

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra částí strojů

Ing. Václav A n d ě l

CHYTAČOVÉ SYSTÉMY ARCHOVÝCH TISKOVÝCH STROJŮ

Závěrečná vědecká práce

Vědní obor: 23-01-9 Části strojů a mechanismů

Školitel : Doc.Ing. Oldřich Krejčíř, CSc

Liberec - prosinec 1977

Obsah

Označení veličin	4
1.0. Úvod	6
2.0. Kvalita tisku	9
2.1. Soutisk	9
2.2. Faktory ovlivňující soutisk	11
2.3. Požadavky kladené na chytačové systémy tlakových a předávacích válců z hlediska požadované jakosti soutisku	12
3.0. Chytačové systémy tlakových a předávacích válců	14
3.1. Základní konstrukční uspořádání	14
3.2. Princip předání tiskového archu	17
3.3. Volba geometrického uspořádání	19
3.4. Mezní zdvihová závislost pro zavírání chytačů	24
3.5. Mezní zdvihová závislost pro otvírání chytačů	28
3.6. Skutečná zdvihová závislost pohybu chytačů	31
3.7. Úhel společného držení archu	33
3.7.1. Deformace přední hrany archu od relativního posuvu chytačů v rovině kolmé k archu	33
3.7.2. Deformace přední hrany archu od relativního posuvu chytačů v rovině archu	40
3.7.3. Vliv tloušťky potiskovaného archu	44
3.7.4. Shrnutí	45
3.8. Celková skutečná zdvihová závislost chytačů	46
4.0. Faktory ovlivňující přesnost transportu tiskového archu	49
4.1. Vznik relativních posuvů mezi chytačem, tiskovým archem a dorazem	50
4.1.1. Vliv šikmého dosedu chytače na doraz	50
4.1.2. Ohybové deformace chytače	53
4.1.3. Ohybové deformace hřídele chytačů	54
4.1.4. Vůle v uložení chytačů	56
4.1.5. Vůle v uložení hřídele chytačů	58
4.1.6. Společné držení archu	59
4.1.7. Vliv pasivních odporů	60
4.2. Zkreslení ideální statické charakteristiky předání archu	62

4.3. Umístění pružin chytačů	64
4.4. Shrnutí - závěry	68
5.0. Teoretické řešení dynamických vlastností chytačových systémů	71
5.1. Matematický model chytačového mechanismu	72
5.1.1. Využití matematického modelu	77
5.1.2. Vyhodnocení	79
5.2. Výpočtový model kompletního chytačového systému	82
5.3. Závěr	83
6.0. Část experimentální	84
6.1. Měření chytačových systémů na stroji AD 724	85
6.1.1. Účel a způsob měření	85
6.1.2. Podmínky měření	88
6.1.3. Výsledky měření	88
6.1.4. Závěr	92
6.2. Měření na zkušebním zařízení	93
6.2.1. Zkušební zařízení a metodika měření	93
6.2.2. Rozsah měření	98
6.2.3. Měření a výsledky měření	100
6.3. Další poznatky z měření	113
6.4. Závěr	115
7.0. Shrnutí a zhodnocení výsledků	118
8.0. Závěr	121
Použitá literatura	122

OZNAČENÍ VELIČIN

E	- modul pružnosti v tahu
F_c	- přídržná síla chytače
F_o	- síla pružiny chytače
F_r	- radiální reakce mezi hřídelem chytačů a držákem
$F_{t,ti}$	- síly tření
G	- modul pružnosti ve smyku
I_c	- moment setrvačnosti chytače s držákem
I_p	- polární moment průřezu hřídele chytačů
M_c	- moment F_c k ose hřídele chytačů
M_h	- hnací moment
P	- výkon stroje
R, R_i	- poloměr tiskového válce
T_c	- doba celkového zdvihu hřídele chytačů
a	- vysunutí dorazu z tečné polohy k válci
$\bar{a}$	- hodnota $\underline{a}$ pro $z_r = 0$
a_s	- skutečné vysunutí dorazu
e, e_{i-1}	- vzdálenost osy hřídele chytačů od osy válce
f, f_1	- součinitel tření
f_c	- součinitel čepového tření
k	- bezrozměrný součinitel času
k_a, k	- bezrozměrný součinitel zrychlení
k_v, k	- bezrozměrný součinitel rychlosti
k_F	- součinitel charakterizující průběh F_c
k_{o2}	- ohybová tuhost části chytače /Nmrad ⁻¹ /
k_i	- ohybová tuhost částí chytače /Nm ⁻¹ /
k_p	- ohybová tuhost pružiny chytače
k_{ti}	- torzní tuhost hřídele chytačů
k	- bezrozměrný součinitel zdvihu

- p - posuv činné plochy chytače po dorazu
 p_{Σ} - celkový posuv chytače po dorazu
 ΔP_{stat} - úchylka polohy chytače vzhledem k dorazu od její statické hodnoty
 r, r_i - délka chytače
 s, s', s'' - délka činné plochy chytače
 $\bar{s}$ - tloušťka tiskového archu
 w - vůle mezi objímkou a držákem
 z_k - deformace přední hrany archu v rovině kolmé k archu
 z_r - deformace přední hrany archu v rovině archu
 α - úhel dosedu chytače na doraz
 γ, γ' - úhel určující směr F_r
 η - úhel společného držení archu
 η' - úhel společného držení archu při maximální hodnotě F_c
 ϑ_i - úhel určující polohu osy hřídele chytačů
 λ - radiální vůle uložení držáků chytačů
 φ - úhel pootočení tiskového válce
 ψ - úhel pootočení chytačového hřídele
 φ_k, ψ_k - souřadnice K v systému
 ϕ - úhel pootočení válce $\sim \psi$
 ψ - celkový zdvih hřídele chytačů
 ψ_c - souřadnice polohy držáku chytače
 ω - úhlová rychlost otáčení tiskového válce
 ω_D - úhlová rychlost chytače v okamžiku jeho dosedu na doraz
 ω_h - úhlová rychlost otáčení hřídele chytačů
 ω_s - úhlová frekvence smyčky
 Ω_s - vlastní úhlová frekvence smyčky

1.0. ÚVOD

Přenos informace tiskem má v současné společnosti stále větší význam. Množství tiskovin vzrůstá úměrně s poznatky získanými lidstvem, které se takto nejsnáze dostávají k nejširší veřejnosti. Spolu se stoupající životní úrovní rostou i požadavky estetické, tj. požadavky na kvalitu tiskových výrobků, roste podíl vícebarevných tisků.

Vzhledem k situaci v oblasti pracovních sil se předpokládá, že zvýšené úkoly, které jsou kladeny na polygrafický průmysl budou zajišťovány výhradně růstem produktivity práce. To vede výrobce všech typů tiskových strojů k neustálému zvyšování jejich výkonů.

I současný stav vývoje archových tiskových strojů je charakterizován snahou o neustálé zvyšování skutečného výkonu těchto strojů při dodržení, event. zvýšení kvality tiskových výrobků. Možností, jak lze tento požadavek realizovat, je několik.

Značné rezervy jsou ve snižování technologicky nutných ztrátových časů a dále v dokonalejším využívání stávajících možností strojů (formátové využití, tisk líc - rub, využití maximálního výkonu stroje, atd.).

Jednou z dalších možností zvyšování skutečného výkonu strojů je zvyšování jejich teoretického výkonu dosaženého vyšší tiskovou rychlostí. Běžné výkony současných archových tiskových strojů (provedme zde zúžení na archové rotační stroje ofsetové) se pohybují okolo 10 tisíc výtisků za hodinu. Existují však některé firmy (např. Koenig & Bauer), které uvedly na trh typy dosahující výkonů až 15 tisíc výtisků za hodinu.

Zvyšování výkonu strojů nad 10 tisíc výtisků za hodinu při dosažení předepsané kvality tiskových výrobků s sebou přináší celou řadu náročných problémů, které je možno úspěšně řešit pouze na základě důkladné analýzy problematiky a s použitím nejprogresivnějších prostředků pro syntézu a výrobu dílčích skupin stroje.

V souvislosti se zvyšováním tiskové rychlosti stroje je třeba zajistit:

- Vyrovnanost kvality tisku v celém rozsahu pracovních otáček stroje.
- Přesný a spolehlivý průchod tiskového archu různé hmotnosti strojem včetně jeho vyložení a vyrovnání.
- Dokonalé ovládání všech důležitých funkcí pro seřízení stroje - využít v plné míře možnosti automatizace tiskového procesu.

Při vícebarevném tisku, jehož podíl v sortimentu tiskových výrobků stále stoupá, je významným požadavkem dodržení předepsaných tolerancí soutisku. Jeho splnění předpokládá dokonalé zvládnutí všech mechanismů a skupin stroje, které se této problematiky dotýkají. Mezi základní skupiny patří z tohoto hlediska mechanismy, které zajišťují naložení vyrovnaného tiskového archu do stroje, jeho předání mezi jednotlivými tiskovými jednotkami a spolehlivé vyložení a vyrovnání ve vykladači. Tuto funkci plní tzv. chytačové systémy, které je možno dělit na:

- Chytačové systémy předchytačů.
- Chytačové systémy předávacích a tlakových válců.
- Chytačové systémy obracecích válců.
- Chytačové systémy předávacích řetězových transportérů.
- Chytačové systémy vykladačů.

Pro konstrukční návrh chytačových systémů neexistují v současné době potřebné podklady. V dostupné odborné literatuře jsou uvedeny jen velmi kusé informace o volbě některých konstrukčních parametrů, bez udání širších souvislostí, což může vést v aplikaci až k nesprávným závěrům. Chybí obsírnější rozbor problematiky chytačových systémů a z něho plynoucí obecně platné podklady potřebné pro konstrukční návrh.

Nové konstrukční řešení obvykle vychází ze stávajících provedení obdobných systémů a dále ze zkušeností tiskařů a konstruktérů. Názory na vhodnost jednotlivých chytačových systémů jsou však často značně subjektivní. Úroveň těchto systémů lze posoudit jedině na základě kvalitativního hodnocení tiskového výrobku (nejčastěji dle dodržení soutiskových tolerancí) zhotoveného na daném tiskovém stroji. Na kvalitě soustisku se však podílí celá řada dalších skupin stroje (náhon, ozubená kola, rám, atd.), přičemž není možné určit významnost jejich vlivů. Není tedy znám ani podíl vlivu chytačových soustav na vznikající nesoutisk a nemůže tedy ani existovat objektivní představa o kvalitě jejich konstrukčního řešení.

Cílem této práce je stanovit obecně platné podmínky a doporučení pro konstrukci nových chytačových systémů, které by dávaly předpoklady pro splnění stále rostoucích požadavků na kvalitu tiskových výrobků a výkony tiskových strojů.

Tento záměr je realizován na základě teoretické analýzy problematiky chytačových systémů a dále zevšeobecněním výsledků měření prováděných na archovém ofsetovém rotačním tiskovém stroji AD 724 a na speciálním zkušebním zařízení.

Předložená práce se zabývá pouze chytačovými systémy předávacích a tlakových válců, přičemž je možno některé obecné závěry aplikovat i na chytačové systémy ostatních skupin.

2.0. KVALITA TISKU

Kvalitu tisku je nutno chápat jako výsledek tiskového procesu, který je dán zvolenou tiskovou technikou, konkrétním tiskovým strojem, tiskovou formou, odborností tiskaře, kvalitou potiskovaného materiálu, atd. Výslednou kvalitu tisku lze hodnotit na základě vyjádření dílčích vlastností kvality tisku - optimální vybarvení, stejnoměrnost vybarvení, kontrast, gradace, tónový rozsah, rozlišitelnost tiskových prvků, soutisk, smyk, barevnost.

V současné době se pro hodnocení dosažené kvality tiskového výrobku používá čtyř základních kritérií:

- smyk,
- optimální vybarvení,
- barevnost,
- soutisk.

Pro objektivní hodnocení prvních tří kritérií se doporučuje použití měrných testů, které jsou součástí tzv. tiskové zkoušky stroje. Hodnocení soutisku je zjišťováno "zkouškou soutisku". Chytačové systémy, které jsou předmětem této práce, ovlivňují kvalitu tisku především z hlediska dodržení soutiskových tolerancí.

2.1. Soutisk

Celosvětový trend v tiskové technice se vyznačuje přechodem od černobílého tisku na tisk barevný. Při barevném tisku, při kterém dochází k postupnému potiskování papíru jednotlivými barvami, je kvalita tisku podmíněna dobrým soutiskem jednotlivých barev. Dobrým soutiskem se rozumí nátisk jednotlivých barev na sebe tak, že dochází ke správnému krytí tiskových

elementů v ploše celého tisku. Přípustné odchylky skutečného soutisku od správného soutisku se nazývají soutiskové difference. V praxi je běžně udávána maximální dovolená soutisková difference, která se může u jednotlivých výtisků vyskytnout, aby byl splněn požadavek na určitou kvalitu tisku. Překročí-li soutisková difference dovolené hodnoty, projeví se to na vícebarvovém tisku →

- vznikem zkreslených barevných odstínů v důsledku nesprávné skladby jednotlivých základních barev,
- ztrátou ostrosti obrazu,
- vznikem moiré.

