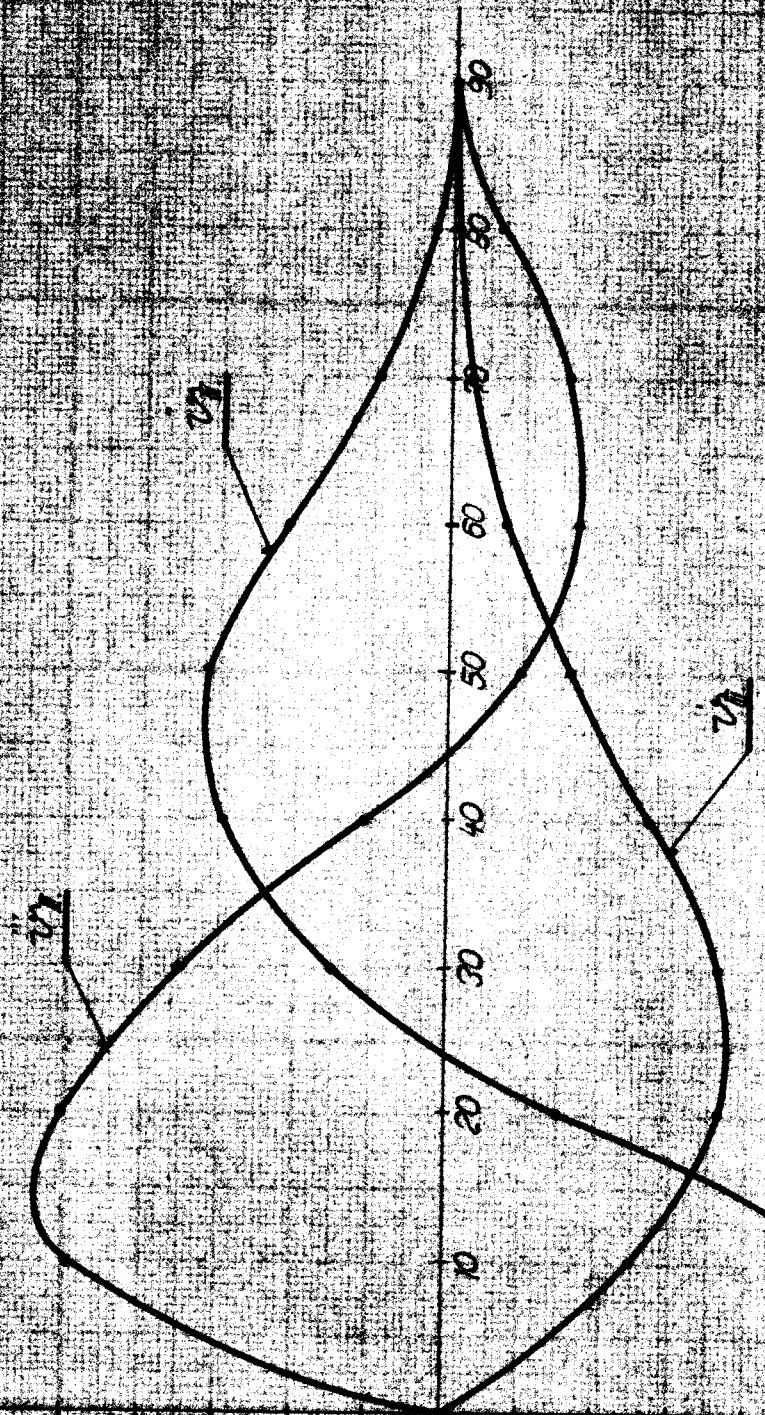
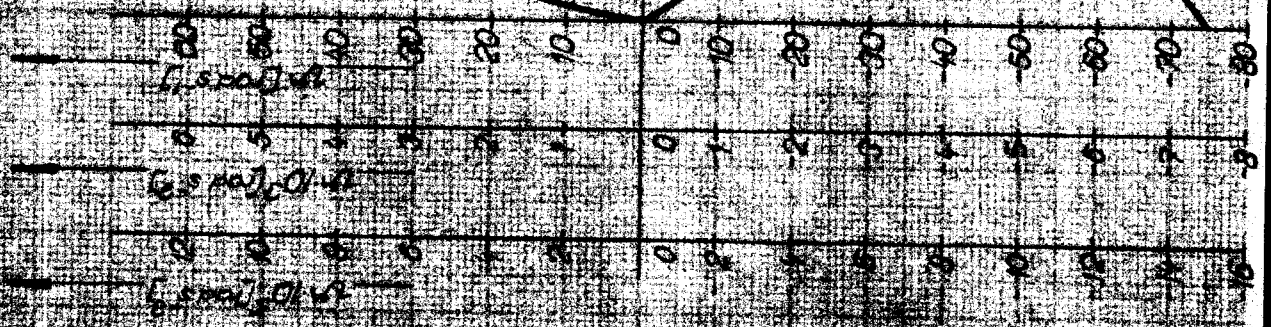
$$D_7 = \begin{vmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & -1 \\ 2 & 4 & 5 & 6 & 0 \\ 2 & 12 & 20 & 30 & 0 \\ 0 & 24 & 60 & 120 & 0 \\ 0 & 24 & 120 & 360 & 0 \end{vmatrix} = -11\ 520 \quad C_7 = \frac{D_7}{D_8} = -8$$

Zjištěné konstanty dosadíme do rovnice (1,43) a dostaneme:

$$v = 1 - 7 \theta^2 + 35 \theta^4 - 56 \theta^5 + 35 \theta^6 - 8 \theta^7 \quad (6,43)$$

$\alpha [^\circ]$	$\alpha [^\circ]$	$\alpha [\text{rad}]$	$\dot{\alpha} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$	$\ddot{\alpha} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}]$	$\ddot{\alpha} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}]$	$\ddot{\alpha} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}]$
0	30,000	0,523 000	0,000 000	1 7 498,168	0,000	0,000
10	27,528	0,480 211	- 23,472 928	- 5 461,262	982 951,211	
20	21,400	0,373 320	- 35,985 959	- 1 699,065	1 075 137,726	
30	14,059	0,245 255	- 35,995 075	1 480,583	710 909,312	
40	7,642	0,133 307	- 27,555 286	3 094,561	219 422,830	
50	3,266	0,056 976	- 16,376 981	3 120,116	- 175 514,415	
60	0,982	0,017 127	- 7,097 655	2 128,878	- 355 434,660	
70	0,191	0,003 338	- 1,880,643	920,838	- 307 156,892	
80	0,006	0,000 110	- 0,245 257	158,891	- 122 835,127	
90	0,000	0,000 000	0,000 000	0,000	0,000	0,000

Tabulka I - 43



0.17

Úpravou rovnice pro náš případ, dostáváme:

$$\omega = \omega_{\max} / 1 - 7 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2 + 35 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^4 - 96 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^5 + 35 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^6 - 8 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^7 \quad (7,43)$$

Tato rovnice je řešena stejně jako rovnice (8,41) a (7,42). Výsledky řešení jsou uvedeny v tabulce I - 43.

Výpočet úhlové rychlosti vahadla.

Derivováním rovnice (7,43) podle času, dostáváme:

$$\dot{\omega} = \omega_{\max} \left(-\frac{14}{\beta^2} \theta + \frac{140}{\beta^4} \theta^3 - \frac{480}{\beta^5} \theta^4 + \frac{210}{\beta^2} \theta^5 - \frac{56}{\beta^2} \theta^6 \right) \quad (8,43)$$

Výpočet úhlového zrychlení vahadla.

$$\ddot{\omega} = \omega_{\max}^2 \left(-\frac{14}{\beta^2} + \frac{420}{\beta^4} \theta^2 - \frac{1120}{\beta^5} \theta^3 + \frac{1050}{\beta^2} \theta^4 - \frac{336}{\beta^2} \theta^5 \right) \quad (9,43)$$

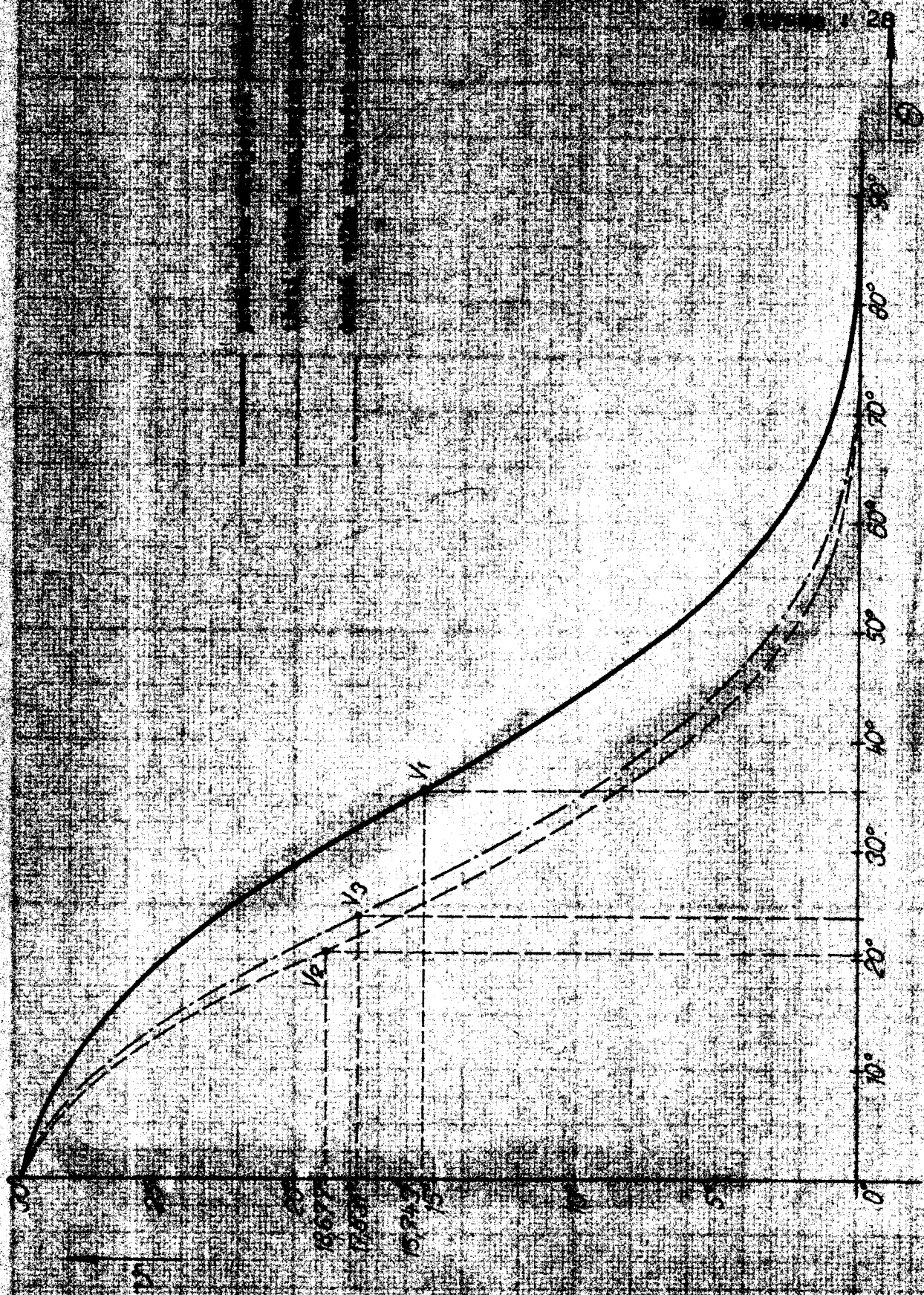
Výpočet pulsu.