Velikost dovolené soutiskové difference závisí na hrubosti použité autotypické sítě, na požadavcích na kvalitu výsledného tisku, na použitém potiskovaném materiálu a používané barvě. Všeobecně platí, že čím jemnější je autotypická síť a čím vyšší jsou požadavky na kvalitu výsledného tisku, tím hladší musí být potiskovaný papír a tím užší bývá povolena soutisková difference.

Velikost soutiskové difference vznikající mezi jednotlivými barvami se mění od své minimální hodnoty, tj. ideálního soutisku, kdy je tato difference nulová, až do maximální dovolené hodnoty. Toto je podmíněno působením nahodilých vlivů, jež jsou na sobě nezávislé a žádný z těchto vlivů nepřevažuje za normálních okolností ostatní. Z uvedeného plyne, že skutečné odchylky od ideálního soutisku jsou výsledkem náhodného střetnutí vzájemně nezávislých vlivů a proto lze očekávat rozložení četnosti skutečně naměřených hodnot podle zákona normálního rozdělení, neboli Gausovy křivky.

U jednobarvových strojů je soutisk ovlivněn zejména přesností naložení, protože při vícebarevném tisku je nutno papír

naložit pro každou barvu samostatně. Předepsaná tolerance pro tento tzv. nakladačový soutisk je v současné době stanovena $\pm 0,06$ mm.

Na rozdíl od jednobarvového stroje je soutisk u vícebarvových strojů ovlivňován předáním archu mezi tiskovými jednotkami. Vzhledem k tomu, že zde dochází k následnému tisku do ještě ne zcela zaschlé barvy, jsou tolerance tohoto tzv. předávacího soutisku zúženy na $\pm 0,03$ mm.

2.2. Faktory ovlivňující soutisk

Vznikající soutiskové difference jsou dány technologickými a provozními podmínkami a především pak konstrukčním řešením určitých skupin tiskového stroje. Z těchto skupin je nutno především uvést ty, jejichž funkční orgány přijdou přímo do styku s tiskovým archem, tj.

- nakládací mechanismus,
- chytačové systémy zajišťující transport archu stroje.

Dále má na soutisk vliv tuhost rámu stroje a těch skupin, ve kterých jsou uloženy chytačové systémy, významný může být vliv kmitů vznikajících ve stroji a zvláště v systému náhonu skupin zajišťujících transport tiskového archu. Tyto kmity jsou vyvolány dynamickými silami vznikajícími při nerovnoměrném pohybu některých částí stroje, mohou být vybuzeny od náhonových jednotek nebo kompresorů, dále od ozubených kol v systému náhonu stroje, atd. Podíl jednotlivých vlivů na soutisk není možné prakticky zjistit a navíc je u jednotlivých typů strojů různý.

2.3. Požadavky kladené na chytačové systémy předávacích a tlakových válců z hlediska požadované jakosti soutisku

Uvedené systémy musí pracovat s takovou přesností, aby byla dosažena předepsaná soutisková difference (vyhodnocuje se zde distribuční funkce nebo dle hodnoty směrodatné odchylky - viz /9/). Přitom je třeba si uvědomit, že izolovaně pojímané chytačové systémy se na soutiskové diferenci podílejí s řadou dalších vlivů (viz 2.2).

Požadavky na přesnost předání mezi tiskovými stolicemi a dále z toho plynoucí požadavky na přesnost jednotlivých předání závisí na návaznosti nátisku jednotlivých barev u různých typů strojů /9/.

Jako jednoduchý příklad zvolme dvoubarvový stroj pro zhotovení dvoubarevného tisku. Tolerance soutiskové difference dle 2.1 je v tomto případě $\pm 0,03$ mm. Směrodatná odchylka při platnosti zákona normálního rozložení je 0,01 mm. Předpokládejme, že soutisková difference vznikne pouze vlivem předání archu chytačovými soustavami a dále, že tato předání mezi tlakovými válci obou tiskových jednotek jsou čtyři. Předpokládáme-li dále, že výskyt dílčích soutiskových diferencí vznikajících při jednotlivých předáních vyhovuje též zákonu normálního rozdělení, a že dílčí směrodatné odchylky jsou si rovny, pak dle pravidel platících pro sčítání normálních rozložení je

$$s_c = \sqrt{s_1^2 + s_2^2 + s_3^2 + s_4^2} = \sqrt{4s^2} = 2s,$$

kde s_c ... výsledná směrodatná odchylka,

$s_i = s$... dílčí směrodatné odchylky.

Každé dílčí předání musí být zajištěno s přesností $\pm 3 s$, tj.

s přesností $\pm 0,015$ mm.

$$s = \frac{s_c}{2} = \frac{\pm 0,03}{2} = \pm 0,015$$

$3s = \pm 0,045$

S ohledem na to, že kromě vlastních chytačových systémů se na soutisku podílejí i další faktory, je třeba konstatovat, že požadovaná přesnost předání, resp. odchylka od její střední hodnoty by neměla v tomto případě překročit cca 0,01 mm. Podobně lze spočítat požadavky na přesnost předání i u jiných systémů strojů (čtyřbarevný tisk na čtyřbarvovém stroji, čtyřbarevný tisk na dvoubarevném stroji apod.).

Spočítanou hodnotu soutiskové difference je nutno chápat pouze jako hrubý odhad. Vzhledem k tomu, že nelze zjistit skutečný stav (tj. podíl předání na skutečné soutiskové difference), vede toto k požadavku na takové konstrukční řešení, které by dávalo předpoklady přiblížit se co nejvíce absolutně přesnému transportu tiskového archu strojem.

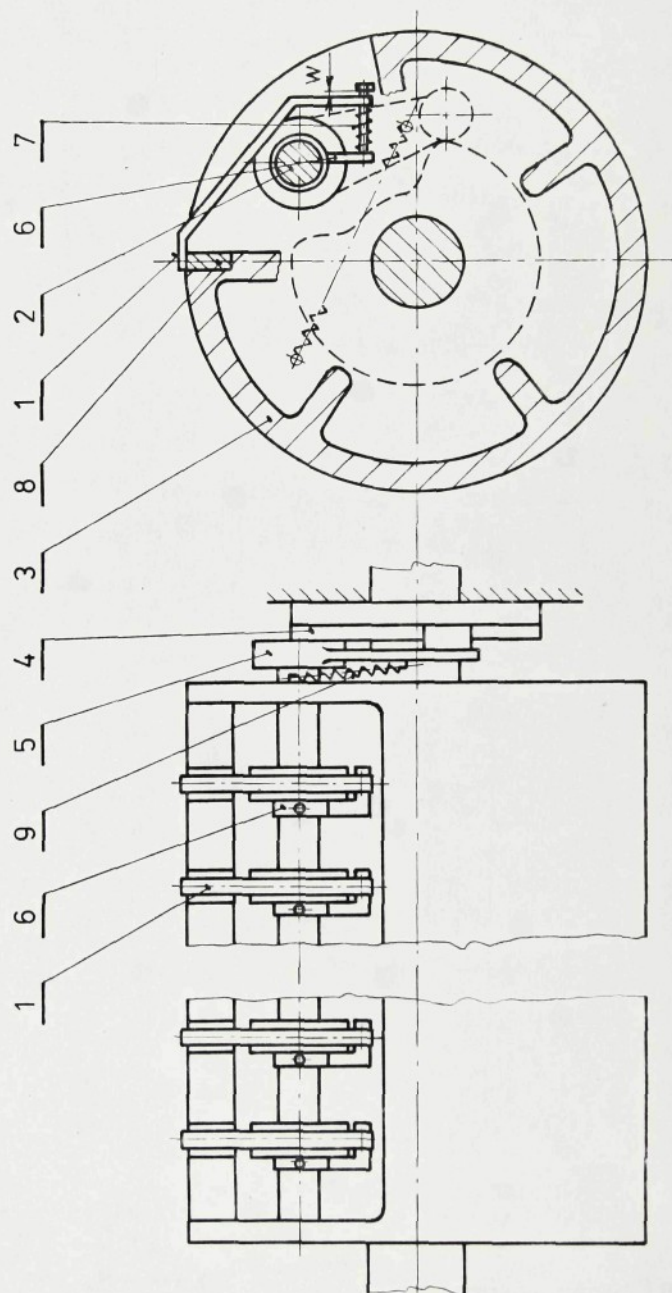
3.0. CHYTAČOVÉ SYSTÉMY TLAKOVÝCH A PŘEDÁVACÍCH VÁLCŮ

Principiálně představují tyto systémy mechanismus uložený na rovnoměrně rotujícím válci, jehož ukolem je převzít tiskový arch od chytačového systému předchozí skupiny stroje, přenést jej do místa styku s následující skupinou a předat chytačovému systému této skupiny. Předání probíhá při shodných úhlových rychlostech unašivého pohybu předávajících si chytačových systémů. Funkční orgán - chytač (resp. chytače) vykonává vzhledem k válci, v kterém je uložen, vratný kývavý pohyb se dvěma klidovými polohami. Zvláště náročné požadavky jsou kladeny na otvírání a zavírání chytačů, tj. na pohyby realizující předání tiskového archu mezi dvěma skupinami. U výkoných moderních strojů musí celý cyklus předání proběhnout v době cca 0,002 s. To ve spojení s požadovanou přesností předání představuje extrémní pracovní podmínky, které musí konstrukční řešení respektovat.

3.1. Základní konstrukční uspořádání

Nejčastěji používaný chytačový systém, který se vyskytuje na archových tiskových strojích v mnoha různých konstrukčních modifikacích je zobrazen na obr. 3.1.

Jednotlivé chytače 1 jsou otočně uloženy na hřídeli chytačů 2, který je otočně uložen ve válci 3. Pohyb chytačů je odvozen od vačky 4 pevně spojené s rámem stroje. Při otáčení válce ovládá vačka přes kladičku a páku 5 hřídel 2, na kterém jsou pevně uloženy objímky 6 ovládající jednotlivé chytače přes předejpjaté pružiny 7. Po dosedu činné plochy chytače na doraz 8 (resp. na arch ležící na dorazu) dojde po překonání předpětí pružiny 7 k odlehnutí chytače od objímky 6 (vymezí se vále w),

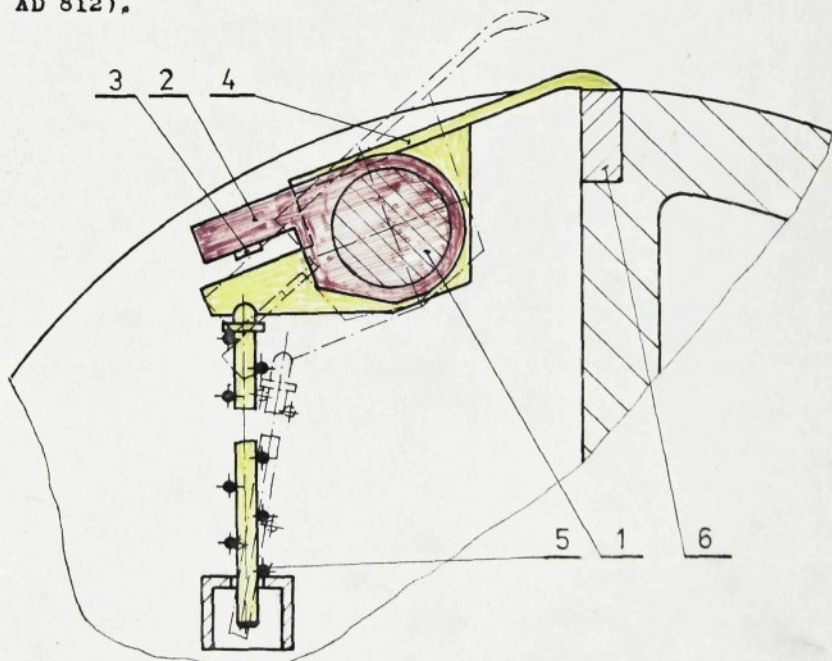


Obr. 3.1. Chytačový systém s pružinami vloženými do série s náhonem chytačů

takže přídržné síly jednotlivých chytačů jsou pak vyvozovány příslušnými pružinami 7.

Charakteristickým rysem tohoto uspořádání je umístění pružin vyvozujících přídržné síly chytačů přímo do systému náhonu chytačů (seriové zařazení s náhonem). Vložením těchto předpjatých pružin s relativně nízkou tuhostí jsou po odlehnutí dorazů objímek od chytačů o předepsanou vůli w zaručeny přibližně konstantní velikosti přídržných sil jednotlivých chytačů. Pro pohon se používá vačkového mechanismu se silovým stykem (pružina 9). Hnacím členem pro zavírání chytačů je obvykle vačka, hnacím členem pro otvírání chytačů je pružina.

Další užívaný systém je zobrazen na obr. 3.2. U tohoto uspořádání jsou na rozdíl od předchozího pružiny vyvozující přídržné síly chytačů vloženy přímo mezi chytač a těleso válce. (paralelní řazení s náhonem - použito např. u stroje AD 812).



Obr. 3.2. Chytačový systém s pružinami zařazenými paralelně k náhonu chytače

Na hřídeli chytačů 1 jsou pevně uloženy objímky 2 s dorazy 3. Při zavírání chytačů sleduje chytač 4 hnací pružinou 5 objímku, jejíž pohyb je při otáčení válce řízen vačkou pevně spojenou s rámem stroje. Po dosednutí chytače na doraz 6 se objímka s dorazem 3 pohybuje dále - doraz 3 odlehne od chytače. Přídržné síly jednotlivých chytačů jsou pak vyvozovány příslušnými pružinami 5. Pro pohon je opět použit vačkový mechanismus se silovým stykem. Hnací členem pro zavírání chytačů je pružina (5); pro otvírání chytačů je hnacím členem vačka.

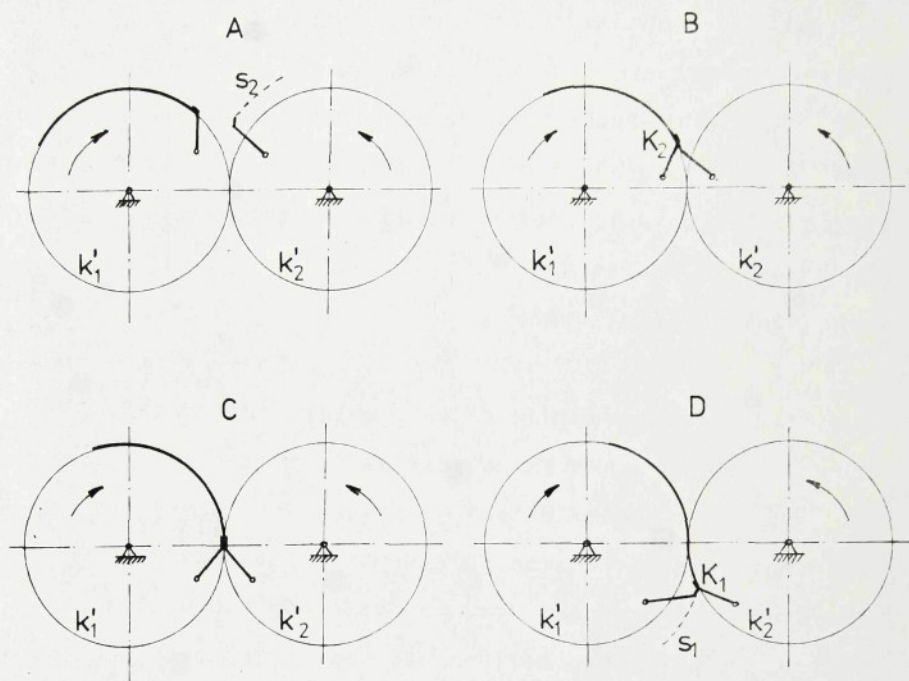
Následkem odlišného umístění pružin, které vyvozují přídržné síly chytačů, liší se oba popsané systémy m.j. průběhem hnacího momentu. Z tohoto hlediska je podstatně výhodnější systém s pružinami vloženými do serie s náhonem chytačů (podrobněji viz kap. 4.3.). Navíc tento systém umožňuje realizovat nejnáročnější funkci chytače - zavírání s hnacím členem vačkou.

Kromě těchto dvou základních nejjednodušších uspořádání jsou ve světě v současné době patentovány i některé jiné chytačové systémy, které však pro svou komplikovanost a s tím související vyšší výrobní náklady nenacházejí širší praktické uplatnění. Jedná se především o systémy realizující kolmý dosed chytače na doraz apod.

Vzhledem k výše uvedenému je v této práci věnována pozornost především chytačovému systému dle obr. 3.1, který dává předpoklady pro kvalitní funkci při minimálních výrobních nákladech.

3.2. Princip předání tiskového archu

Princip předání tiskového archu mezi dvěma rovnoměrně rotujícími válci je znázorněn na obr. 3.3. Před vlastním předáním



Obr. 3.3. Princip předání tiskového archu

(obr. 3.3a) je tiskový arch unášen po obvodu předávajícího válce (index 1). Arch je přitom držen chytači za svou přední hranu. Chytače přebírajícího válce jsou otevřeny a jejich konce se pohybují po dráze s_2 .

Předání tiskového archu je možno rozčlenit do tří fází. Začátek první fáze předání je znázorněn na obr. 3.3b. Je to okamžik, kdy dráha konce chytače s_2 protne dráhu přední hrany archu, tj. kružnici k'_1 (bod K_2). Aby nedošlo k porušení archu, musí být chytače přebírajícího válce otevřeny tak, že jejich konce dosáhnou bodu K_2 dříve než přední hrana archu. Tato fáze je charakterizována tím, že arch je držen pouze předávající soustavou chytačů a přebírající chytače se zavírají, přičemž jejich konce se pohybují po dráze uvnitř

kružnice k'_1 . Ve druhé fázi předání dosednou přebírající chytače na dorazy. Tiskový arch je držen oběma soustavami chytačů - tzv. fáze společného držení archu - obr. 3.3c.

Ve třetí fázi začínají otvírat chapače předávající, arch je unášen za svůj přední okraj chytači přebírajícími po kružnici k'_2 . Za konec této fáze a konec celého předání lze označit okamžik, kdy dráha konce předávajících chapačů protne kružnici k'_2 - obr. 3.3d.

Z minulého vyplývá, že na pohybovou závislost chytačů jsou kladeny mimo běžné kinetostatické a dynamické podmínky i dosti přísné požadavky na časový průběh zdvihu.

Pro umožnění racionálního návrhu zdvihové závislosti chytačů je účelné zpracovat tzv. mezní zdvihovou závislost pohybu chytačů, kterou lze určit z podmínky, že chytače při své funkci se právě dotýkají povrchu tiskového archu.

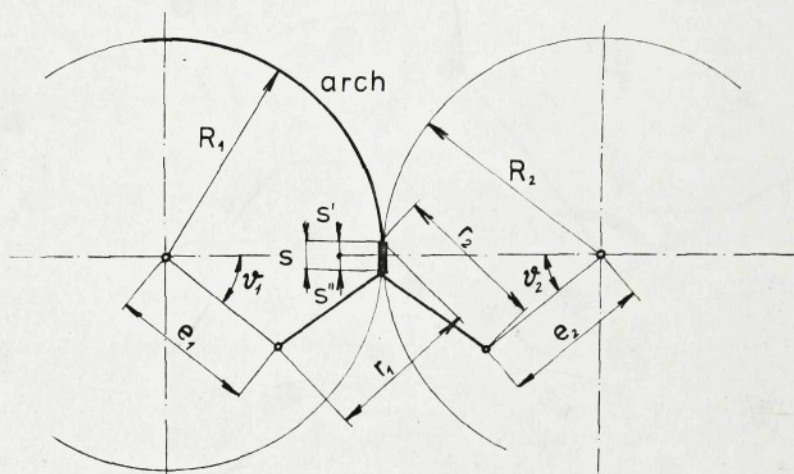
3.3. Volba geometrického uspořádání

Mezní zdvihová závislost pohybu chytačů je jednoznačně určena volbou geometrického uspořádání chytačových systémů, tj.

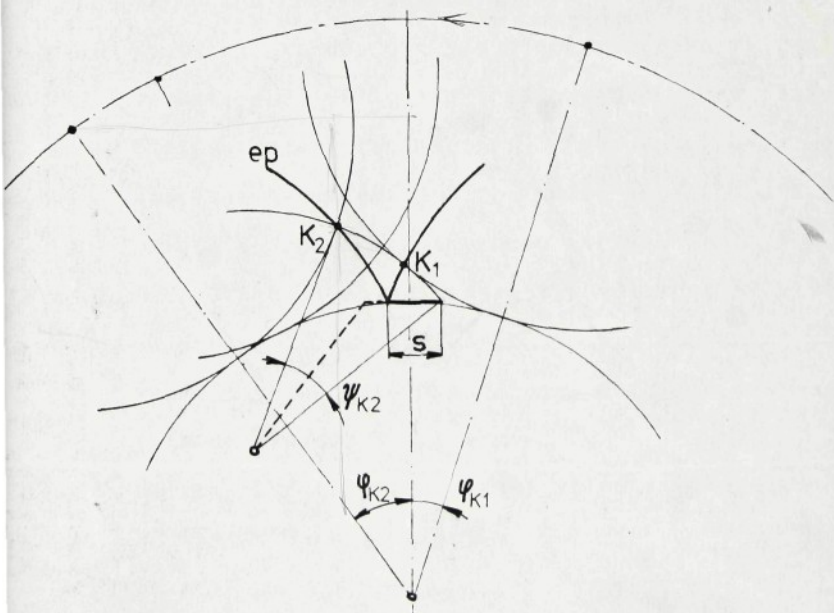
- poloměry válců - $R_{1,2}$,
- délkou chytačů - $r_{1,2}$,
- umístěním hřídele chytačů ve válci - $\vartheta_{12}; e_{12}$,
- délkou činné plochy chytače - s (s' , s'') (běžně je $s' = s''$).

Vhodnou volbou těchto parametrů (viz obr. 3.4) lze příznivě ovlivnit dynamické vlastnosti chytačového systému. Vliv jednotlivých parametrů je nejlépe patrný z obr. 3.5, kde je znázorněno převzetí (předání) archu, jak se jeví pozorovateli na přebírajícím (předávajícím) válci, okolo kterého se

odvaluje předávající (přebírající) válec. V tomto případě se pohybuje přední hrana archu po prosté epicykloidě ep. Na obrázku je zřejmý vznik činné plochy chytače - tj. plochy, kterou chytač přidržuje tiskový arch proti dorazu.



Obr. 3.4. Parametry geometrického uspořádání chytačových systémů



Obr. 3.5. Vznik činné plochy chytače

Volbou uvedených geometrických charakteristik je již určena poloha bodů K_1 , K_2 , které označují začátek a konec předání. Tím je určen i potřebný zdvih chytače v oblasti předání (ψ_k) a dále doba, resp. úhel pootočení válce pro tento zdvih (φ_k).

Pozn.: Celkový zdvih chytače bude větší, neboť v okamžiku začátku a konce předání se chytač již pohybuje určitou rychlostí.

Exaktní postup pro optimalizaci geometrického uspořádání nelze určit. Konstrukční návrh by měl vyjít z řady syntetizujících a analyzujících kroků, při kterých je nutno přihlédnout k následujícím okolnostem.

1. Geometrické uspořádání musí zaručit držení archu chytačem tj. vznik činné plochy chytače o požadované délce s .
2. Náhon chytačů trojčlenným vačkovým mechanismem, který je konstrukčně nejjednodušší, nedovoluje realizovat příliš velký úhel pootočení chytače. Při potřebě velkého úhlu pootočení (např. u chytačů převraccího válce) je nutné zařadit mezi vačku a hřídel chytačů další vložený převod.
3. Zvětšení doby předání (při konstantním zdvihu chytače) zlepšuje dynamické poměry funkce chytačů, ale je nutno ji sladit s pracovním diagramem stroje.
4. Při návrhu je nutno posoudit i velikost úhlu dosedu chytače na doraz. Volba příliš malého úhlu dosedu má za následek vznik posuvů chytačů po archu, což může mít nepříznivý vliv na přesnost soutisku.
5. Geometrické uspořádání musí vyloučit vzájemnou kolizi členů chytačových soustav.

Při praktickém konstrukčním návrhu se vychází z volby průměrů válců, které jsou dány předpokládanou velikostí potiskovaného archu. Dále je vhodné volit hodnotu délky činné plochy chytače. Na základě těchto zvolených hodnot je možné sestrojit obr. 3.6, který je pomůckou pro volbu zbylých parametrů geometrického uspořádání - délky chytače a polohu osy hřídele chytačů. V obrázku jsou vyneseny přímky $\varphi_K = \text{konst}$, tj. přímky udávající polohy osy hřídele chapačů, pro které je $\varphi_K = \text{konst}$ a dále křivky $\psi_K = \text{konst}$, tj. křivky udávající polohy osy hřídele chytačů, pro které je $\psi_K = \text{konst}$.