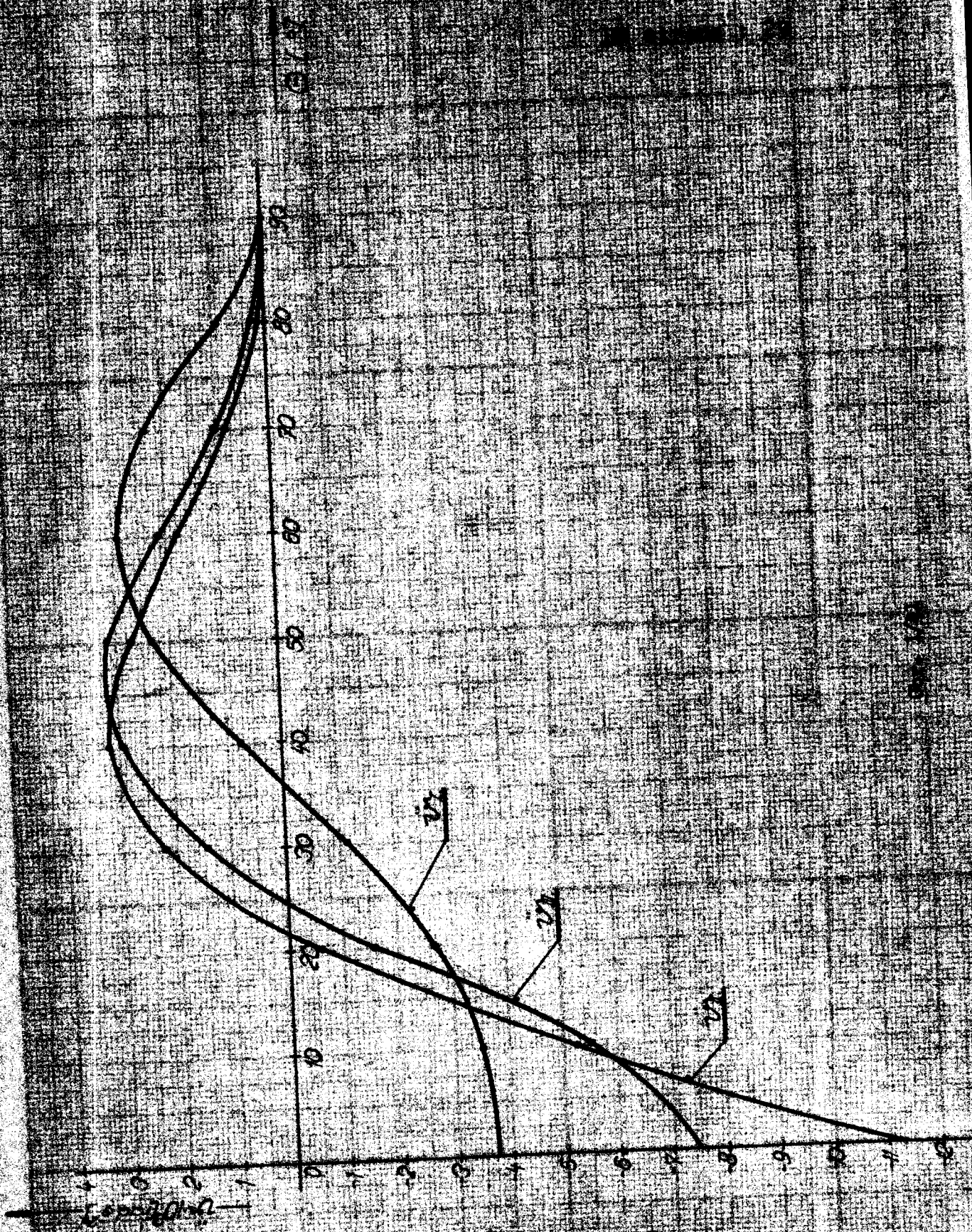
$$\ddot{\omega} = \omega_{\max}^3 \left(\frac{840}{\beta^4} \theta - \frac{2360}{\beta^5} \theta^2 + \frac{4200}{\beta^5} \theta^3 - \frac{1680}{\beta^2} \theta^4 \right) \quad (10,43)$$

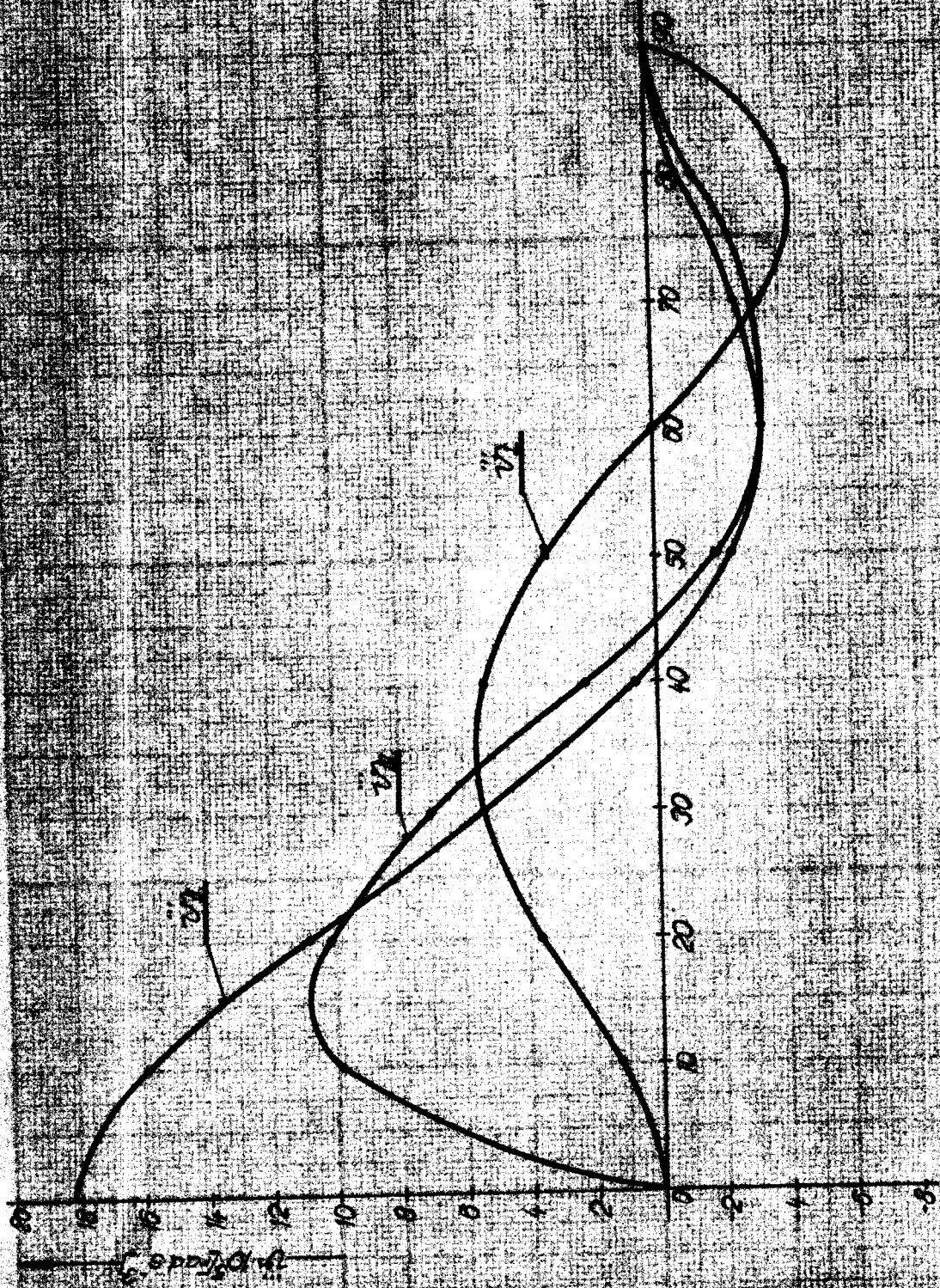
Výpočet úhlové rychlosti, úhlového zrychlení a pulsu je prováděn stejně jako v předchozích případech. Výsledky řešení jsou uvedeny v tabulce I - 43.

4.4. Zhodnocení srotačenských závislostí

Pro porovnání jednotlivých průběhů závislosti rychlosti, zrychlení a pulsu, je vhodné tyto vyjádřit graficky.







WZ-40

000

Na obr. 2/35 je graficky vyjádřena závislost mezi posouzením vahadla a posouzením vačky. Z hlediska plynosti plochy pod křivkou závislosti se zdá nejvhodnější první volba okrajových podmínek.

Grafická závislost úhlové rychlosti úhlového zrychlení a pulsu pro jednotlivé volby okrajových podmínek je skonstruována na obr. 2/41, 1/42 a 1/43.

Na obr. 1/44 a 2/44 jsou pro porovnání zakresleny průběhy úhlových rychlostí a pulsu pro všechny tři volby okrajových podmínek. Při čtení je patrné, že nejvhodnější průběhy dává první volba.

4.5. Určení inflexního bodu průběhu $\varphi'' = f(\theta)$ při první volbě okrajových podmínek

Při inflexním bodě platí:

Je-li $\varphi''(\theta_0) = 0$ a $\varphi'''(\theta_0) \neq 0$, pak bod θ_0 je inflexním bodem funkce $\varphi''(\theta)$.

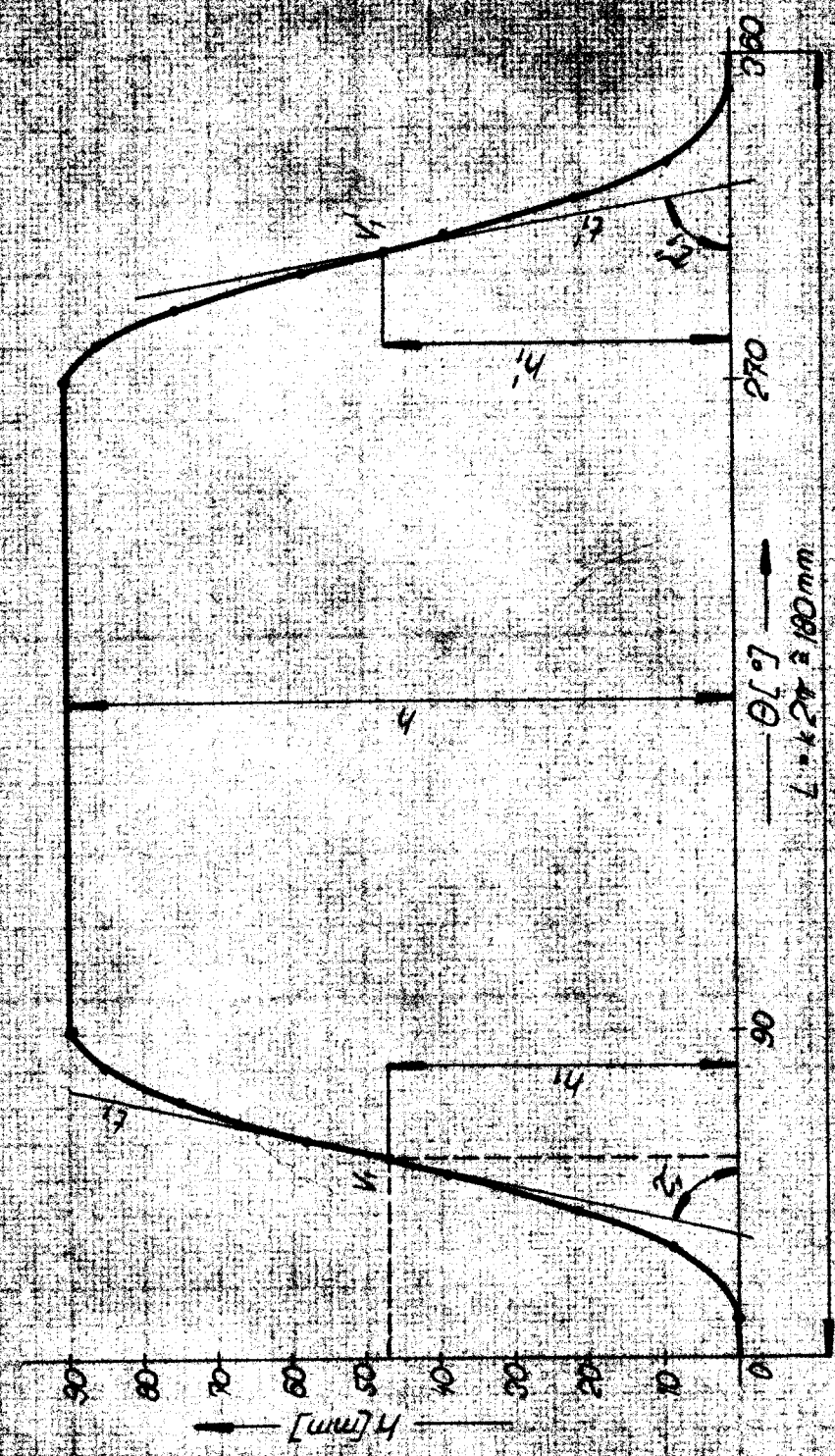
V našem případě postupujeme tak, že určíme druhou derivaci rovnice (8,41) a položíme ji rovnu nule.

$$\ddot{\varphi} = \omega^2 \varphi'' = \left(-\frac{7}{\beta^2} + \frac{280}{\beta^3} \theta^3 - \frac{525}{\beta^4} \theta^4 + \frac{252}{\beta^5} \theta^5 \right) = 0 \quad (1,45)$$

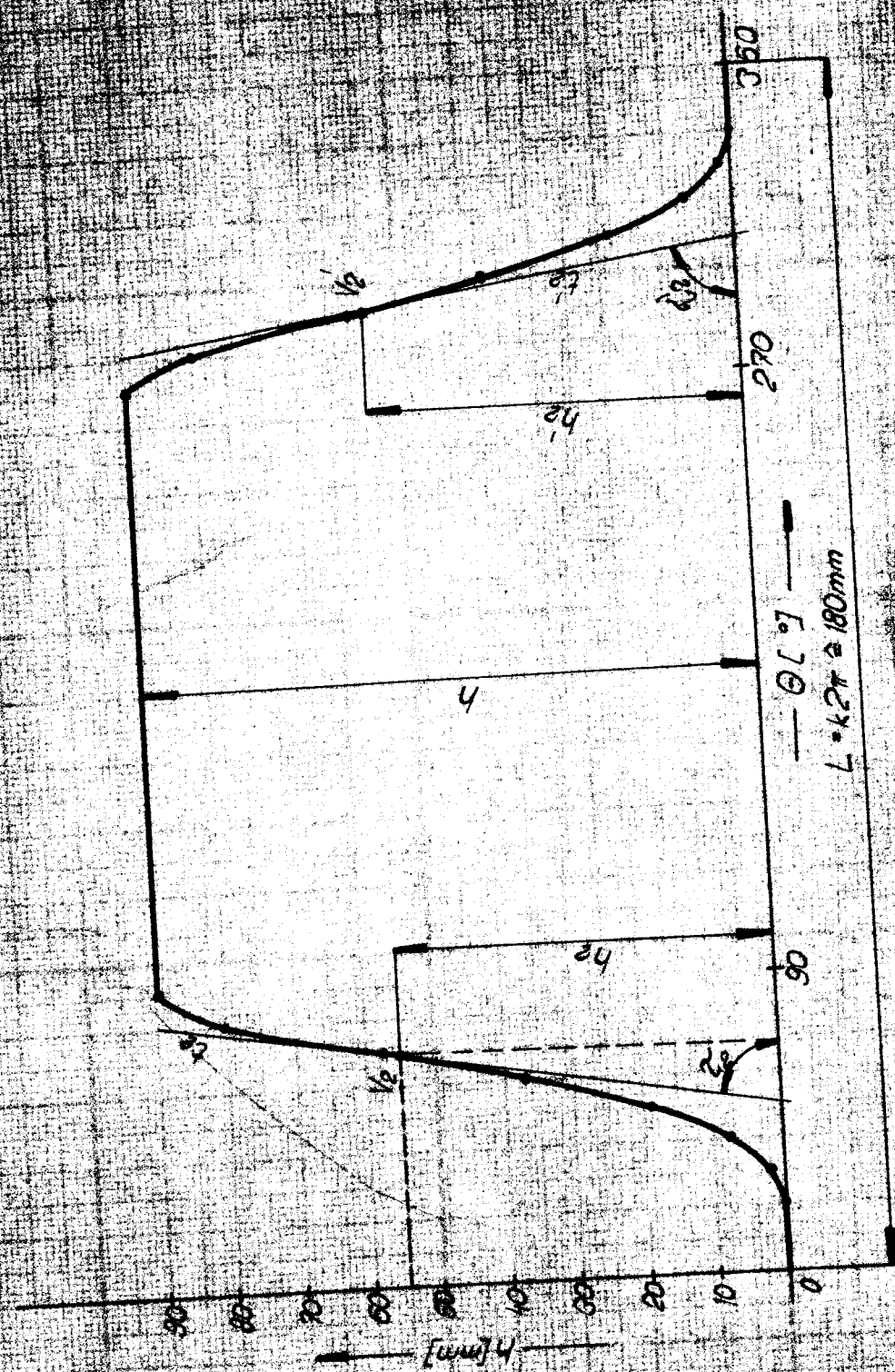
Máme-li se rovnice (1,45) rovnat nule, musí platit, že výraz v kulaté závorce se rovná nule.

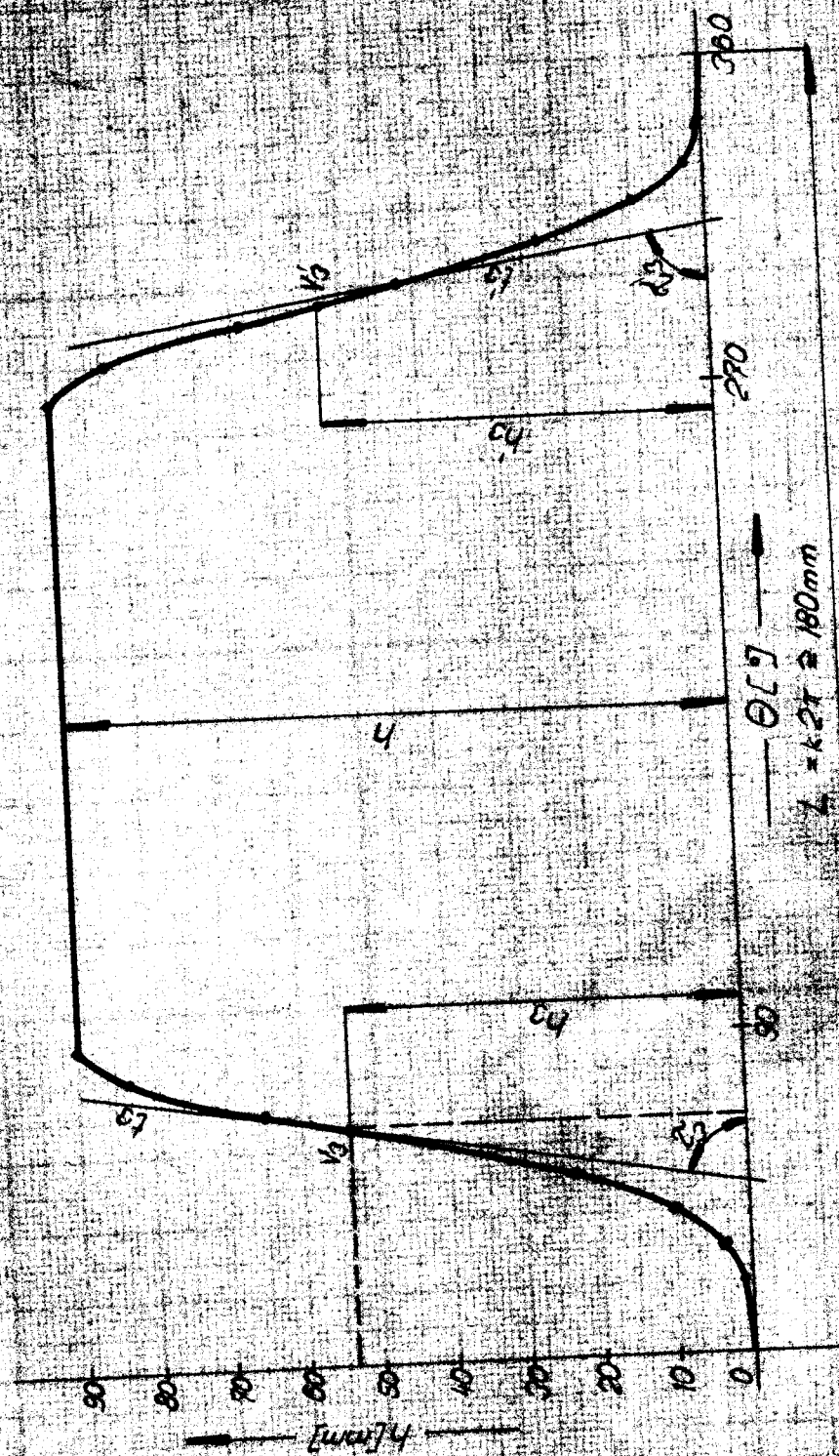
$$-\frac{7}{\beta^2} + \frac{280}{\beta^3} \theta^3 - \frac{525}{\beta^4} \theta^4 + \frac{252}{\beta^5} \theta^5 = 0 \quad (2,45)$$

K určení kořenů rovnice (2,45) je antieponužit některou z numerických metod. V tomto případě je použita metoda regula falsi. Touto metodou lze řešit rovnici $f(x) = 0$ ($f(x)$ je reálná spojitá funkce v nějakém intervalu I), jestliže máme dvě



$\rightarrow 0.70$
 $L = 420 \pm 100 \text{ mm}$





čísla x_0 a x_1 (z tohoto intervalu), pro něž $f(x_0)$ a $f(x_1)$ mají opačné znaménka.

Potom si postupně vypočítáme čísla $x_2, x_3, \dots$,
takto:

Položíme

$$x_2 = \frac{x_0 f(x_1) - x_1 f(x_0)}{f(x_1) - f(x_0)} \quad (3,45)$$

Je-li $f(x_2) = 0$, jsme hotovi. Je-li $f(x_2) \neq 0$,
počítáme x_3 atd. [3]

V našem případě volíme:

$$\theta_0 = 0,7 \quad \text{---} \quad f(\theta_0) = 0,612 \ 781$$

$$\theta_1 = 0,6 \quad \text{---} \quad f(\theta_1) = -0,209 \ 312$$

$$\theta_2 = \frac{\theta_0 f(\theta_1) - \theta_1 f(\theta_0)}{f(\theta_1) - f(\theta_0)} = 0,625 \ 462$$

$$f(\theta_2) = 0,003 \ 405$$

$$\theta_3 = \frac{\theta_1 f(\theta_2) - \theta_2 f(\theta_1)}{f(\theta_2) - f(\theta_1)} = 0,625 \ 056$$

$$f(\theta_3) = 0,000 \ 000$$

Dosazením θ_3 do rovnice (8,41) dostaneme dru-
hou souřadnici inflexního bodu.

$$\begin{aligned} v_3 = & 0,523 (1 - 1,419 \ 936 \cdot 0,390 \ 695 + \\ & + 1,467 \ 674 \cdot 0,095 \ 410 - \\ & - 1,168 \ 531 \cdot 0,039 \ 636 + \\ & + 0,255 \ 184 \cdot 0,037 \ 276) = 0,274 \ 625 \end{aligned}$$

Souřadnice inflexního bodu V_1 v rad.

$$(0,625 \ 056; 0,274 \ 625)$$

Souřadnice inflexního bodu V_1 ve stupních

$$(35,831; 15,743)$$

4.6. Určení inflexního bodu průběhu $\omega = f(\theta)$
pro druhou volbu okrajových podmínek

Postupujeme obdobně jako v předchozím případě.
Pro stručnost není uváděn celý výpočet, ale pouze
výsledky.

Souřadnice inflexního bodu V_2 v radiánech
(0,377 198; 0,325 806)

Souřadnice inflexního bodu V_2 ve stupních
(21,623; 18,677)

4.7. Určení inflexního bodu průběhu $\omega = f(\theta)$
pro třetí volbu okrajových podmínek

Stejně jako v předchozím dostáváme:
Souřadnice inflexního bodu V_3 v radiánech
(0,433 277; 0,311 047)

Souřadnice inflexního bodu V_3 ve stupních
(24,837; 17,831)

5. VLIV POLOMĚRU $r_{\min}$ ZÁKLADNÍ KRUŽNICE
VÁČKY NA SPRÁVNOU FUNKCI VÁČKOVÉHO
MECHANISMU

Minimální poloměr základní kružnice $r_{\min}$ má
vedle celkového zdvihu a úhlu postavení váčky znač-
ný vliv na úhel tlaku μ , který svírá směr pohy-
bu zdviháku s tečnou v libovolném bodě profilu váč-
ky. Čím větší je úhel tlaku μ , tím lepší jsou
pracovní podmínky, ústrojí, protože síla P_g , kterou
působí váčka na zdvihák, vzrůstá s rostoucí úhlem
 μ při stejném momentu váčky.

Čím větší bude $r_{\min}$, tím větší vyjde úhel μ . Proto se snažíme volit $r_{\min}$ velké, abychom dosáhli lepších pracovních podmínek vačkového ústrojí. Nevýhoda je v tom, že vačka vychází větší, těžší a tím i dražší. V praxi se volí úhel tlaku μ většinou asi 60° . Tuto hodnotu však není třeba přesně dodržovat, můžeme se od ní odchýlit, aniž se tím zhorší funkce vačkového mechanismu. Čím menší jsou rychlost a hmoty členů obecné kinematické dvojice, tím spíše můžeme volit μ menší. Je však důležité, aby minimální úhel tlaku $\mu_{\min}$ nebyl menší než 45° .

Po určení $r_{\min}$ byly vypočteny inflexní body průběhu $v = f(\theta)$. Dále je nutné určit úhel, který svírá tečna, vedená bodem obratu s osou θ . Pomocí tohoto úhlu, je již možné graficky sestavit minimální poloměr základní kružnice $r_{\min}$.

5.1. Určení $r_{\min}$ pro první volbu okrajových podmínek

Nejdříve je nutno, abychom v inflexním bodě V_1 , průběhu sestaveného podle vztahu (8,41) určili úhel τ_1 , který svírá tečna s osou θ .

Další postup je zřejmý z připojeného obr. 1/51.

Na oblouk AB, který přísluší zdvíhu h , přeneseme ze zdvihové čáry (obr. 2/51) body V_1, V_1' . V našem případě, poněvadž je zdvihová závislost symetrická, oba body splývají. Bod V_1 přísluší částečnému zdvíhu h_1 , který se rovná:

$$h_1 = \frac{v}{v_{\max}} \cdot h = \frac{0,274 \cdot 625}{0,523} \cdot 90 = 47,259 [\text{mm}]$$

Body V_1 spojíme přímkou se středem postáčení vahadla M a na tuto přímku nanese se z bodu V_1 úsečky $k \cdot \tan \tau_1$ a $k \cdot \tan \tau_1'$. V našem případě jsou obě úsečky stejně dlouhé.

Hodnotu k určíme z obrázu 2/51.

Platí:

$$L = k \cdot 2\pi = 180[\text{mm}]$$

$$k = \frac{180}{2\pi} = 27[\text{mm}]$$

Z bodů W_1 a W_2 vedeme paprsky pod úhlem μ_k (v našem případě voleno $\mu_k = 45^\circ$) ke směru poloměru V_1M vahadla. Tyto přímky se protínají v bodě O_k ; prodloužíme-li je delší, vznikne nám vyšrafovaná plocha. Střed otáčení vačky volíme v této vyšrafované ploše tak, aby úhel γ , který svírají přímky V_1M a V_1O , byl pokud možno 90° . Přenos síl z vačky na hnaný člen je pak nejvýhodnější. V našem případě bod O splývá s bodem O_k . Minimální poloměr základní kružnice vačky $r_{\min}$ je roven vzdálenosti mezi bodem O a nejbližší polohou vahadla A a je 70 mm. [4]

5.2. Určení $r_{\min}$ pro druhou volbu okrajových podmínek (viz obr. 1/52)

Postup je stejný jako v předchozím případě, proto je uveden pouze výsledek.

$$r_{\min} = 112 \text{ mm}$$

Závěr: Z konstrukčních důvodů je nejvhodnější $r_{\min} = 70 \text{ mm}$, který byl zjištěn pro první volbu okrajových podmínek. Poloměr $r_{\min} = 112 \text{ mm}$ zjištěný pro druhou volbu okrajových podmínek je příliš velký.