Obr. 3.6. platí pro uspořádání $R_1 = R_2 = 100 \text{ mm}$, $s = 4 \text{ mm}$, $s = 6 \text{ mm}$.

Sestrojení podobného grafu pro libovolné uspořádání lze provést následovně - obr. 3.7.

Pro zvolenou hodnotu φ_K spočteme souřadnice bodu K v souřadném systému x, O_2 , y.

$$x_K = (R_1 + R_2) \sin \varphi_K - R_1 \sin \frac{R_1 + R_2}{R_1} \varphi_K, \quad (3.1)$$

$$y_K = (R_1 + R_2) \cos \varphi_K - R_1 \sin^{\cos} \frac{R_1 + R_2}{R_1} \varphi_K$$

Hledanou přímku pro $\varphi_K = \text{konst}$ proložíme bodem S o souřadnicích

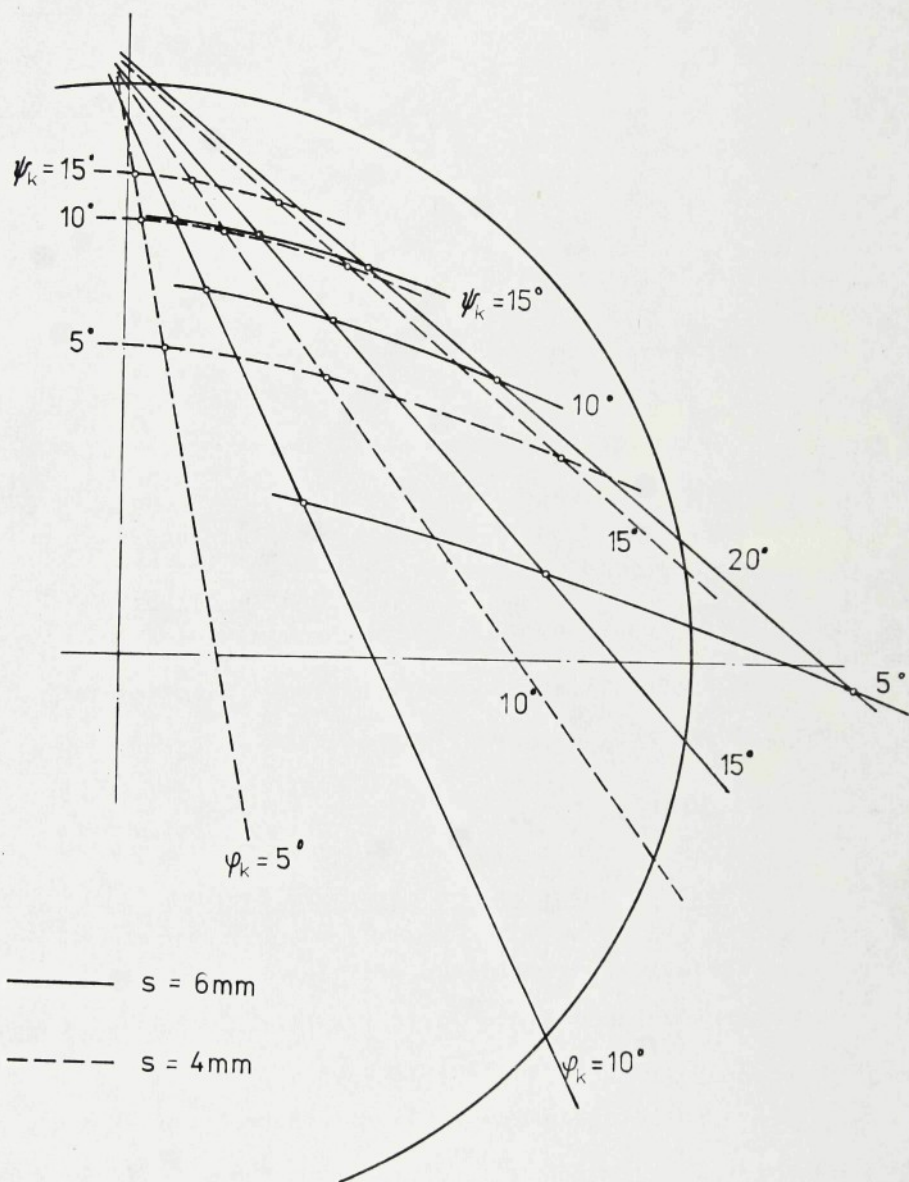
$$x_S = \frac{x_K + x_D}{2}, \quad y_S = \frac{y_K + y_D}{2}, \quad (3.2)$$

o směrnici

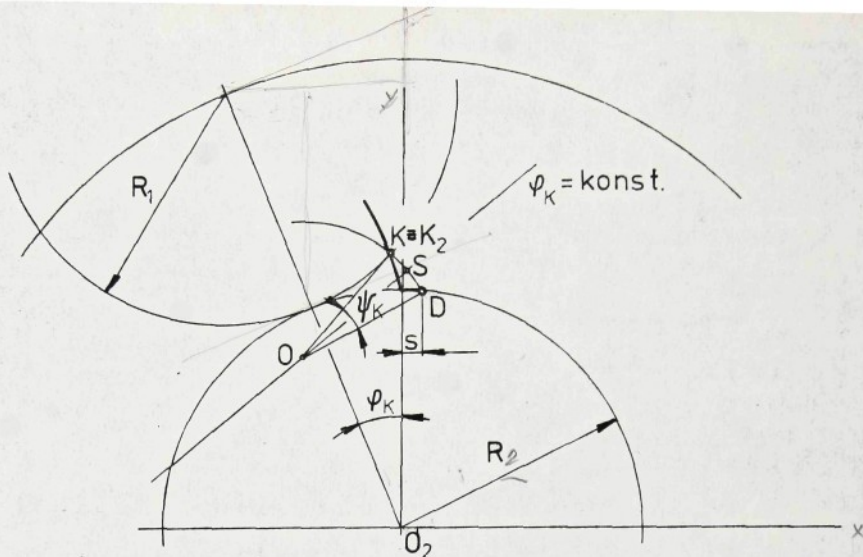
$$k = - \frac{x_K - x_D}{y_K - y_D}, \quad (3.3)$$

kde x_D , y_D jsou souřadnice bodu D : $x_D = s$, $y_D = R_2$.

přibližně!



Obr. 3.6. Geometrické uspořádání pro $R = 100 \text{ mm}$, $s = 4 \text{ mm}$
 $s = 6 \text{ mm}$



Obr. 3.7. Volba geometrického uspořádání

Tuto přímku pak přetneme z bodu D úsečkou velikosti

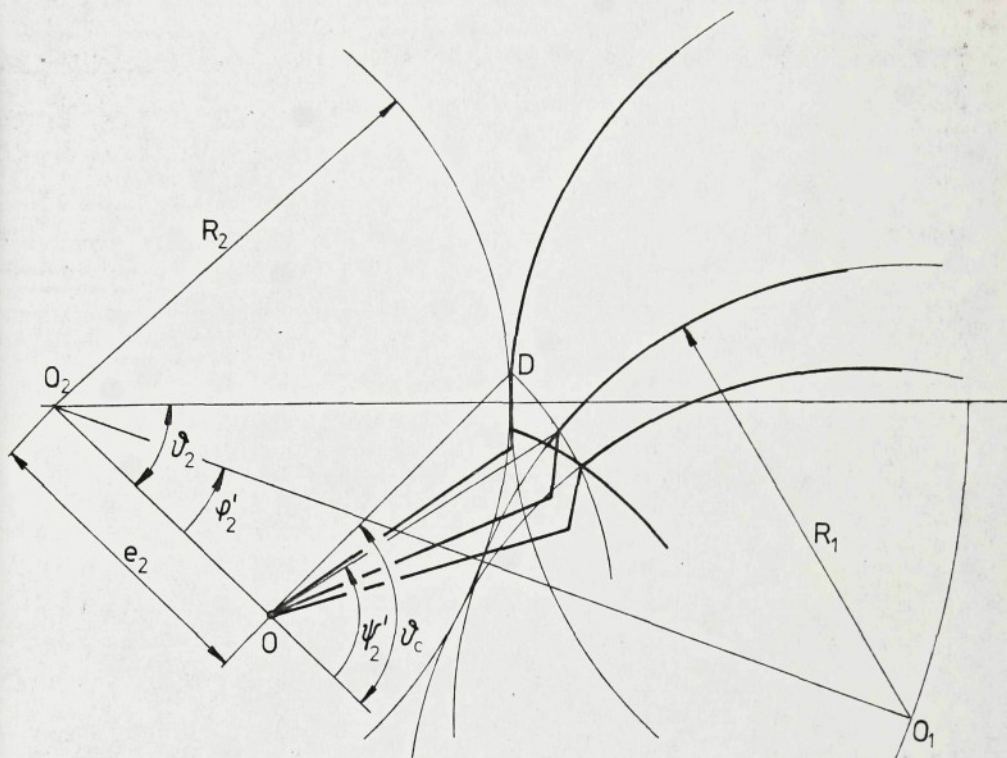
$$r = \frac{\sqrt{(x_K - x_D)^2 + (y_K - y_D)^2}}{2 \sin \psi_K / 2} \quad (3.4)$$

Tak získáme bod O - polohu středu hřídele chytačů pro zvolené hodnoty φ_K, ψ_K . Sestrojením více takovýchto bodů nakreslíme hledaný graf.

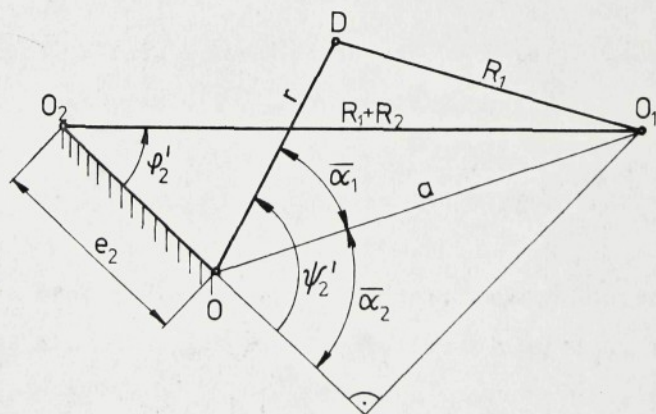
3.4. Mezní zdvihová závislost pro zavírání chytačů

Pro zvolené geometrické uspořádání chytačového systému je tzv. mezní zdvihová závislost pohybu chytačů jednoznačně dána. Za mezní zdvihovou závislost považujeme takovou, při jejíž realizaci se bude chytač v oblasti předání právě dotýkat povrchu tiskového archu.

V případě zavírání chytače předpokládáme, že přední hrana archu i špička chytače dosáhnou bodu K (obr. 3.8) současně a dále se chytač pohybuje tak, že jeho špička neustále sleduje povrch předávajícího válce a tím i povrch tiskového archu.



Obr. 3.8. Mezní zdvihová závislost pro zavírání chytače
Pro stanovení mezní zdvihové závislosti lze použít náhradní
čtyřkloubový mechanismus dle obr. 3.9.



Obr. 3.9. Náhradní čtyřkloubový mechanismus

Hledaná mezní zdvihová závislost je dána pootočením ψ_2' členu $\overline{OD}$ v závislosti napootočení φ_2' členu $\overline{O_1 O_2}$.

Dle obr. 3.9 platí

$$\psi_2' = \overline{\alpha}_1 + \overline{\alpha}_2, \quad (3.5)$$

$$\cos \overline{\alpha}_1 = \frac{r^2 + a^2 - R_1^2}{2ra}, \quad (3.6)$$

$$\operatorname{tg} \overline{\alpha}_2 = \frac{(R_1 + R_2) \sin \varphi_2'}{(R_1 + R_2) \cos \varphi_2' - e_2}, \quad (3.7)$$

$$a = \sqrt{(R_1 + R_2)^2 + e_2^2 - 2(R_1 + R_2)e_2 \cos \varphi_2'} \quad (3.8)$$

Dosazením do vztahu (3.5) získáme hledanou závislost

$$\begin{aligned} \psi_2' = & \arccos \frac{r^2 - R_1^2 + (R_1 + R_2)^2 + e_2^2 - 2(R_1 + R_2)e_2 \cos \varphi_2'}{2r \sqrt{(R_1 + R_2)^2 + e_2^2 - 2(R_1 + R_2)e_2 \cos \varphi_2'}} + \\ & + \operatorname{arctg} \frac{(R_1 + R_2) \sin \varphi_2'}{(R_1 + R_2) \cos \varphi_2' - e_2} \end{aligned} \quad (3.9)$$

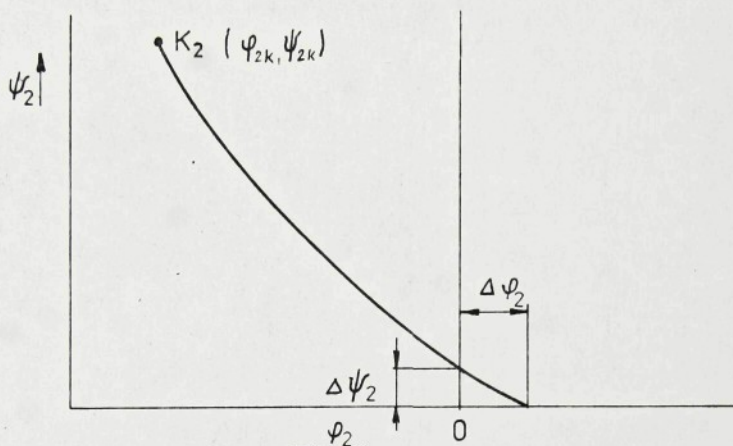
Získanou závislost zakreslíme v transformovaných souřadnicích

$$\begin{aligned} \varphi_2 &= \vartheta_2' - \varphi_2', \\ \psi_2 &= \vartheta_c - \psi_2' + \Delta \psi \end{aligned} \quad (3.10)$$

Pozn.: V těchto souřadnicích je $\varphi_2 = 0$ pro středovou polohu předání; $\psi_2 = 0$ pro uzavřený chytač

Hodnoty úhlů ϑ_2, ϑ_c jsou dány zvoleným geometrickým uspořádáním. Úhel $\Delta \psi$ je zřejmý z obr. 3.10.

Je to úhel pootočení chytače odpovídající pootočení válce o hodnotu $\Delta \varphi_2$, kde $\Delta \varphi_2$ je velikost pootočení válce od nulové hodnoty úhlu φ_2 , kdy dojde k dosednutí špičky chytače na doraz.



Obr. 3.11. Mezní zdvihová závislost pro uzavírání chytačů

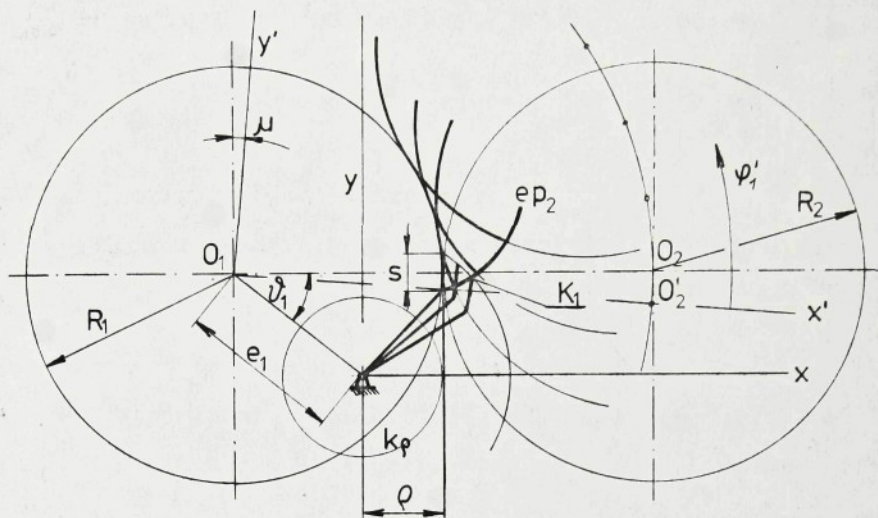
jejichž řešení je velmi pracné a pro praxi nepoužitelné. Vzhledem k tomu, že polohu bodu K_2 není třeba znát s velkou přesností, lze se spokojit s její přibližnou hodnotou zjištěnou grafickým řešením při dostatečném zvětšení geometrického uspořádání.

3.5. Mezní zdvihová závislost pro otvírání chytačů

Z obr. 3.12 je zřejmé, že pro řešení otvírání chytačů nelze aplikovat stejný postup jako pro řešení zavírání chytačů.

Pro stanovení mezní zdvihové závislosti budeme předpokládat, že činná plocha chytače bude sledovat přední hranu archu, a to opět až do okamžiku, kdy tento projde bodem K_1 . Dle obr. 3.12 se úloha redukuje na vyšetření tečen vedených z jednotlivých bodů epicykloidy ep_2 ke kružnici k_ρ o poloměru

$$\rho = R_1 - e_1 \cos \vartheta_1$$



Obr. 3.12. Určení podmínek pro stanovení mezní zdvihové závislosti pro otvírání chytačů

Pro výpočet zavedeme pravoúhlé souřadnice $x, 0, y$ a dále souřadnice $x', 0', y'$.

Souřadnice bodů epicykloidy v souřadnicovém systému $x', 0', y'$

$$\begin{aligned} x'_1 &= (R_1 + R_2) \sin \varphi'_1 - R_2 \sin \frac{R_1 + R_2}{R_2} \varphi'_1, \\ y'_1 &= (R_1 + R_2) \cos \varphi'_1 - R_2 \cos \frac{R_1 + R_2}{R_2} \varphi'_1 \end{aligned} \quad (3.14)$$

Pro souřadnicový systém $x, 0, y$ je nutné provést transformaci souřadnic pootočením a posunutím.

Úhel pootočení je dle obr. 3.12 $\mu = \arctg \frac{s'}{R_1}$

Posunutí je $e_1 \cos \vartheta_1$ resp. $e_1 \sin \vartheta_1$

Hledané souřadnice v soustavě $x, 0, y$

$$\begin{aligned} x_1 &= x'_1 \cos \mu + y'_1 \sin \mu - e_1 \cos \vartheta_1, \\ y_1 &= y'_1 \cos \mu - x'_1 \sin \mu + e_1 \sin \vartheta_1 \end{aligned} \quad (3.15)$$

Tečny ke kružnici k_0 získáme řešením soustavy rovnic

$$\begin{aligned} x^2 + y^2 &= \rho^2, \\ y - y_i &= k(x - x_i), \end{aligned} \quad (3.16)$$

kde k je směrnice hledané tečny.

Vyloučením y získáme algebraickou rovnici 2. řádu pro x

$$x^2(k^2+1) + x(-2k^2x_i - 2ky_i) + k^2x_i^2 + y_i^2 + 2kx_iy_i - \rho^2 = 0 \quad (3.17)$$

Podmínkou pro to, aby přímka (3.16) byla tečnou kružnice (3.16) je, že diskriminant rovnice (3.17) musí být roven 0. Z této podmínky dostaneme opět algebraickou rovnici 2. řádu pro směrnici tečny k

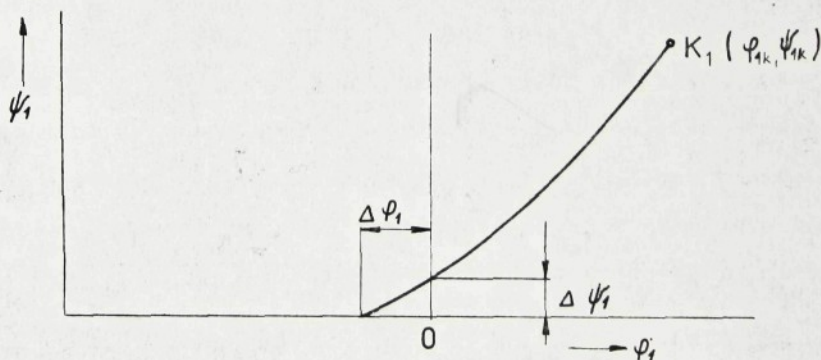
$$k_{1,2} = \frac{2x_iy_i \pm \sqrt{4x_i^2y_i^2 - 4(\rho^2 - y_i^2)}}{2(\rho^2 - x_i^2)} \quad (3.18)$$

Hledaný úhel pootočení chytače je

$$\psi'_i = \arctg \frac{2x_iy_i + \sqrt{4x_i^2y_i^2 - 4(\rho^2 - y_i^2)}}{2(\rho^2 - x_i^2)} \quad (3.19)$$

V parametrických rovnicích epicykloidy má parametr φ'_i nulovou hodnotu pro polohu válce 0_2^* .

Získanou závislost $\psi'_i = f(\varphi'_i)$ (viz obr. 3.13) zakreslíme v transformovaných souřadnicích, které jsou zavedeny podobně jako v případě uzavírání chytačů.



Obr. 3.13. Mezní zdvihová závislost pro otvírání chapačů

$$\varphi_1 = \varphi_1' - \mu_1,$$

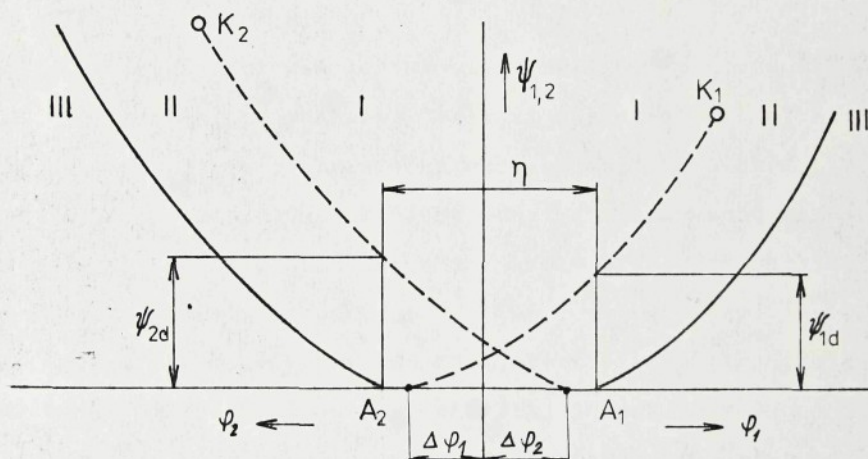
$$\psi_1 = \pi/2 - \psi_1'$$

(3.20)

Polohu bodu K_1 , která opět omezuje potřebný rozsah řešení je možno vyšetřit opět graficky.

3.6. Skutečná zdvihová závislost pohybu chytačů

Zakreslíme-li obě získané mezní zdvihové závislosti do společného grafu, získáme mezní zdvihovou závislost pohybu chytačů pro předání tiskového archu, obr. 3.14.



Obr. 3.14. Mezní zdvihová závislost pohybu chytačů

Z obrázku je zřejmé, že při dodržení mezní zdvihové závislosti není zaručeno společné držení archu (v oblasti předání) oběma systémy předávajících si chytačů, ale naopak v úseku $\Delta \varphi_1 + \Delta \varphi_2$ dochází k tomu, že tiskový arch je zcela uvolněn. Velikost $(\Delta \varphi_1 + \Delta \varphi_2)$ je dána zvoleným geometrickým uspořádáním, tj. R_i , s , e_i , ϑ_i .

Jestliže tedy vyžadujeme na jisté dráze, resp. v jistém čase,

společné držení archu předepsané úhlem společného držení η ,
pak skutečná zdvihová závislost chytačů musí procházet body
 A_1, A_2 . Posunutím charakteristik do těchto bodů však dochází
k deformaci přední hrany archu o hodnotu ψ_{id} .

Připustíme-li tedy určitou nutnou deformaci potiskovaného
archu, můžeme body A_1, A_2 proložit křivky posunuté oproti
mezním zdvihovým závislostem o hodnoty ψ_{id} .

Tímto vymezíme tzv.

- oblast funkční, I ,
- oblast přípustné deformace archu, II ,
- oblast poškození archu, III .

Skutečná zdvihová závislost by měla být proložena body
 A_1, A_2 , neměla by procházet "oblastí poškození archu" a měla
by dále procházet v dostatečné vzdálenosti nad body K_1, K_2 ,
aby tak bylo zajištěno bezpečné obejítí hrany archu chytačem.
Vzdálenost konce chapače od hrany archu při jejím obcházení
se doporučuje volit cca 2 mm / 21 /.

Je zřejmé, že při volbě zdvihové závislosti pohybu chytačů
se nelze vyhnout tomu, aby v okamžiku dosedu chytačů na dorazy
nedocházelo k rázům. Prakticky zde není možno dodržet podmín-
ku bezrázového dosedu - tj. nulové dosedací rychlosti.
Tato okolnost se nepříznivě odráží v dynamických vlastnostech
chytačových systémů. Při dosedu chytačů na dorazy může dojít
v nejnepříznivějším případě až k odskoku chytačů od dorazu
(a to právě v době vlastního předání archu). Možnosti pro
zlepšení těchto nepříznivých poměrů jsou velmi omezené.
Intenzitu rázu při dosedu chytače na doraz lze snížit znenše-
ním společného úhlu držení archu nebo připuštěním větší de-
formace potiskovaného archu.