Pro třetí volbu okrajových podmínek nebyla konstrukce $r_{\min}$ prováděna, protože jak je patrné z obr. 1/53 jsou jak poloha bodu V_3 tak i úhel τ_3 téměř shodné jako pro druhou volbu okrajových podmínek.

6. VÝPOČET PROFILU VAČKY

Pro stanovení poloh obráběcího nástroje je třeba vypracovat tabulku poloměrů vačky v jednotlivých úhlech. Je výhodné změnit pravouhlou souřadnicovou soustavu na polární, která dává větší přesnost profilu. Výpočty mají být prováděny pro větší počet desetinných míst než je nezbytné pro praktickou aplikaci. Obvykle má nástroj tentýž průměr jako kladka zdviháku, protože je to počatně jednodušší. Vačka je potom obráběna na jednodřelovém stroji, přičemž je užíváno posuvu od bodu k bodu. Vytvořený povrch má nerovnosti, obloučky po nástroji. Velikost obloučků a přesnost práce jsou určovány počtem posuvů (jejich velikostí).

Pro přesné vačky je nutno voliti posuvy max. do $0,5^\circ$.

6.1. Vačka s vahadlem a kladíčkou

V počáteční poloze mechanismu jsou dány míry l , m , r_g , r_k . Při pootočení vačky o úhel θ nabude vahadlo v reciprokém pohybu polohu AM a úhel β se zvětší o hodnotu φ . V našem případě máme danu zdvihovou závislost mezi pootočením θ vačky a pootočením φ vahadla.

$$\varphi = f(\theta) \quad (1,61)$$

Číselný výpočet polárních souřadnic r , φ
dráhy e středu kláděčky v reciprokém pohybu pro-
vádíme pro postupně volené hodnoty úhlu θ podle
těchto vztahů (viz obr. 1/61).

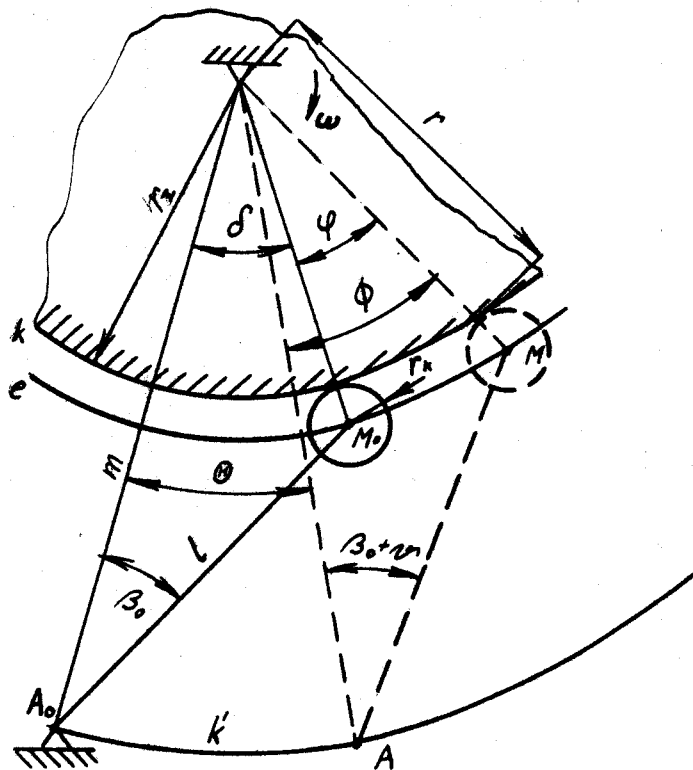
$$(r_z + r_k)^2 = m^2 + l^2 - 2ml \cos \beta_0 \quad (2,61)$$

$$\frac{\sin \delta}{\sin \beta_0} = \frac{l}{r_z + r_k} \quad (3,61)$$

$$r^2 = m^2 + l^2 - 2ml \cos (\beta_0 + \nu) \quad (4,61)$$

$$\frac{\sin \phi}{\sin (\beta_0 + \nu)} = \frac{l}{r} \quad (5,61)$$

$$\varphi = \phi + \theta - \delta \quad (6,61)$$



Obr. 1/61

Postup výpočtu:

z rovnice (2,61), (3,61) určíme konstantní úhly β_0, δ . S použitím hodnot úhlu ψ pro volené θ z rovnice (1,61) dostaneme z rovnice (4,61) polární souřadnici r . Po určení pomocného úhlu ϕ z rovnice (5,61) plyne nakonec z rovnice (6,61) polární souřadnice ρ .

V našem případě máme dány tyto hodnoty:

$$l = 64 \text{ mm}$$

$$m = 140 \text{ mm}$$

$$r_s = 70 \text{ mm}$$

$$r_k = 30 \text{ mm}$$

Po dosazení těchto hodnot do rovnice (2,61), (3,61) dostaneme

$$\beta_0 = 41^\circ 19'$$

$$\delta = 26^\circ 15'$$

Výpočet polárních souřadnic r, ρ byl prováděn, protože nebylo možno použít samostatného počítače, pro úhel pootočení vačky θ od 0° až 90° po deseti stupních.

Ovšem pro požadovanou toleranci $\pm 0,02 \text{ mm}$ je potřeba určit souřadnice r, ρ v jemnějším dělení a to po deseti minutách.

Výsledky jsou přehledně uvedeny v tabulce I - 61.

6.2. Transformace polárních souřadnic dvou ekvidistant

V případě, že obráběcí nástroj má jiný průměr než kladka zdviháku, je nutno transformovat souřadnice ekvidistanty středu kladky na souřadnice dráhy středu frázy nebo brusného kotouče.

α	$\beta_0 + \varphi$	$\cos (\beta_0 + \varphi)$	$\sin (\beta_0 + \varphi)$	$r_s + r_k [mm]$	$\sin \phi$	ϕ	φ
0	$71^{\circ}19'$	0,32 178	0,94 731	134,360	0,472 38	$28^{\circ}11'$	$1^{\circ}54'$
10	$70^{\circ}01'$	0,34 199	0,93 967	132,941	0,473 57	$28^{\circ}16'$	$12^{\circ}01'$
20	$66^{\circ}18'$	0,40 194	0,91 567	128,643	0,476 90	$28^{\circ}29'$	$22^{\circ}14'$
30	$60^{\circ}45'$	0,48 860	0,87 248	122,160	0,678 92	$28^{\circ}35'$	$32^{\circ}20'$
40	$54^{\circ}27'$	0,58 141	0,81 361	114,812	0,474 79	$28^{\circ}21'$	$42^{\circ}06'$
50	$48^{\circ}40'$	0,66 044	0,75 088	108,163	0,465 12	$27^{\circ}43'$	$51^{\circ}28'$
60	$44^{\circ}25'$	0,71 425	0,69 983	103,393	0,453 50	$26^{\circ}58'$	$60^{\circ}43'$
70	$42^{\circ}07'$	0,74 178	0,67 064	100,862	0,445 43	$26^{\circ}27'$	$70^{\circ}12'$
80	$41^{\circ}34'$	0,74 819	0,66 349	100,265	0,443 36	$26^{\circ}19'$	$80^{\circ}04'$
90	$41^{\circ}19'$	0,75 101	0,66 022	100,000	0,442 35	$26^{\circ}15'$	$90^{\circ}00'$

Tabulka I - 61

Jestliže se jedná o vačku danou v polárních souřadnicích, půjde o transformaci polárních souřadnic ekvidistanty středu kladičky na polární souřadnice středu nástroje.

Máme dva ekvidistanty k_1 a k_2 z nichž k_1 je určena rovnicí

$$r_1 = r_{1s} r(\varphi_1) \quad (1,62)$$

Jde nám o určení polárních souřadnic r_2, φ_2 křivky k_2 , již přísluší základní kružnice r_{2s} .

Uvažujeme libovolné sobě odpovídající body M_1, M_2 a zavedeme pomocné míry

$$m = r_{2s} - r_{1s}, \quad \varepsilon, \quad \overline{OP}_1 = r_1'$$

Platí, že míra r_1' , které ji subnormálou ekvidistanty k_1 je dána její derivací v bodě M_1 (obr. 1/62).

$$r_1' = \frac{dr_1}{d\varphi_1} = r_{1s} r'(\varphi_1) \quad (2,62)$$

S použitím vztahu (2,62) můžeme vyjádřit úhel z některých vztahů

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{r_1}{r_1'}$$

$$\cos \varepsilon = \frac{r_1}{\sqrt{r_1^2 + r_1'^2}} \quad (3,62)$$

$$\sin \varepsilon = \frac{r_1'}{\sqrt{r_1^2 + r_1'^2}}$$

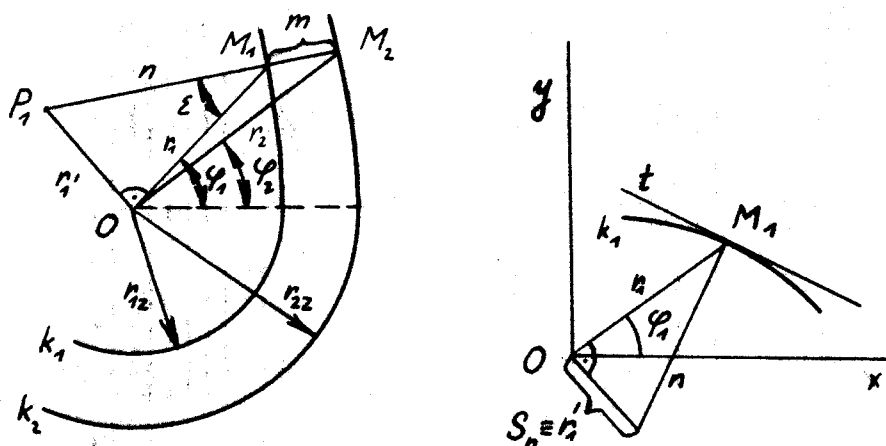
Dále podle obrázku (1/62) platí:

$$r_2 = \sqrt{r_1^2 + m^2 + 2 r_1 m \cos \varepsilon} \quad (4,62)$$

$$\frac{\sin \varepsilon}{\sin (\varphi_1 - \varphi_2)} = \frac{r_2}{r_1} \quad (5,62)$$

$$\varphi_2 = \varphi_1 - \arcsin \left(\frac{r_1}{r_2} \sin \varepsilon \right) \quad (6,62)$$

Ze vztahu (6,62) již můžeme pro libovolné r_2 určit φ_2 . [6]



Obr. 1/62

6.3. Křivost vačky

V zásadě má být dodržována relace mezi poloměrem křivosti vřetelu vačky a průměrem nástroje (svedáku). Křivost nemá být menší než poloměr kladky svedáku a pro nástroj plati, že jeho průměr má být větší, nebo roven průměru kladky svedáku. Poloměry křivosti je nutno znát také pro určení kontaktních napětí. Křivka, jež tvoří bok vačky je dána tebelárně v polárních souřadnicích r, φ (teoret. profil). Poloměry křivosti v jednotlivých bodech boku vačky dostaneme ze vztahu

$$\rho = \frac{(r^2 + r'^2)^{\frac{3}{2}}}{r^2 + 2r''r - r.r''} \quad [m] \quad (1,63)$$

Vzhledem k tomu, že nebylo možno použít součinného počítače je vypočtena pouze hodnota $\rho_{\max}$.

7. DYNAMICKÉ ŘEŠENÍ

7.1. Moment setrvačnosti

Ke zjištění kinematických veličin je nutno kromě váhy bidla znát ještě jeho moment setrvačnosti. Nejprve je nutno zjistit těžiště kyvného členu. Postupujeme tak, že dvojím zavěšením získáme těžišce y, x a v jejich průsečíku je těžiště ve vzdálenosti i od osy kyvu.

Pro náš případ vyšlo $i = 4,2$ cm

Souřadnice těžiště $x_g = 3,1$ mm
 $y_g = 2,84$ mm

Když máme těžiště bidla a známe jeho váhu (22 kg) můžeme již pokusně zjistit jeho moment setrvačnosti k ose kyvu. [5]

$$I = \left(\frac{2}{\pi \cdot n} \right)^2 G \cdot i \quad (1,71)$$

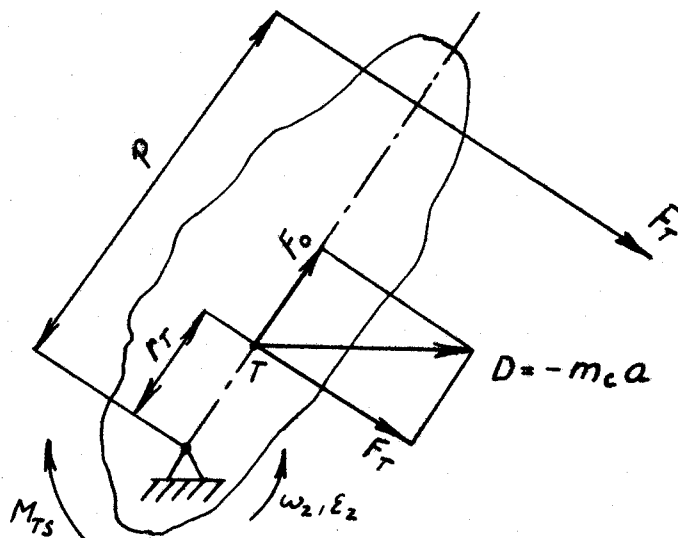
Máme čas T určíme počet n kyvů.