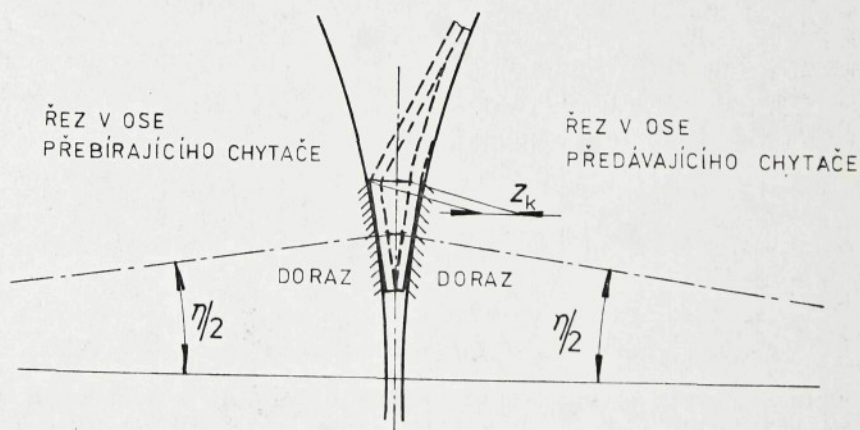
3.7. Úhel společného držení archu

V minulých kapitolách bylo poukázáno na velký význam úhlu společného držení archu. Na velikost tohoto úhlu jsou kladeny protichůdné požadavky. Zvětšování jeho hodnoty, které je žádoucí z hlediska dynamických poměrů při předání archu, má za následek zvětšování deformací přední hrany tiskového archu.

V dalším je proveden rozbor vzniku a velikostí deformací, ke kterým dochází v důsledku požadavku na společné držení archu. Deformace přední hrany archu a ji přilehlých částí archu je následek relativních posuvů chytačů předávajících si skupin.

3.7.1. Deformace přední hrany archu od relativního posuvu chytačů v rovině kolmé k archu

Vznik této deformace je patrný z obr. 3.15.



Obr. 3.15. Vznik deformace přední hrany archu od relativního posuvu chytačů v rovině kolmé k archu

Drží-li chytače předávajícího i přebírajícího válce arch již v poloze I - tj. v poloze pootočené o úhel $\eta/2$ od středové polohy O_1O_2 , dojde k zvlnění přední hrany archu, jehož maximální hodnota je dána mírou Z_k .

Z obr. 3.16 je maximální hodnota této deformace

$$Z_k = Z_{k1} + Z_{k2} = Z'_{k1} + Z''_{k1} + Z'_{k2} + Z''_{k2} ; \quad (3.21)$$

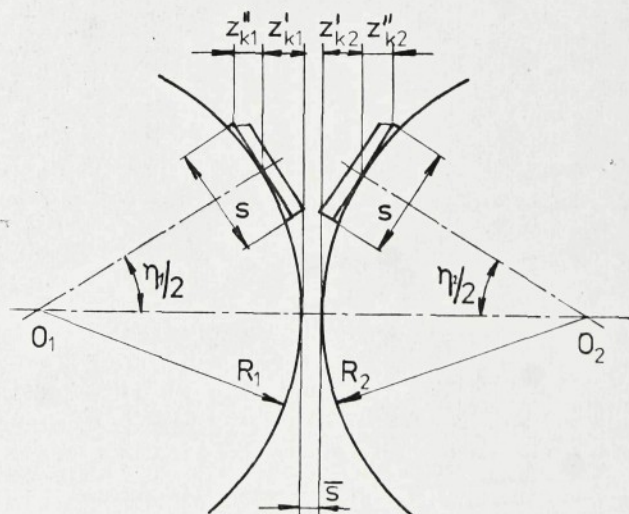
po vyjádření Z'_{ki} Z''_{ki} a dosazení je

$$Z_k = \frac{s}{2} \left(\sin \frac{\eta_1}{2} + \sin \frac{\eta_2}{2} \right) + R_1 (1 - \cos \frac{\eta_1}{2}) + R_2 (1 - \cos \frac{\eta_2}{2}) , \quad (3.22)$$

kde s ... délka činné plochy chytače ,

η_i ... úhel společného držení archu ,

R_i ... poloměr válců .



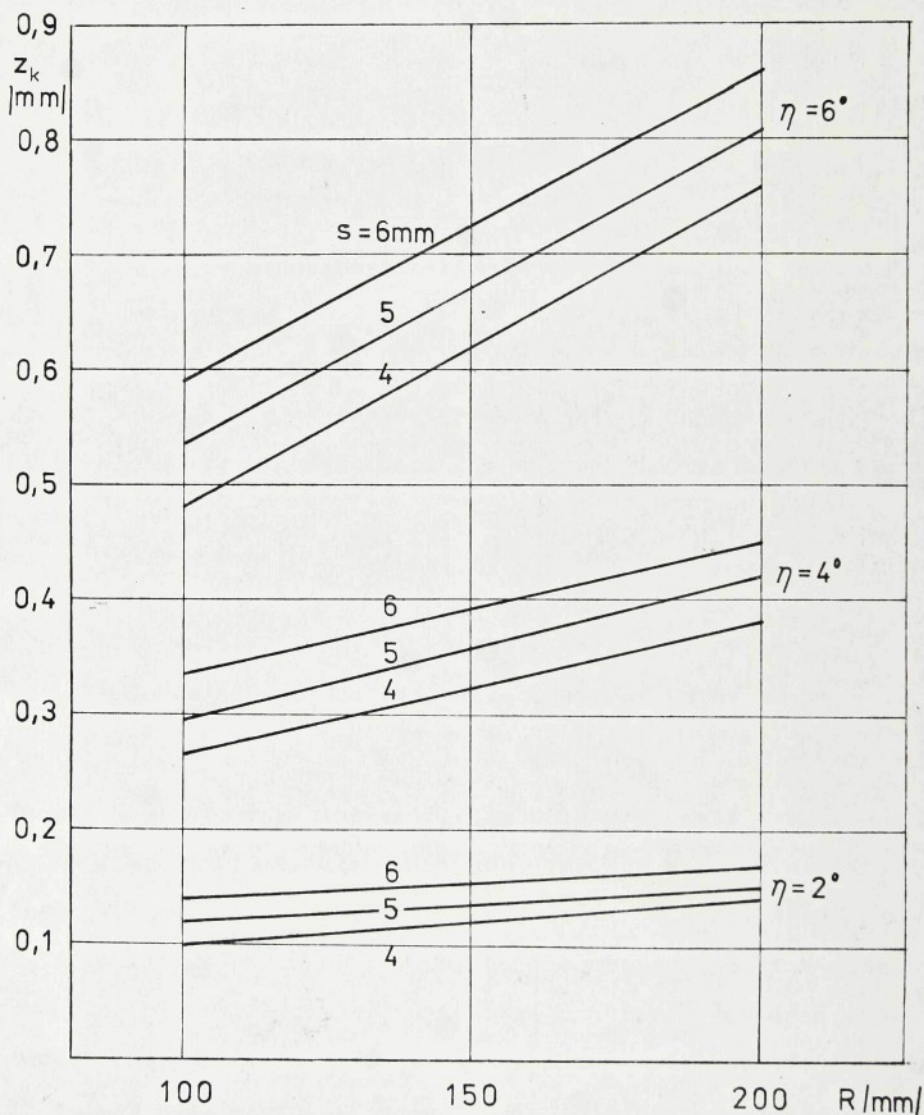
Obr. 3.16. Velikost max. deformace přední hrany archu

Pro představu o velikosti těchto deformací je zpracována grafická závislost $Z_k = f(R, s, \eta)$ pro $R_1 = R_2 = R$

$$\eta_1 = \eta_2 = 2^\circ, 4^\circ, 6^\circ$$

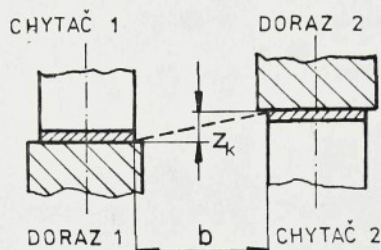
$$s = 4, 5, 6 \text{ /mm/}$$

Závislost $z_k = f(R, s, \eta)$ je zpracována v obr. 3.17, z kterého je zřejmý vliv jednotlivých těchto parametrů na velikost uvedených deformací.



Obr. 3.17. Deformace od rel. posuvu chytačů $\perp$ k rovině archu

Pro posouzení spočítaných deformací tiskového archu je nutno vycházet z napětí, které tyto deformace v archu vyvolají. Na velikost vzniklých napětí má vliv i rozteč dvou sousedních chytačů předávajícího a přebírajícího válce, obr. 3.18.



Obr. 3.18. Vliv vzdálenosti chytačů (b) na velikost napětí v archu

Uvažujeme-li pro zjednodušení případ jako jednoosou napjatost hrany archu, vyvolá deformace z_k poměrné prodloužení

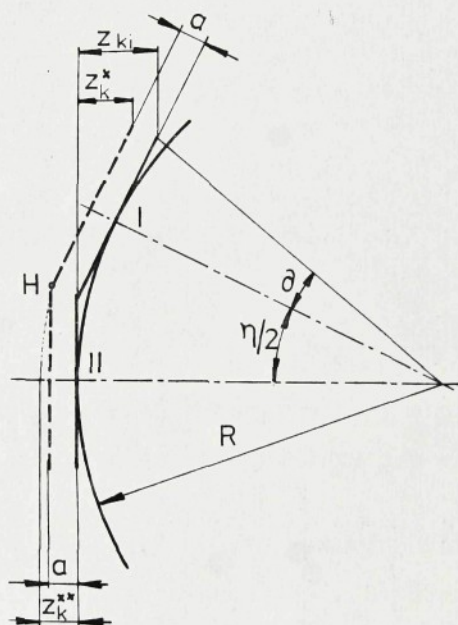
$$\varepsilon = \sqrt{1 + \frac{z_k^2}{b^2}} - 1 \doteq \frac{z_k^2}{2b^2} \quad (3.23)$$

Zvolíme-li nejnepříznivější poměry z obr. 3.17 ($\eta = 6^\circ$, $s = 6 \text{ mm}$, $R = 200 \text{ mm}$) a vzdálenost chytačů $b = 20 \text{ mm}$ je $\varepsilon = 9,25 \cdot 10^{-4} \sim 1'.$

Tomuto poměrnému prodloužení při modulu pružnosti v tahu $E_{40} = 250.000 \text{ N/cm}^2$ (dle /22/ pro ofsetový papír o plošné hmotnosti 80 g/m^2) odpovídá tahové napětí $\sigma = 230 \text{ N/cm}^2$. Tato hodnota odpovídá přibližně 5 % hodnoty pevnosti v tahu. Ani pro tyto extrémní poměry nehrozí nebezpečí poškození tiskového archu. Omezení je zde spíše dáno nepřípustnými trvalými deformacemi přední hrany archu. Dalším omezením může být i "značkování" archu, vznikající od hran chytačů. Nebezpečí

vzniku tohoto poškození je možné snížit zaoblením hran činné plochy chytačů.

V odborné literatuře / 21 / je uváděna možnost snížení deformací tiskového archu vysunutím dorazů směrem od osy tiskových válců. Provedme výpočet hodnoty tohoto vysunutí tak, aby bylo dosaženo minimální hodnoty uvedených deformací.



Obr. 3.19. Snížení deformace tiskového archu vysunutím dorazů z tečné polohy k povrchu válce

Při vysunutí dorazů o hodnotu $\underline{a}$ se dle obr. 3.19 sníží deformace v poloze I na hodnotu $Z_k^* \approx Z_{ki} - a \cos \eta/2$ a v poloze II pak vznikne deformace opačného smyslu o velikosti $\underline{a}$. Výpočet hodnoty $\underline{a}$ provedem z podmínky, aby se deformace papíru rozdělila na dvě stejně velké deformace opačného smyslu.

Musí tedy platit $Z_k^* = Z_k^{**}$

Maximální hodnota Z_k^{**} bude v okamžiku, kdy kružnice o poloměru $\overline{H\bar{O}}$ protne osu x (je-li $2\vartheta \leq \eta$), nebo je-li $2\vartheta > \eta$ pak maximální hodnota Z_k^{**} je pro polohu I (bod H).