V našem případě moment setrvačnosti bidla vychází

$$I = 0,256 \text{ [kgm}^2\text{]} \quad 0,0022 \text{ kgm}^2$$

Moment setrvačnosti má na dynamiku bidla zásadní vliv. Jeho velikost je dána hlavně pevností a specifickou vahou materiálů použitých k výrobě bidla.

7.2. Dynamické účinky na bídla (obr. 1/72)



Obr. 1/72

Odstředivá síla:

$$F_o = -m \cdot a_n \quad [N] \quad (1,72)$$

Pro normální zrychlení platí:

$$a_n = r_x \cdot \omega_z^2 = \frac{v^2}{r_x} \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (2,72)$$

Tangenciální síla

$$F_t = m_c \cdot a_t \quad [N] \quad (3,72)$$

Tečné zrychlení lze určit ze vztahu:

$$a_t = r_x \cdot \varepsilon_z \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (4,72)$$

Výsledné zrychlení bodu ležícího ve vzdálenosti r_x je:

$$a = \sqrt{a_n^2 + a_t^2} = r_x \sqrt{\omega_z^4 + \varepsilon_z^2} \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (5,72)$$

Moment dynamické dvojice

$$M_{TS} = I_o \cdot \varepsilon_z \quad [Nm] \quad (6,72)$$

Na hrazení je možné převést tím, že sílu F_T posuneme do vzdálenosti p , odpadá potom M_{TS} .

Vzdálenost p určíme z následujícího:

$$p \cdot F_T = I_O \cdot \varepsilon \quad (7,72)$$

$$p = \frac{I_O \cdot \varepsilon}{F_T} = \frac{I_O \cdot \varepsilon}{m_O \cdot r_T \cdot \varepsilon} = \frac{I_O}{m_O \cdot r_T} \quad [m]$$

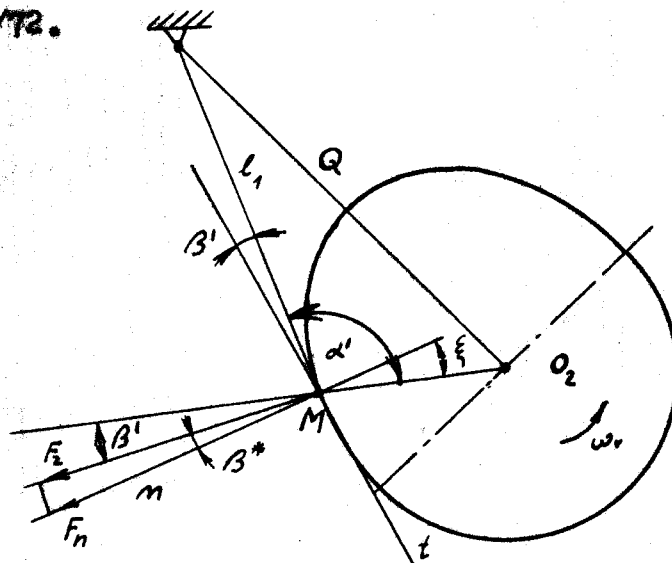
V našem případě vychází:

$$p = \frac{0,256}{22 \cdot 0,042} = 0,487 [m] \quad (3,72)$$

Síla F_O namáhá ložisko a chytá hřídel, síla F_T skrácuje hřídel a vyvoluje namáhání vačky. Převeďme si tedy sílu F_T do středu svařku dle vztahu:

$$F_S = \frac{r_T}{l_1} \cdot F_T \quad [N] \quad (8,72)$$

Dále je nutno si určit normálovou složku síly F_N . Vzorce pro její výpočet je možno odvodit z obr. 2/72.



Obr. 2/72

$$\alpha' = \arccos \frac{l_1^2 + r^2 - Q^2}{2 l_1 \cdot r} \quad [\text{rad}] \quad (9,72)$$

$$\beta' = \alpha' - 1,5708 \quad [\text{rad}] \quad (10,72)$$

$$\beta^* = \xi - \beta' \quad [\text{rad}] \quad (11,72)$$

$$F_H = -\frac{1}{2} F_Z \cdot \cos \beta^* \quad [\text{N}] \quad (12,72)$$

Z rovnice (12,72) již můžeme určit sílu, která působí kolmo na bok vačky. Protože úhel β^* je velmi malý, $\cos \beta^*$ je v tom případě přibližně roven jedné. Můžeme pro výpočet síly F_H , aniž se tím dopustíme velké chyby použít přibližně vztahu

$$F_H = -\frac{1}{2} F_Z \quad [\text{N}] \quad (13,72)$$

Jedna polovina je zde z toho důvodu, že uvažujeme dvě vačky.

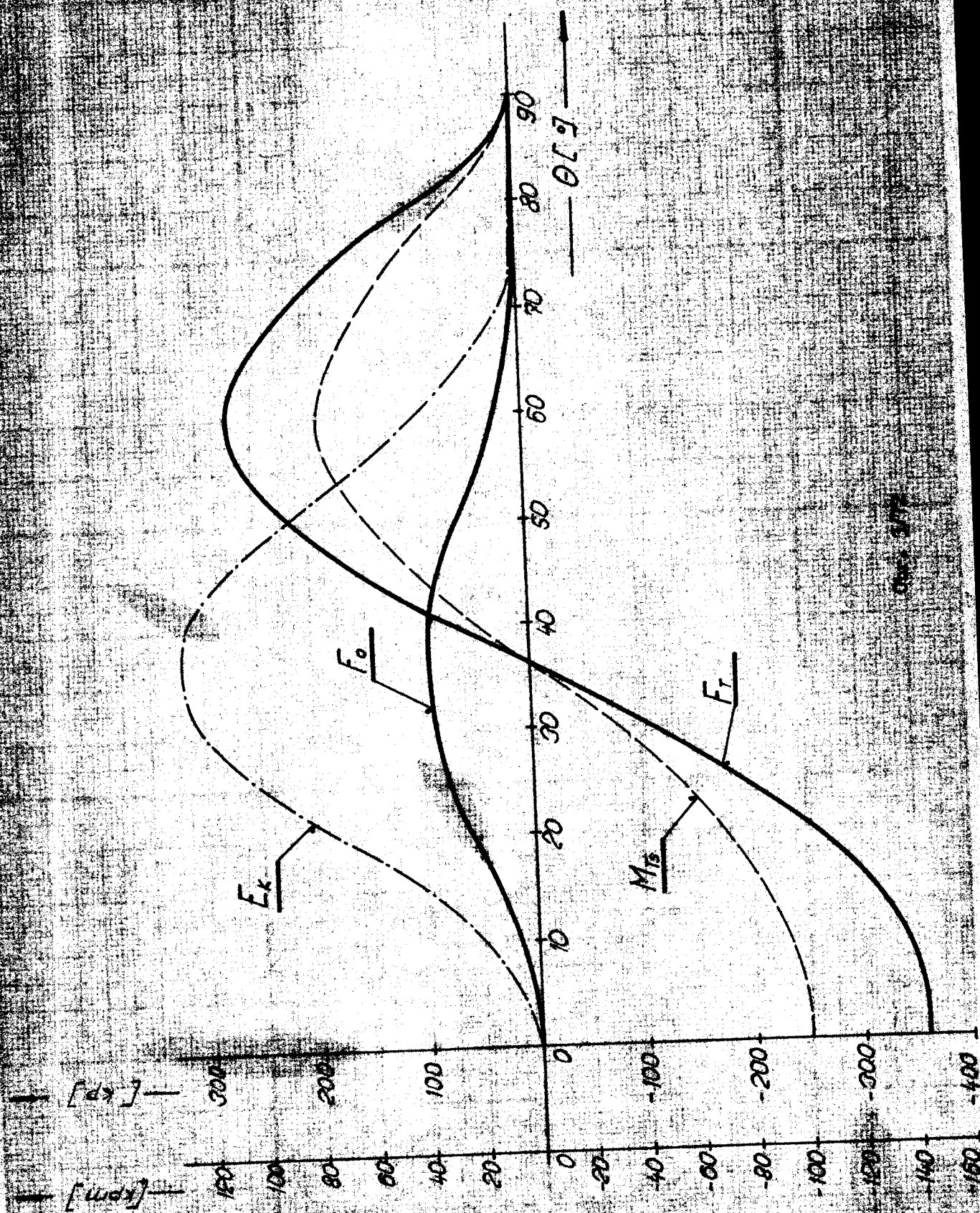
$\alpha [^\circ]$	$a_n \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	$a_t \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	$a \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$
0	0,00	- 157,46	157,46
10	6,95	- 150,53	150,68
20	24,27	- 114,07	116,62
30	39,97	- 46,66	61,43
40	41,44	32,98	52,95
50	28,00	97,51	101,45
60	11,31	122,44	122,95
70	2,06	97,69	97,71
80	0,07	39,12	33,15
90	0,00	0,00	0,00

tab.: I-72

Přidej
Děle
je spíše
m. 62

$\alpha [^\circ]$	r_o [kp]	r_T [kp]	D [kp]	M_{TS} [kpm]	r_Z [kp]	R_k [kpm]
0	0	- 353	353	- 98	223	0
10	16	- 338	338	- 93	212	21,1
20	54	- 256	262	- 71	163	73,8
30	90	- 105	138	- 29	66	121,7
40	93	74	119	20	48	126,2
50	63	219	228	60	138	85,2
60	25	275	276	76	173	37,9
70	4	219	220	61	138	8,2
80	0,1	88	88	24	54	0,2
90	0	0	0	0	0	0

Tabulka II - 72



Hodnoty normálního zrychlení, tečného zrychlení a výsledného zrychlení v tahu bidla jsou přehledně uvedeny v tabulce I - 72.

Dále jsou pro jednotlivé polohy pootočení θ vačky v rozsahu od 0° do 90° po deseti stupních vypočítány velikosti sil F_G , F_T , D , F_H , dynamického momentu M_{TS} a kinetické energie bidla E_k . Vypočtené hodnoty jsou shrnuty v tabulce II - 72.

Pro lepší názornost o jednotlivých průbězích jsou na obr. 3/72 nakresleny závislosti odstředivé síly, tečné síly, dynamického momentu a kinetické energie na pootočení vačky θ .

7.3. Výpočet Hertzových tlaků na vačce

Aby bylo možno srovnávat vypočtené hodnoty s hodnotami již uváděnými literaturou, převedeme sílu F_H [N] na F_H [kp].

Hertzův tlak má potom rozměr $[\text{kp}/\text{cm}^2]$.

Rovnice pro převod je

$$F \text{ [N]} = 0,102 \cdot F \text{ [kp]} \quad (1,73)$$

Známe-li normální sílu F_H na vačce, můžeme určit kontaktní napětí. Nejprve předpokládáme přímkový styk (obě části mají válcový povrch). Potom

$$p_H = 0,59 \sqrt{\frac{F_H}{b} \cdot \frac{\rho + r_k}{\rho \cdot r_k} \cdot \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}} \text{ [kp/cm}^2\text{]} \quad (2,73)$$

kde značí: ρ - poloměr křivosti vačky [cm]
 r_k - poloměr křivosti kladky [cm]
 b - šířku vačky [cm]
 F_H - kolmý tlak [kp]
 $E_1 = E_2 = 2,15 \cdot 10^6$ [kp/cm²]

Výpočet provedeme při chodu na prádno, který je pro mechanismus nejpříznivější. Pro dimenzování mechanismu postačí provedeme-li výpočet pro úhel pootočení vačky $\theta = 90^\circ$, který odpovídá okamžiku přírazu. V tomto okamžiku má totiž síla F_N maximální hodnotu.

V našem případě dostaneme

$$F_T = p \cdot \varepsilon_z = 0,487 \cdot 3\,749 = 1\,825,8 \text{ [N]}$$

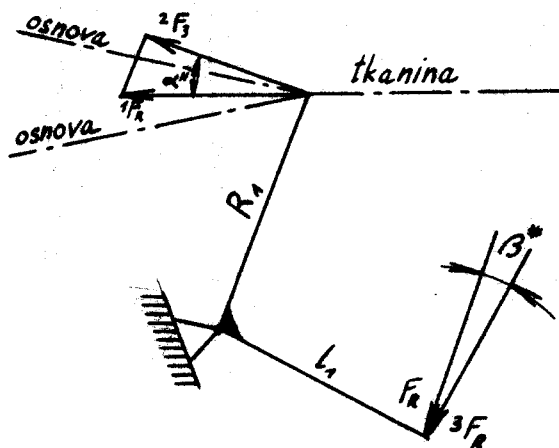
$$F_z = \frac{p}{L_1} \cdot F_T = \frac{0,487}{0,064} \cdot 1\,825,8 = 13\,876 \text{ [N]}$$

$$F_N = \frac{F_z}{2} = 6\,938 \text{ [N]} = 707,7 \text{ [kp]}$$

$$p_{H\max} = 0,59 \sqrt{\frac{707,7}{3} \cdot \frac{13,4}{91,12} \cdot 2,15 \cdot 10^6} = 8\,734,3 \text{ [kp/cm}^2\text{]}$$

Vidíme, že hodnota p_H je v přijatelných mezích.

Při tkaní hustších tkanin působí v okamžiku přírazu v rovině osnovy síla, již říkáme tkací odpor 1F_R .



Obr. 1/73

Přetřansformováním této síly do normály k vačce a odečtením od F_N dostaneme výslednou sílu F_V , která namáhá vačku v okamžiku přírasy. Potřebný vztah odvodíme z obr. 1/73.

$$^2F_R = ^1F_R \cdot \cos \alpha' \quad (2,73)$$

$$^3F_R = \frac{R_1}{I_1} \cdot ^1F_R \cdot \cos \alpha'' \quad (4,73)$$

$$F_R = ^3F_R \cdot \cos \beta^* = \frac{R_1}{2 \cdot I_1} \cdot \cos \alpha' \cdot \cos \beta^* \cdot ^1F_R \quad [N] \quad (5,73)$$

U tkanin, jež přicházejí v úvahu pro tkaní na pneumatických stavech bývá $F_R = 1962 \text{ N}$ na 1 metr šířky

$$F_V = F_N - F_R \quad [N] \quad (6,73)$$

Pro náš konkrétní případ je dána velikost tahu odporu $^1F_R = 350 \text{ kp}$, úhel α'' zjistíme ze sestaveného výkresu mechanismu v okamžiku přírasy. Změření byla zjištěna velikost $\alpha'' = 26^\circ$. Dosazením konkrétních hodnot do vztahů (3,73) a (4,73) dostáváme sílu 3F_R .

Protože je úhel β^* velmi malý, můžeme $\cos \beta^*$ položit přibližně rovný jedné, takže $^3F_R \doteq F_R$. Při výpočtu výsledné síly bereme $\frac{F_R}{2}$, protože se jedná o dvojvačku.

$$^2F_R = 350 \cdot 0,89879 = 314,58 \text{ [kp]}$$

$$^3F_R = \frac{172}{64} \cdot 314,58 = 846,21 \text{ [kp]}$$

$$F_R \doteq 846,21 \text{ [kp]}$$

$$F_V = 707,7 - 423,1 = 284,6 \text{ [kp]}$$

Abychom zabránili vzniku tzv. hranových šepětí při příčkovém styku vačky a svedáku, můžeme změnit stykovou příčku na elipsu (v zařízeném stavu). Zmíněného dosáhneme honbíváním svedáku.

7.4. Dynamické účinky vačkové dvojice

Při vyšetřování dynamických účinků na vačce musíme znát velikosti jednotlivých hmot a polohy těžišť.

Hnota náboje vačky:

$$m_V = \frac{\pi}{4} \cdot (D_V^2 - D_H^2) \cdot l_V \cdot [\text{kg}] \quad (1,74)$$

kde: D_V ... průměr náboje vačky
 D_H ... průměr vačkového krídla
 l_V ... délka náboje vačky

$$D_V = 1,75 D_H + 3 + 6 \text{ mm} \quad (2,74)$$

V našem případě máme dáno $D_H = 55 \text{ mm}$, $l_V = 80 \text{ mm}$.

Dosažením těchto hodnot do vztahu (2/74) dostáváme:

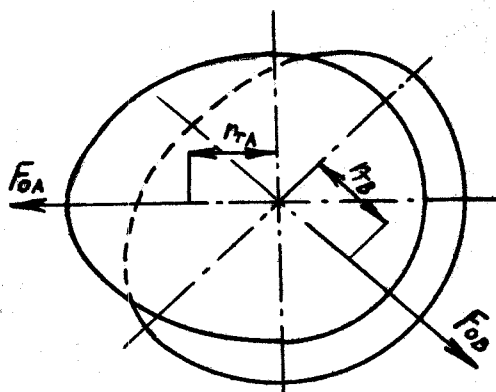
$$D_V = 1,75 \cdot 55 + 3,8 = 100 \quad [\text{mm}]$$

$$m_V = \frac{\pi}{4} \cdot (100^2 - 55^2) \cdot 8 \cdot 7,8 = 3,417 \quad [\text{kg}]$$

Grafickou metodou byly zjištěny těžiště vačky A a vačky B. (viz obr. 1/74)

$$r_{T_A} = 0,0114 \quad [\text{m}]$$

$$r_{T_B} = 0,0181 \quad [\text{m}]$$



Obr. 1/74

$$I_{OA} = m_A \cdot r_{TA}^2 = 5,962 \cdot 0,0114^2 = 0,068 \quad [\text{kg/m}^2]$$

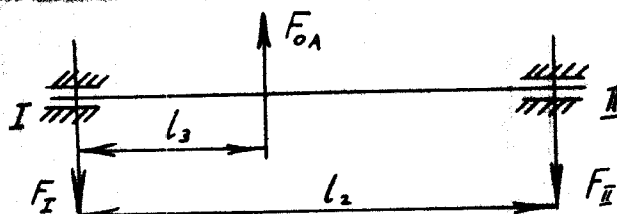
$$I_{OB} = m_B \cdot r_{TB}^2 = 10,752 \cdot 0,0181^2 = 0,195 \quad [\text{kg/m}^2]$$

$$I_{OV} = \frac{1}{8} \cdot m_V \cdot (D_V^2 + D_H^2) = \frac{1}{8} \cdot 3,417 \cdot 0,013^2 = 0,005 \quad [\text{kg/m}^2]$$

$$F_{OA} = m_A \cdot r_{TA} \cdot \omega_V^2 = 5,962 \cdot 0,0114 \cdot 50,24^2 = 171,552 \quad [\text{N}] = 17,5 \quad [\text{kp}]$$

$$F_{OB} = m_B \cdot r_{TB} \cdot \omega_V^2 = 10,752 \cdot 0,0181 \cdot 50,24^2 = 491,206 \quad [\text{N}] = 50,10 \quad [\text{kp}]$$

7.5. Výpočet reakcí od vaček



Obr. 1/75

$$F_{0A} \cdot l_3 + F_{II} \cdot l_2 = 0$$

$$F_{0A} \cdot (l_2 - l_3) + F_I \cdot l_2 = 0$$

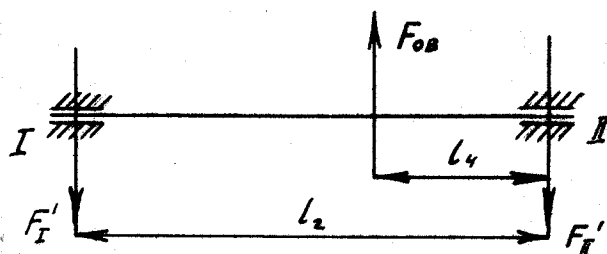
$$F_{II} = -\frac{l_3}{l_2} \cdot F_{0A} \quad [N]$$

$$F_I = -\frac{l_2 - l_3}{l_2} \cdot F_{0A} \quad [N]$$

V našem případě vychází

$$F_I = -\frac{70}{90} \cdot 171,552 = 135,429 \quad [N] = 13,61 \quad [kp]$$

$$F_{II} = -\frac{20}{90} \cdot 171,552 = 38,123 \quad [N] = 3,89 \quad [kp]$$



Obr. 2/75

$$F_{0B} \cdot (l_2 - l_4) + F'_{II} \cdot l_2 = 0$$

$$F_{0B} \cdot l_4 + F'_I \cdot l_2 = 0$$

$$F'_I = -\frac{l_2 - l_4}{l_2} \cdot F_{0B} \quad [N]$$

$$F'_{II} = -\frac{l_4}{l_2} \cdot F_{0B} \quad [N]$$

Dosažení:

$$F'_I = -\frac{20}{90} \cdot 491,206 = 109,137 \quad [N] = 11,13 \quad [kp]$$

$$F'_{II} = -\frac{70}{90} \cdot 491,206 = 382,049 \quad [N] = 38,97 \quad [kp]$$

$$F_{RI} = \sqrt{F_I^2 + F_{II}^2} = \sqrt{13,61^2 + 11,13^2} = 17,58 \text{ [kp]}$$

$$F_{R\bar{I}} = \sqrt{F_{\bar{I}}^2 + F_{\bar{II}}^2} = \sqrt{3,89^2 + 38,97^2} = 39,16 \text{ [kp]}$$

Pro nastavení ložisek vačkového hřídele přichází ještě v úvahu síla od bídla (setrvačná síla, tahací odpor). Za předpokladu rovnoměrného chodu bude tedy působit odstředivá síla vačkové dvojice, v opačném směru půjde složka setrvačné síly od bídla a souhlasně složka tahacího odporu. To jsou účinky na ložisku vačkového hřídele, které musíme vhodně přeložit do podpor.

8. VÝROBA VAČEK

V současné době je možno vyrábět vačky buďto na kopírovacích frézách anebo na frézách programových.

Konzolové frézky řady FB, které jsou vybaveny řídicím systémem RCT - 1 jsou určeny pro obrábění tvarové členitých součástí, jejichž tvar je možno vyjádřit matematickými vztahy.

Informace o tvaru obráběné součásti jsou zaznamenány na děrovaný dálkopisný pásek, kterým jsou pak řízeny jak relativní pohyb nástroje vůči obrobku, tak i ostatní funkce stroje. Vyděrovaný pásek se vkládá do čtecího zařízení řídicího počítače-lineárního interpolátoru NLI - 3 A. Výsadačnou vlastností číslicového řízení je velká přesnost, s níž řídicí systém pracuje (teoreticky 0,01 mm). Na výslednou přesnost však mají značný vliv technologiční činitelé, jako fyzikální podmínky, souřadnost či nesořadnost pohybu nástroje a posuvu, vále, poddajnost jednotlivých částí, házení nástroje atd. Při posuzování přesnosti je třeba rozlišovat:

1. Absolutní přesnost, tj. odchylky rozměru obrobku od hodnoty na výkrese,
2. relativní přesnost - odchylky mezi jednotlivými obrobky, resp. mezi různými stranami téhož obrobku.

Absolutní přesnost se pohybuje v nejlepším případě mezi 0,01 - 0,03 mm, běžně 0,05 mm.

Pro seriovou výrobu je vhodnější frézování kopírováním podle šablony. Při dostatečně zvláštěné šabloně můžeme dosáhnout větší přesnosti než

v předchozím případě. Kopírovací zařízení bývá
elektrokontaktní.

Broušení se vačka značně prodražuje. Je velmi
obtížné určit úbytek brusného kotouče šase ; do-
posud se nám to nepodařilo.

9. SOUČASNÝ STAV V ZAHRANIČÍ
A U NÁS

Vačkové bídlu používají tyto firmy pro dané
typy tkacích strojů:

<u>Tryskové stavy:</u>	Prince Motors	(Japonsko)
	ATP - 120	(SSSR)
	Maxbo	(Švédsko)
	Sireo	(Kanada)
<u>Skřípcové stroje:</u>	Sulzer	(Švýcarsko, USA, SSSR)
	Textima	(NDR)
<u>Jehlové stroje:</u>	Draper	(USA)
	Dormier	(NSR)
	Roscher	(NSR)
	Iwer	(Španělsko)
	Fatex	(Francie)

Tryskové stavy čs. výroby používají kloubo-
vých mechanismů. Tyto stroje jsou však dosud sta-
věny v menších tkacích šířích, a proto se u nich
neprojevuje potřeba svážení zadní klidové polohy
bídla. Je dostatečně stejné pro u malých tkacích
šířek vystačíme s jednoduchým kloubovým mecha-
nismem, avšak pro větší stroje je nutné přejít do
mechanismů další, tzv. "binární člen", abychom zís-
kali více času pro zanesení útku. Nehledě ke stále
naléhavější potřebě použití tzv. "vnitřního mecha-
nismu" pro pohon bídlu u širokých stavů, kterým
je právě vačkový mechanismus. Ze skřípcových stro-
jů zatím pouze čs. Novostav používá klikového po-
honu bídlu. Jehlové stroje používají kloubových
mechanismů v těch případech, kdy mají prohozní

ústrojí uloženo na bidle.

Náročnost konstrukce vačky roste s hmotností, rychlostí a přesností přenosového mechanismu.

10. EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

Byla provedena ekonomická úvaha srovnání kalkulace původního mechanismu a nově navrženého mechanismu pro plánovanou výrobu 2 500 stavů (podle průzkumu generálního ředitelství - ZVS) pro ČSSR bevlnářský průmysl.

Velkoobchodní cena původního mechanismu je podle ceníku výrobního závodu Z-Vsetín 246 Kčs za kus.

Cena navrženého mechanismu je hrubá, byla zjištěna podle kalkulačního vzorce výrobního závodu, tj. Z-Vsetín.

Materiál	15,00 Kčs
Mzdy	25,25 Kčs
Režie dílenská + celopodniková	157,56 Kčs
Úplné vlastní náklady	197,81 Kčs
Zisková přírůžka	35,60 Kčs
	<u>233,41 Kčs</u>

Úspora na 1 ks činí	246,00 Kčs
	<u>- 233,41 Kčs</u>
	12,59 Kčs

Úspora pro plánovanou výrobu 2 500 stavů	12,59 × 5.000 =
	<u>62.950,00 Kčs</u>

Vzhledem, že se u nás doposud neužívá vačkového mechanismu bídla není možno zahrnout do výpočtového programu na utkané látky, která bude kvalitnější vzhledem k dokonalé klidové poloze, kterou můžeme u vačkového mechanismu dosáhnout.