Z obr. 3.19 je

$$Z_k^* = \frac{s}{2} \sin \eta/2 + R(1 - \cos \eta/2) - a \cos \eta/2,$$

$$Z_k^{**} = \frac{R+a}{\cos \vartheta} - R, \quad \text{pro } 2\vartheta \leq \eta, \quad (3.24)$$

$$Z_k^{**} = \frac{R+a}{\cos \vartheta} \cos(\vartheta - \eta/2) - R, \quad \text{pro } 2\vartheta > \eta$$

Je tedy pro $2\vartheta \leq \eta$

$$a = \frac{s/2 \sin \eta/2 + R[2 - \cos \eta/2 - (\cos \vartheta)^{-1}]}{\cos \eta/2 + (\cos \vartheta)^{-1}},$$

pro $2\vartheta > \eta$,

$$a = \frac{s/2 \sin \eta/2 + R[2 - \cos \eta/2 - (\cos \vartheta)^{-1} \cos(\vartheta - \eta/2)]}{\cos \eta/2 + (\cos \vartheta)^{-1} \cos(\vartheta - \eta/2)} \quad (3.25)$$

Hodnoty vysunutí dorazů z tečné polohy spočítané dle (3.25)

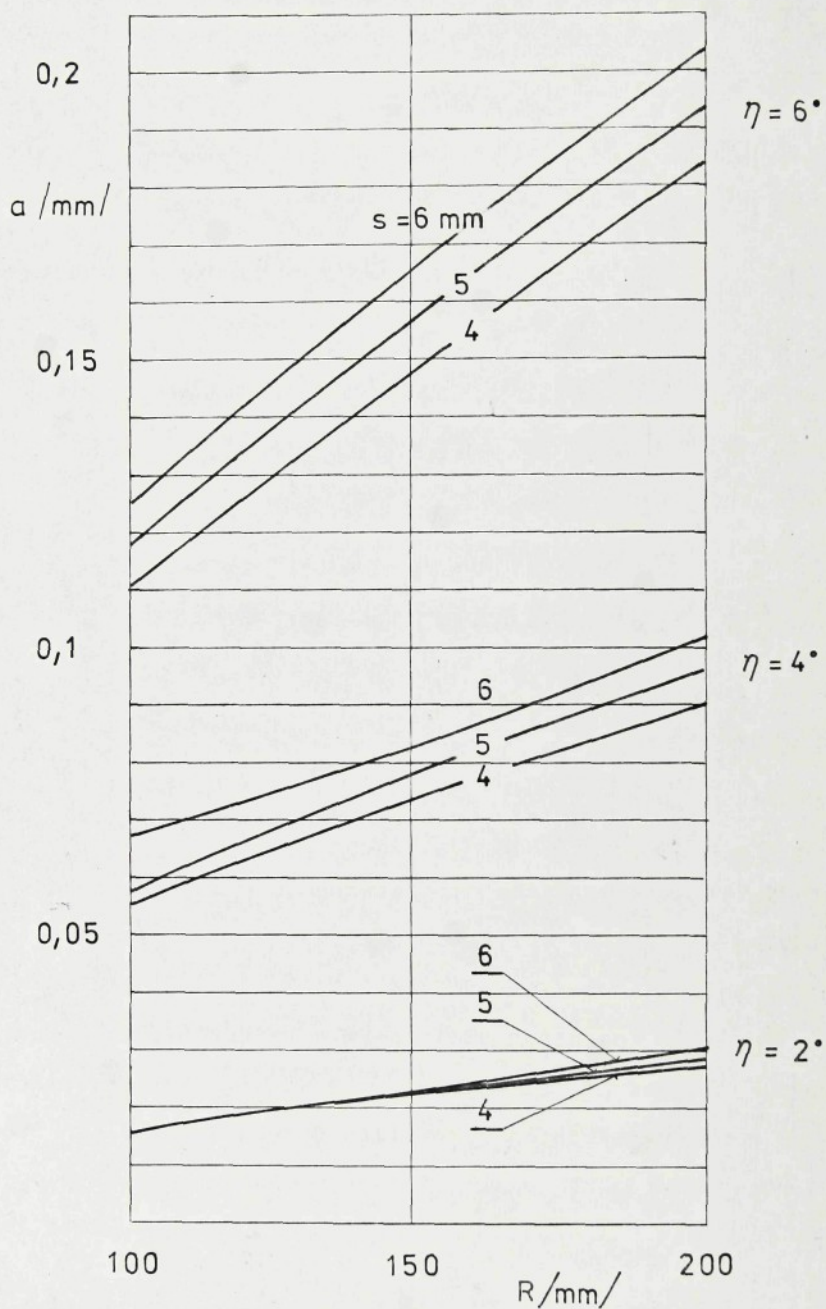
jsou graficky zpracovány v obr. 3.20 pro volené hodnoty R, s .

Použitím obr. 3.20 a 3.17 lze vyhodnotit význam vysunutí dorazů na velikost deformací přední hrany archu způsobené relativním posuvem chytačů v rovině kolmé k ploše archu. Při vysunutí dorazu o hodnotu a se sníží maximální hodnota deformace Z_k o hodnotu $2 \cdot a \cdot \cos \eta/2$.

Tak např. pro $\eta = 4^\circ$, $s = 5$ mm, $R = 100$ mm je $a = 0,058$ mm.

Původní deformace archu klesne z hodnoty $\sim 0,3$ mm na hodnotu

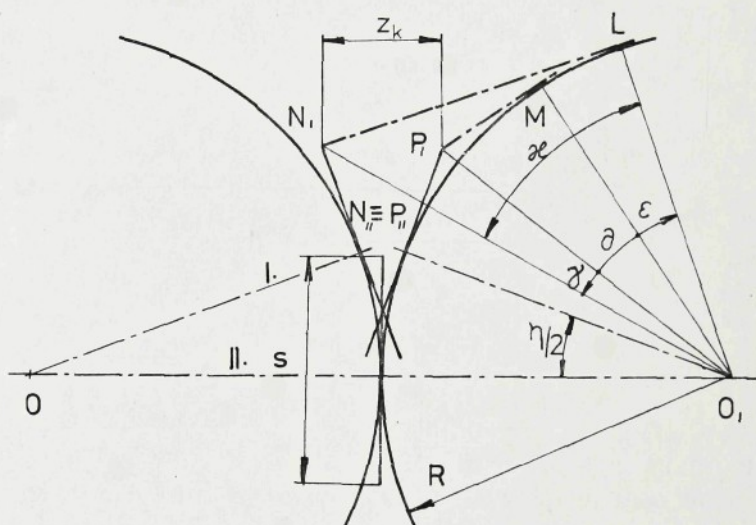
$\sim 0,18$ mm. Tak lze při zachování jistých povolených hodnot deformace archu zvětšovat vysunutím dorazů úhel společného držení archu.



Obr. 3.20. Vysunutí dorazu pro minimální hodnotu deformace archu dle kap. 3.7.1 - Z_k

3.7.2. Deformace přední hrany archu od relativního posuvu chytačů v rovině archu

Vznik těchto deformací je patrný z obr. 3. 21.



Obr. 3.21. Vznik deformací archu dle 3.7.2

Na tomto obrázku jsou nakresleny dorazy předávajících si válců v poloze I - začátek předání (dosed chytače na doraz) a v poloze II - střed předání. Obrázek je nakreslen pro nulovou tloušťku papíru a symetrické rozložení s ($s' = s''$). Vzhledem k tomu, že $\widehat{P_1L} \neq \widehat{N_1L}$ a v poloze II body P_1, N_1 splynou, musí dojít buď k posuvu potiskovaného archu vzhledem k dorazům nebo k zvlnění archu.

Velikost posunutí chytačů v rovině archu lze spočítat a je

dle obr. 3.21 $z_r = \widehat{N_1L} - \widehat{P_1L}$,

kde

$$\widehat{P_1L} = R\epsilon + \frac{s}{2},$$

$$\widehat{N_1L} = R \operatorname{tg} \alpha$$

(3.26)

S použitím vztahů

$$\varepsilon = \alpha - \vartheta - \gamma ,$$

$$\vartheta = \arctg \frac{s}{2R} ,$$

(3.27)

$$\frac{\sin \gamma}{\sin(\vartheta + \eta/2)} = \frac{z_k}{\overline{O_1 N_1}} ,$$

$$\overline{O_1 N_1} = \sqrt{z_k^2 + \left(\frac{R}{\cos \vartheta}\right)^2} + 2Rz_k \frac{\cos(\vartheta + \eta/2)}{\cos \vartheta} ,$$

$$\cos \alpha = \frac{R}{\overline{O_1 N_1}} ,$$

lze spočítat velikost posuvu Z_r .

Velikost takto vznikajících posuvů je v obr. 3.22 spočtena

pro $\eta = 2^\circ, 4^\circ, 6^\circ$, $s = 4, 5, 6$ mm, $R_1 = R_2 = R = 100-200$ mm.

Vysunutí dorazu, jak o něm bylo uvažováno v kap. 3.7.1 má vliv i na velikost deformace archu vznikající od relativních posuvů chytačů v rovině archu. Její velikost se vysunutím dorazu snižuje, až pro určitou hodnotu $\bar{\alpha}$ je nulová.

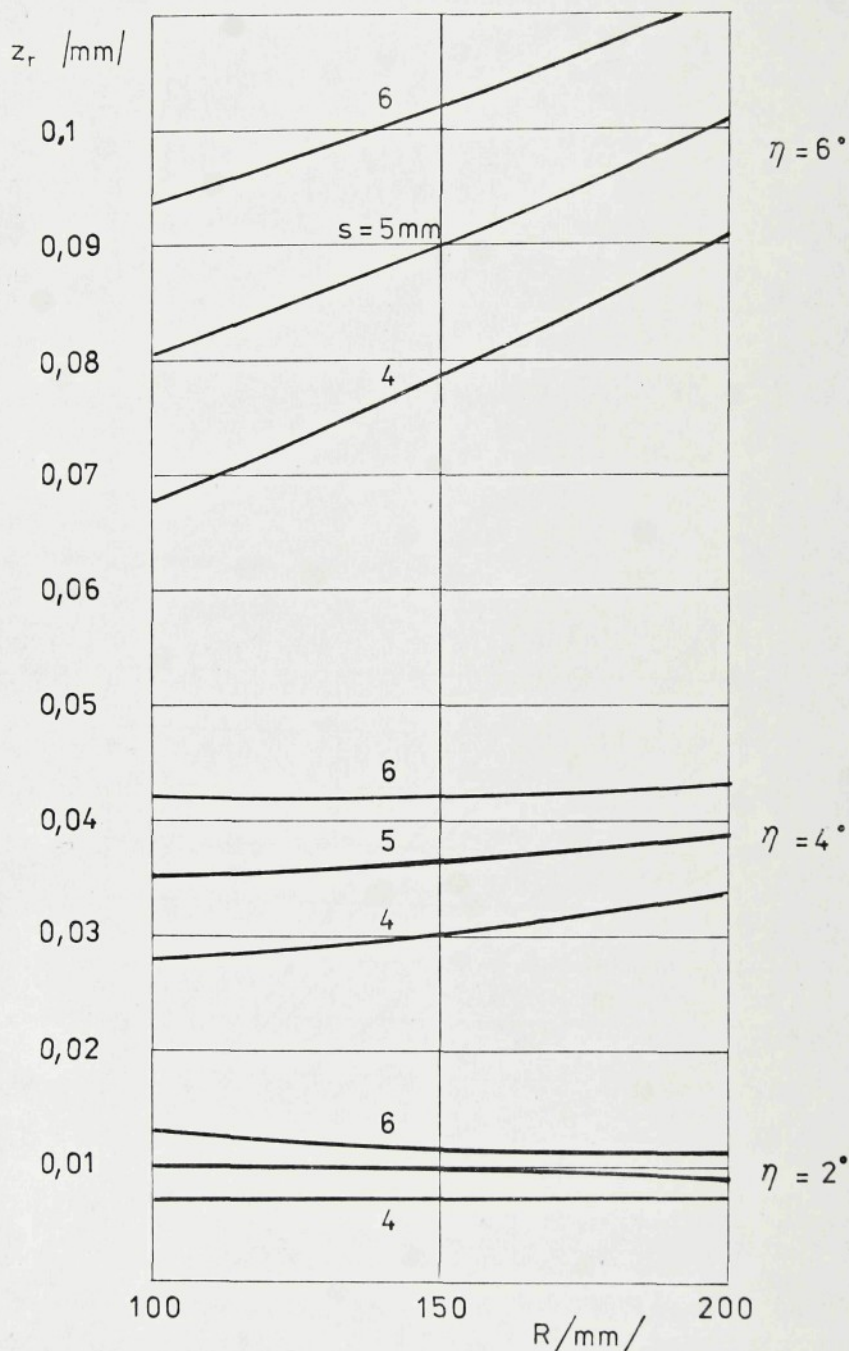
Hodnota $\bar{\alpha}$ je dle obr. 3.23 dána vysunutím, kdy platí

$P_i \equiv N_i$.