Seznam použité literatury:

1. Dudley : New Methods in Valve Cam Design,
Transaction SAE, leden 1948
2. Rothbart : Cams, John Wiley and sons,
New York 1956
3. Knichal V., Bašta A., Matematika I,
Pišl M., Hektorys K.: SNTL, Praha 1965
4. Grim A.: Grafické řešení vaček pro jedno-
účelové stroje
SNTL, vydání první, Praha 1956
5. Talaváček O.: Konstrukce textilních strojů -
III. část - Tkací stavy -
skripta VŠST, Liberec 1967
6. Charvát J.: Teorie mechanismů -
skripta VŠST, SNTL, Praha 1964
7. Petrá K.: Vačkové mechanismy pro výrobní
stroje,
SNTL, Praha 1962

Seznam příloh:

1. Obr. č. 1/91 - Grafická konstrukce r_{min}
pro prvou volbu okrajových podmínek
2. Obr. č. 1/92 - Určení r_{min} pro druhou
volbu okrajových podmínek
3. DP 1000 - Vačkový mechanismus bídla
4. DP 1010 - Vačka
5. DP 1020 - Kladka
6. DP 1030 - Kyvné hřídel
7. DP 1040 - Držák
8. DP 1050 - Nosník bídla
9. DP - K - 1000 Kresovnik (2 listy)

VŠST LIBEREC
FAKULTA STROJNÍ

30. října 1967

Šimon Jaroslav

Děkuji konzultantovi s. Ing Vladimíru Hornovi
a ostatním pracovníkům VVÚ-ZVS Brno za cenné při-
pomínky, s. Doc. Ing Oldřichu Talaváskovi a s. Doc.
Ing Jaroslavu Charvátovi za rady při řešení daného
úkolů.

VŠST LIBEREC
FAKULTA STROJNÍ

30. října 1967

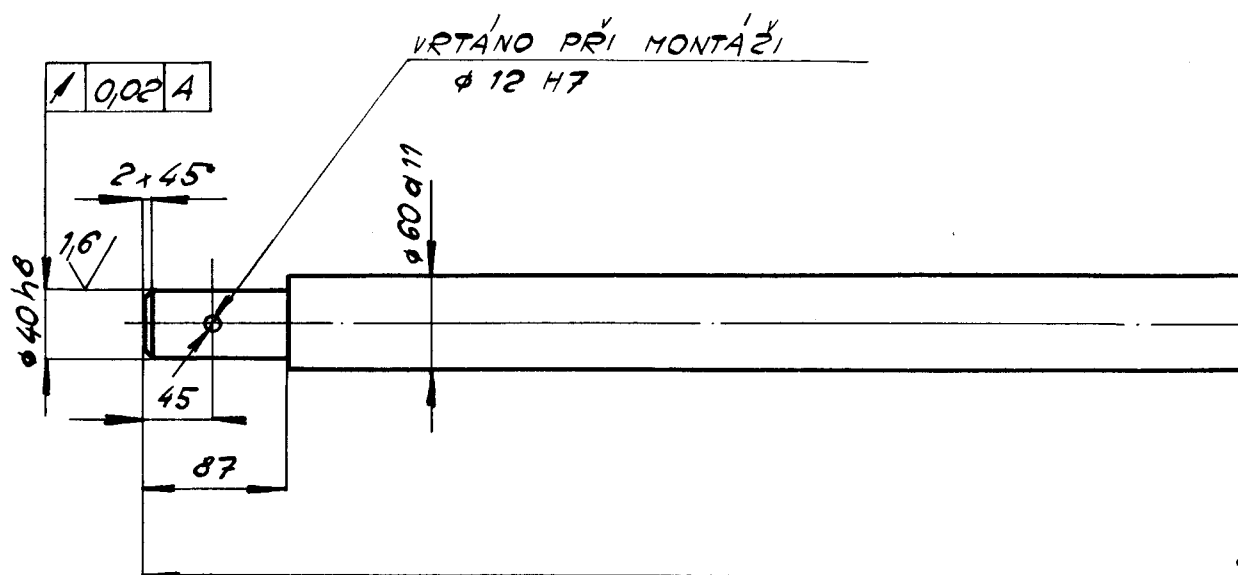
Simon Jaroslav

MÍSTOPŘÍSEŽNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji tímto, že jsem vypracoval celou diplomovou práci samostatně.

V Liberci 30. října 1967

Simon Jaroslav



63/

0,8

1,6,



VRANY SPÁŽENY $0,5 \times 45^\circ$

PUSLECHTENO NA 75 ÷ 90 kp/mm²

1:1

VŠST
IBEREC

DRŽÁK

DP 1040

[illegible]

Výchozí materiál				Kategorie zkoušek		Konečný materiál Povrchová úprava (informativně)	Poznámka
změr polotovaru o výkr. polotovaru	norma rozměrová	spotř. váha v kg	tř. odp.	číslo zk.	číslo TP		
8	9	10	11	12	13	14	15
výkovek			10a			zušlechťeno	
	ČSN 420076		9b			kaleno popuštěno	
	ČSN 425510.11		1				
100 x 30	ČSN 420076		2			zušlechťeno	
	ČSN 427510		812				
	ČSN 426510		3				
ek litý tlakem							
0	ČSN 426620.0						
0	ČSN 426530		3				
7	ČSN 426510		3				
1	ČSN 425350		1				
tek							
0	ČSN 425510.11		1				
0	ČSN 425510.11		1				
	ČSN 425510.11		1				
ek			1				
tek							
tek							
tek							
tek							
tek							
	ČSN 425510.11		1				
0,4							

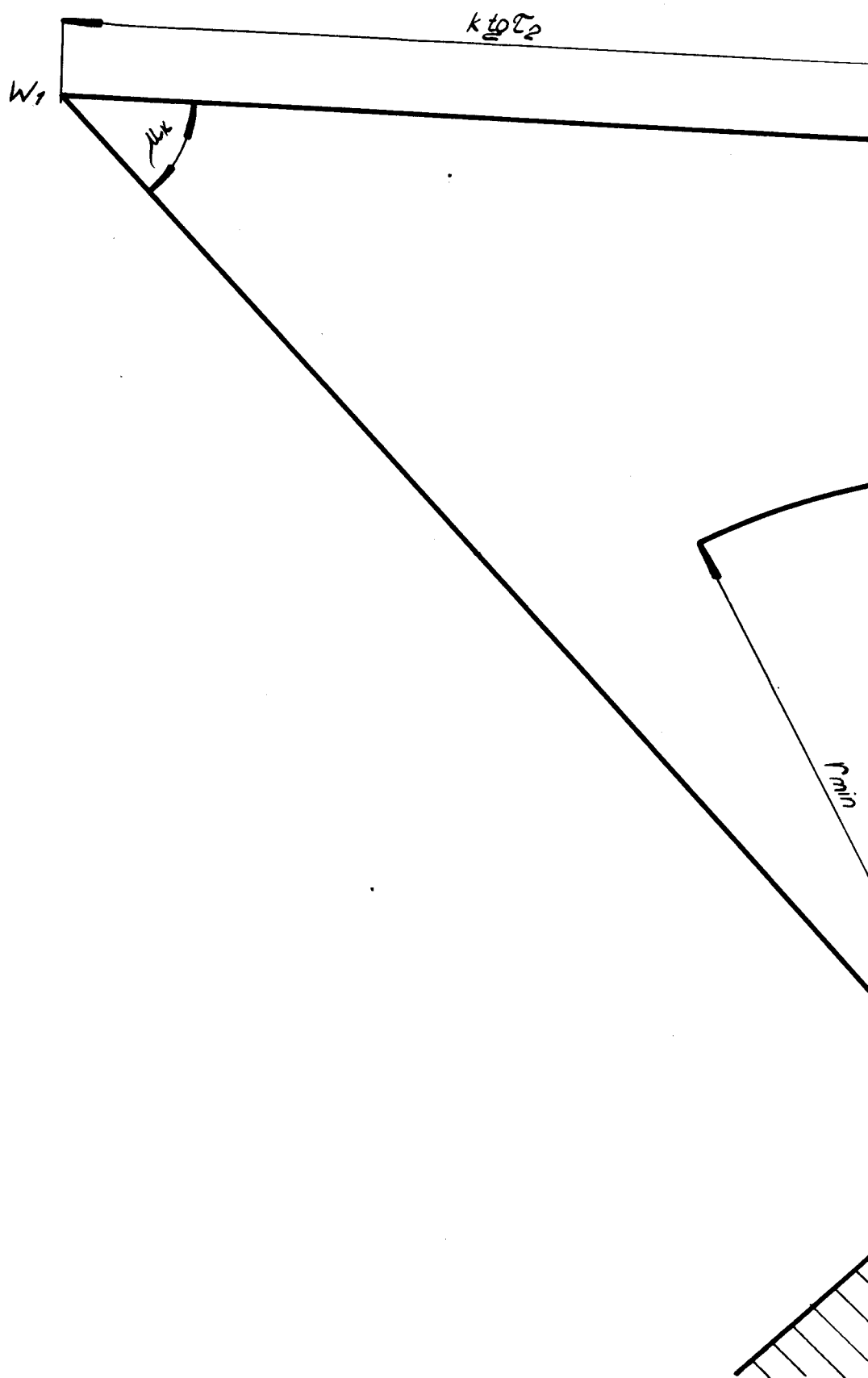
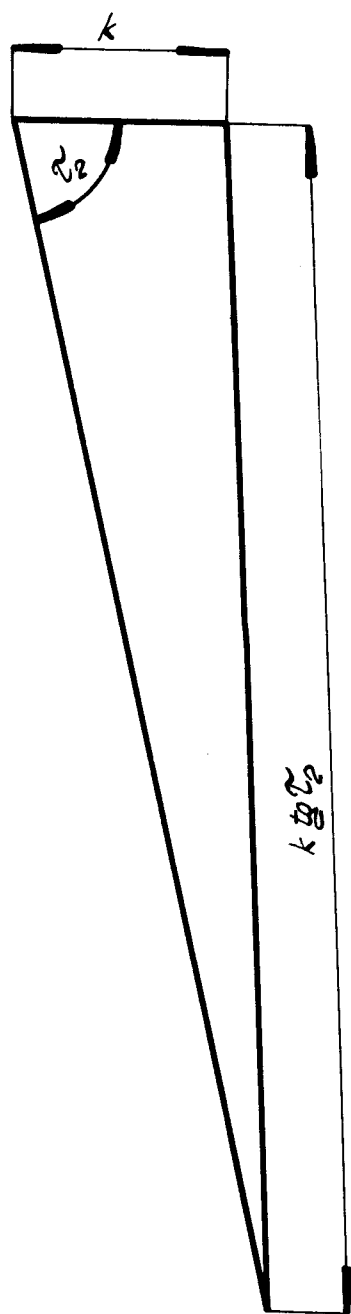
ý index kusovníku

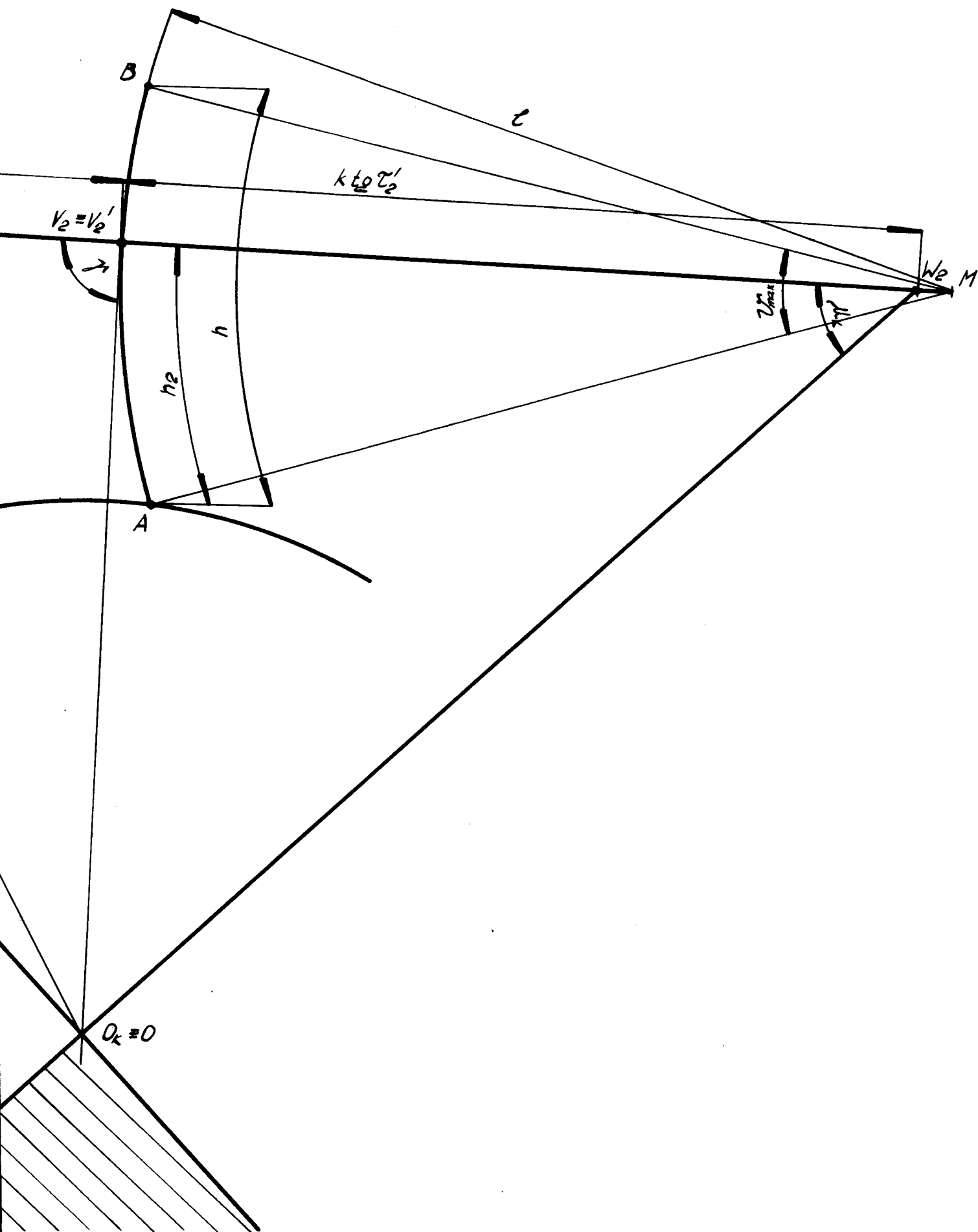
sloupce	Platí od	Dne	Podpis	Index	Čís. řádku/Čís. sloupce	Platí od	Dne	Podpis	Index	Čís. řádku/Čís. sloupce	Platí od	Dne	Podpis

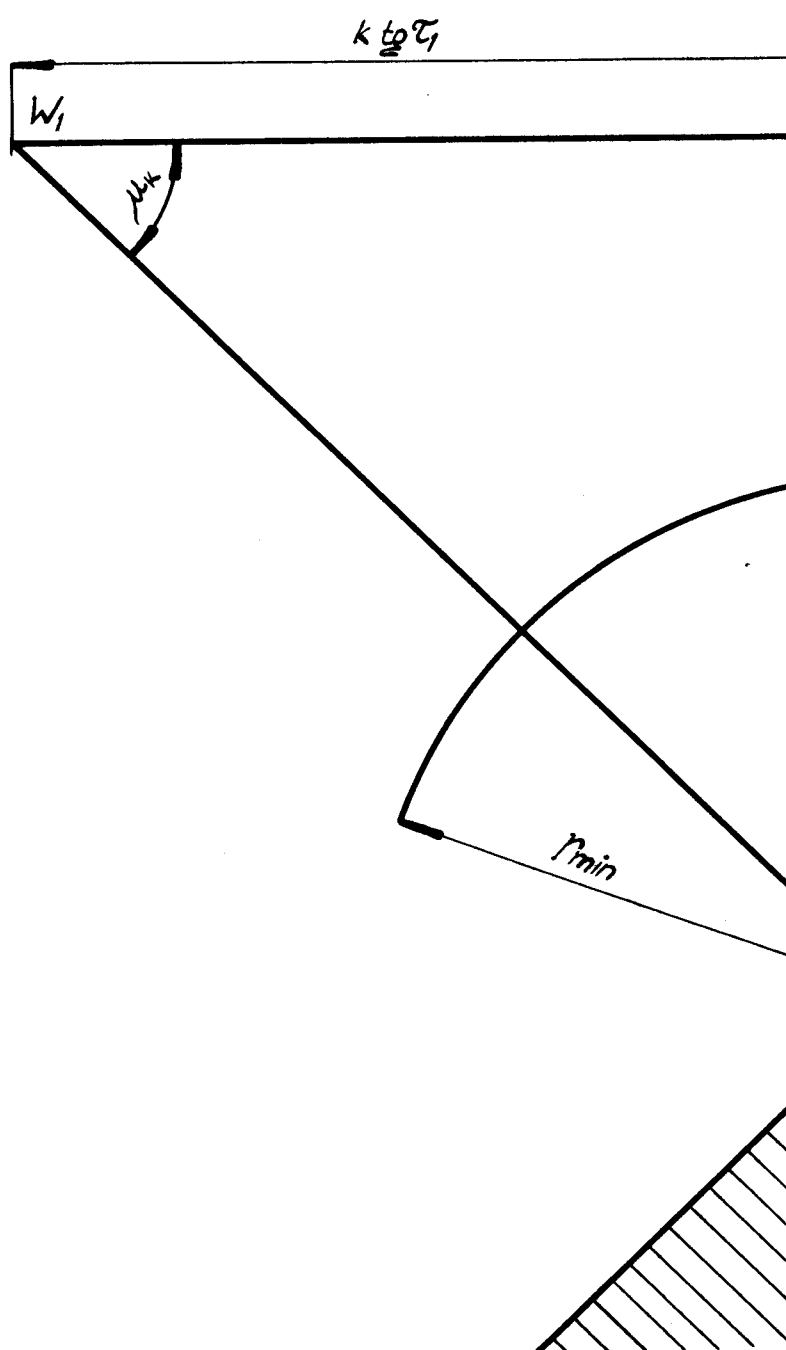
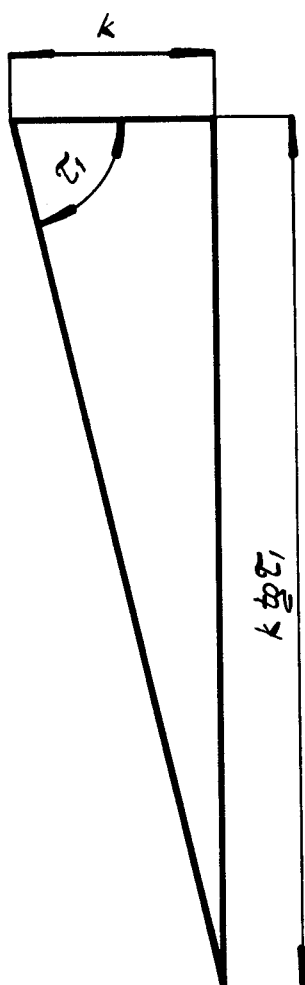
stavy-skupiny-podskupiny*		Tech. podm.	Čís. transp.	Stupeň utajení	Starý kusovník		Nový kusovník	
0					Číslo kusovníku		Pro- ved.	
estavy-skupiny-podskupiny*		Typ		Číslo snímku	DP - K - 1000			
echanismus bidla		P 175			Počet listů	2	List číslo	1

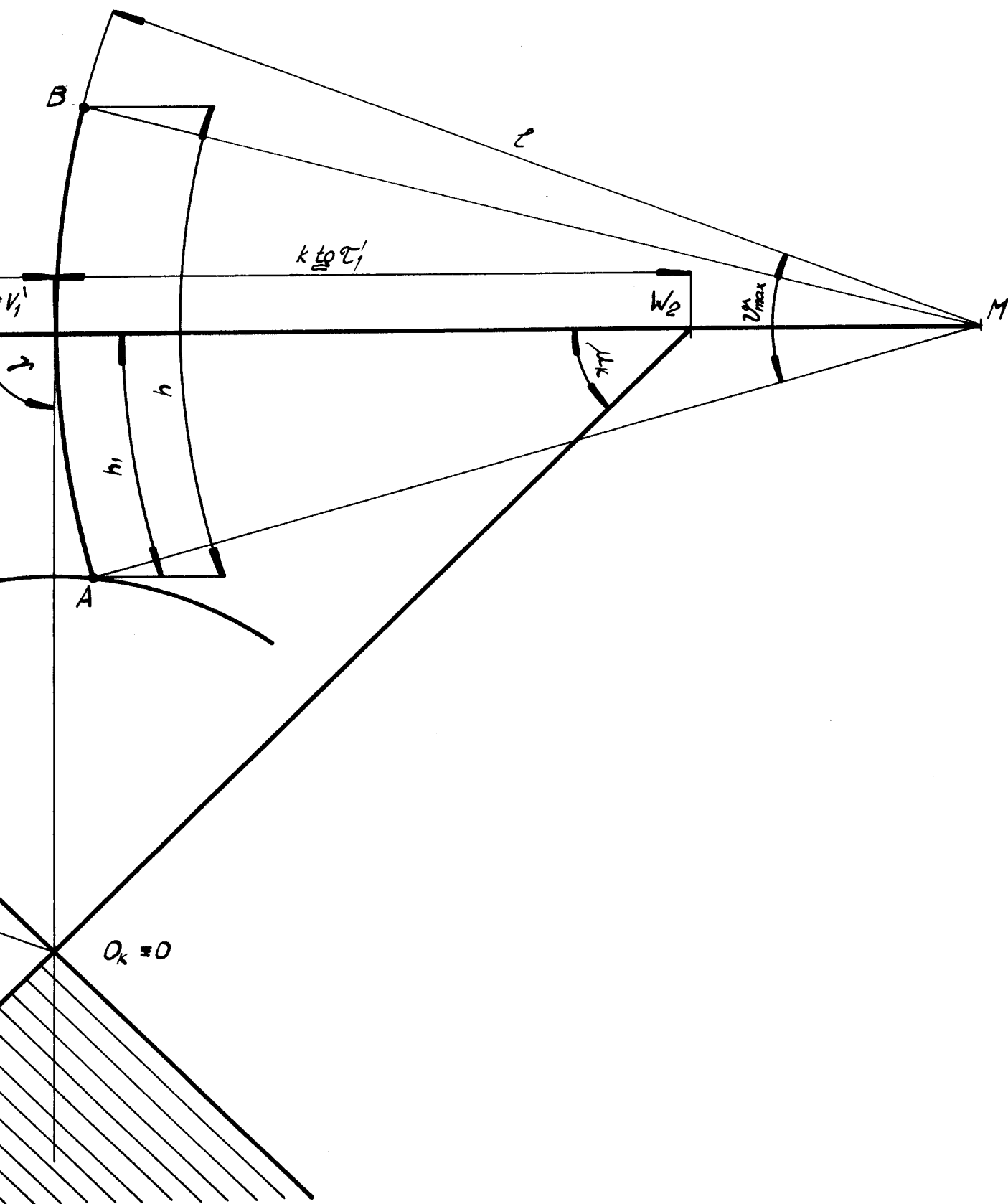
Číslo řádku	Posice			Počet kusů v sest.	Výrobek				označení - stav norma jakostní	n. číslo
	a	b	c		název název a označení rozměru	číslo výkresu norma (normativ)	čistá váha 1 ks v kg			
								1		
25	23									
26	24									
27	25									
28	26									
29	27			6	Šroub M 12 x 27	ČSN 02 1143				
30	28			10	Šroub M 12 x 40	ČSN 021101				
31	29			14	Šroub M 8 x 25	ČSN 021143				
32	30			32	Šroub M 12 x 40	ČSN 021143				
33	31			6	Matice M 12 x 1,5	ČSN 021411				
34	32			10	Podložka 12,2	ČSN 021740				
35	33			6	Závlačka 3,2 x 25	ČSN 021781				
36	34			2	Kolík 10 x 80	ČSN 022150				
37	35			2	Kolík 10 x 100	ČSN 022150				
38	36			4	Kolík 12 x 90	ČSN 022150				
39	37			4	Pero 1207 x 8 x 60	ČSN 022562				
40	38			4	Pojistný kroužek 36	ČSN 022930				
41	39			160	Jehly 3 x 24 - I -1-3	ČSN 023693				
42	40			1	Hlavice 10 M 6	ČSN 027451.3				
43	41			2	Olejoznak M 24 x 1,5	ČSN 027496				
44	42			14	Těsnicí kroužek 8 x 12	ČSN 029310.3				
45	43									
46										

Změnový index kusovníku												Číslo výkresu DP
												Název výrobku Vaškov



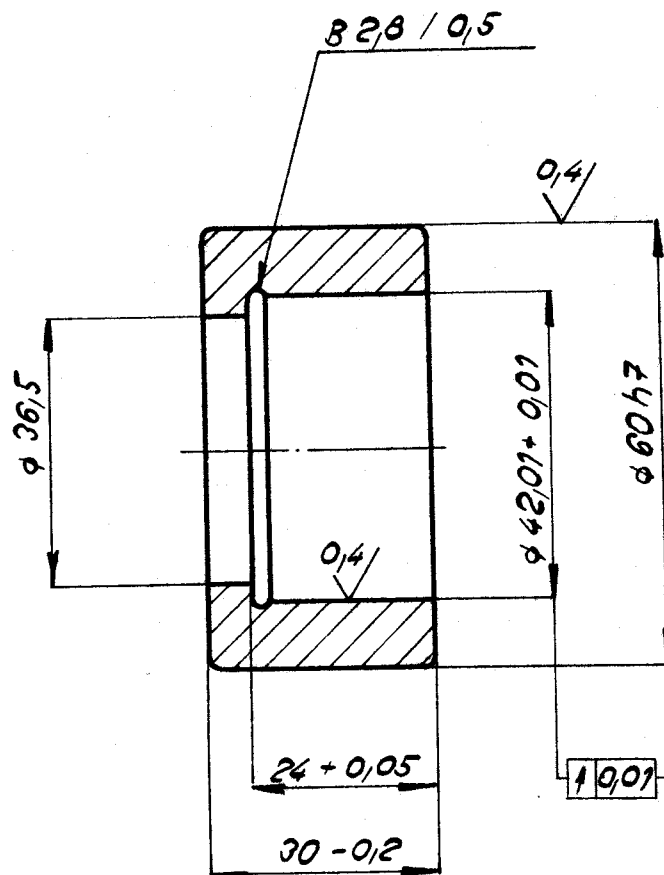






3,2

0,4



2. KALENO, POPUŠTĚNO HRC 31 ÷ 34
 1. HRANY SRAŽENY $0,5 \times 45^\circ$

Materiál 14 100.3		Postup 2	Č. výkresu sestavil DP 1000	
Přetvářka 665 ČSN 420076		Tr. odpadu 96	Č. kódu	
Měřítko 1:1	Kreslí <i>Pina</i>	Kategorie zkoušky TP		
	Prokreslil			
	Návrh. ref.			
	Měř. projezd.			
Schválil One		Č. transp.		
Typ P 175		Skupina		
Název KLADKA		Stary výkres		
Kontrola skupina		Číslo výkresu DP 1020		
Použití u		Počet listů		