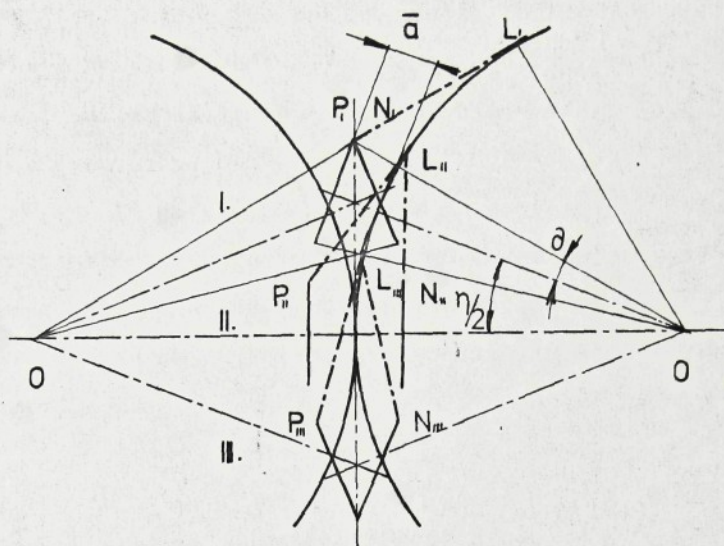
$$\bar{\alpha} = R \frac{1 - \frac{\cos(\vartheta + \eta/2)}{\cos \vartheta}}{\cos \eta/2} \quad (3.28)$$

Hodnota $\bar{\alpha}$ je opět pro zvolené velikosti parametrů R , s , η zpracována v obr. 3.24.

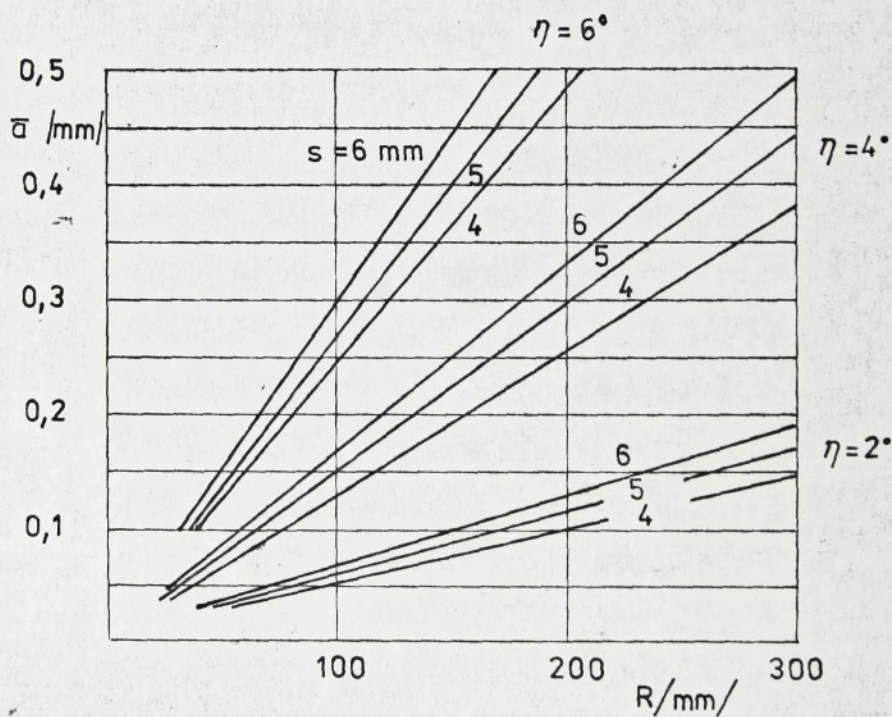
Vlivem rozdílné dráhy bodů P , N dojde sice k jisté nepatrné deformaci v rovině archu, ale po přemístění $P_i, N_i \rightarrow P_{III}, N_{III}$



Obr. 3.22. Deformace od rel. posuvu chytačů v rovině archu



Obr. 3.23. Schéma pro výpočet $\bar{a}$



Obr. 3.24. Vysunutí dorazů pro nulové hodnoty deformací Z_r

klesnou tyto deformace opět na nulu. To platí pouze pro $a = \bar{a}$. Ve všech ostatních případech dojde během předání k jistému posuvu archu, jehož hodnota se pohybuje v mezích $0 - Z_r$ (dle polohy dorazů).

Vysunutí dorazů o hodnotu $\bar{a}$ má za následek deformaci přední hrany archu v hodnotě přibližně rovné deformaci odpovídající tečné poloze dorazů - deformace má opačný smysl. (Zde je míněna deformace od relativních posuvů chytačů v rovině kolmé na arch).

3.7.3. Vliv tloušťky potiskovaného archu

V předchozím byla vždy uvažována nulová tloušťka archu, resp. nastavení předávajících si válců takové, že vzdálenost mezi povrchy válců je rovna právě tloušťce archu. Ve skutečnosti je vůle mezi válci dána maximální tloušťkou potiskovaného archu. Úvahy o posunutí dorazů pak platí pro tuto maximální tloušťku.

Z hlediska vzniku deformací kolmých k rovině archu by mělo být voleno vysunutí dorazu

$$a_s = (\bar{s}_{\max} - \bar{s}) + a, \quad (3.29)$$

kde $\bar{s}_{\max}$... maximální tloušťka potiskovaného archu,

$\bar{s}$ tloušťka potiskovaného archu,

a vysunutí dorazů zvolené dle obr. 3.20,

a_s skutečné vysunutí dorazů.

To by vyžadovalo dorazy stavitelné dle tloušťky potiskovaného archu.

Při pevných dorazech lze doporučit volit

$$a_s = \frac{\bar{s}_{\max} - \bar{s}_{\min}}{2} + a, \quad (3.30)$$

kde $\bar{s}_{\max}$, $\bar{s}_{\min}$ jsou maximální a minimální tloušťky sortimentu potiskovaných archů.

Pro docílení minimálních hodnot deformací v rovině archu, jak byly uvedeny v kap. 3.7.2, je vhodné volit

$$a_s = \bar{a} + \frac{\Delta A}{2}, \quad (3.31)$$

kde $\bar{a}$ posunutí dorazu dle obr. 3.24,

A ... vůle mezi povrchy válců.

3.7.4. Shrnutí

Úhel společného držení archu ve fázi předání mezi dvěma předávajícími si skupinami s sebou nese deformace přední hrany archu, které vznikají relativním posuvem chýtačů v rovině archu a v rovině k ní kolmé. Velikost těchto deformací je možné omezit vhodnou volbou polohy dorazů, což umožňuje volit i větší úhel společného držení archu.

Volba vysunutí dorazu by měla být volena v mezích vypočítaných dle vztahů (3.30) a (3.31). Pokud vychází trvalé deformace přední hrany archu (dle 3.7.1) v přijatelných mezích, lze doporučit volbu vysunutí dorazů spíše dle vztahu (3.31).

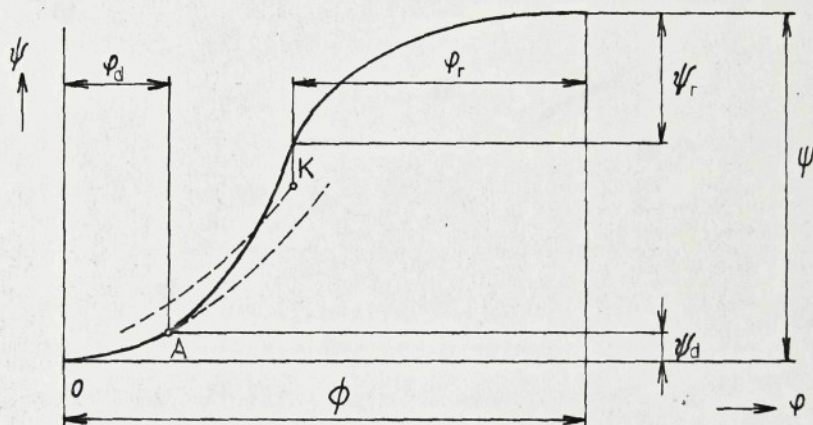
Úhel společného držení archu je nutno přitom volit s ohledem na volbu dalších parametrů - R , s , $(\bar{s}_{\max} - \bar{s}_{\min})$, b , mechanických vlastností potiskovaných archů.

Maximální hodnotu úhlu společného držení doporučenou v literatuře / 21 / $\eta = 2^\circ - 4^\circ$ je možné při vhodném uspořádání dorazů i překročit.

3.8. Celková skutečná zdvihová závislost pohybu chytačů

Skutečná zdvihová závislost pohybu chytačů, jak byla dosud definována, představuje zdvihovou závislost pouze pro část pohybů chytačů, a to od okamžiku, kdy s jistou rezervou minou chytače přední hranu archu až do okamžiku dosednutí chytačů na dorazy.

Celková skutečná zdvihová závislost je zobrazena na obr. 3.25.



Obr. 3.25. Celková skutečná zdvihová závislost chytačů

Zde je "skutečná zdvihová závislost" rozšířena o část danou souřadnicemi φ_d ψ_d , což je část zdvihové závislosti, která je nutná po dosednutí chytačů na dorazy k vymezení předepsaného odlehnutí přitlačných pružin chytačů od dorazů hnacích objímek a dále k vymezení pružných deformací v chytačovém systému (tato hodnota se uplatní pouze u poměrně poddajných chytačových systémů - např. AD 724). Dále je zdvihová závislost rozšířena o úsek daný souřadnicemi φ_r ψ_r , což je úsek nutný pro plynulý rozběh (resp. zastavení) chytačů.

Při návrhu celkové zdvihové závislosti chytačů musí tedy konstruktér dodržet, resp. kontrolovat, následující požadavky.

1. Zdvihová závislost $\psi = f(\varphi)$ musí procházet bodem A (viz kap. 3.6) daným souřadnicí ψ_d .
2. Zdvihová závislost musí procházet v dostatečně vzdálenosti nad bodem K, který je dán souřadnicemi bodu A.
3. Celkový zdvih Ψ a celkový čas zdvihu, který odpovídá úhlu ϕ , jsou svázány s geometrickým uspořádáním mechanismu (viz kap. 3.3). Jejich volba má vliv na hodnoty maximálního zrychlení pohybu chytačů.
4. Závislost musí mít plynulý průběh zrychlení.
5. V bodě A (okamžik dosednutí chytačů na dorazy) by měla co nejmenší hodnota rychlosti pohybu.

Další požadavky plynou z realizace zdvihové závislosti vačkovým mechanismem.

6. Kontrola napodříznutí profilu vačky.
7. Kontrola maximálního úhlu tlaku.
8. Pevnostní kontrola styku kladička-vačka na Hertzův tlak.

Poslední tři požadavky úzce souvisí s volbou základního poloměru vačky. S ohledem na tyto požadavky by měl být základní poloměr vačky volen vždy co největší.

Navržení vhodné zdvihové závislosti, která by vyhověla všem požadavkům v technicky přijatelné míře, je velmi náročné. Jako nejvhodnější se zde jeví použití polynomických zdvihových závislostí, kde volbou stupně polynomu a dále volbou velikostí konstant u jednotlivých členů polynomů lze splnit požadavky kladené na zdvihovou závislost. Racionální zvládnutí tohoto problému je možné pouze s využitím výpočetní techniky. Pro tento účel je zvláště vhodný počítač, který má v periferijním

zařízení souřadnicový zapisovač (např. počítač Hewlett-Packard 9200 B), na kterém je možné přímo srovnávat volenou zdvihovou závislost s předem zakreslenou mezní zdvihovou závislostí. I při použití počítače je nutné při návrhu postupovat v řadě syntetizujících a analyzujících kroků, jejichž výsledkem by mělo být technicky přijatelné řešení.

4.0. FAKTORY OVLIVŇUJÍCÍ PŘESNOST TRANSPORTU TISKOVÉHO ARCHU

Zcela mimořádné nároky na přesnost funkce chytačových systémů kladou až neobvyklé požadavky na jejich konstrukční provedení. Konstrukce chytačových systémů musí dávat předpoklady pro co nejpřesnější funkci, a to i při nejvyšším výkonu tiskového stroje.

Základní význam pro přesnost vedení archu tiskovým strojem má velikost přídržné síly chytačů - tj. velikost předpětí pružin chytačů. Její velikost musí zaručit, aby síly tření, které vyvolává v místě styku tiskového archu s chytači, resp. dorazy, byly vždy větší než účinky adhézních a kohezních sil působících na arch v místě jeho styku s tiskovými válci. Tato podmínka musí být splněna, aby nedocházelo k vytahování tiskového archu ze sevření chytačů. Za předpokladu znalosti uvedených kohezních a adhézních sil, koeficientu tření mezi archem a chytačem, resp. dorazem, je touto podmínkou určena minimální hodnota přídržné síly chytače. Definitivní volbu velikosti přídržné síly je nutno provést s přihlédnutím k jejímu vlivu na dynamické vlastnosti chytačového systému.

Přesnost transportu tiskového archu je dále ovlivněna

- a) zkrácením teoretického časového diagramu předání,
- b) vznikem relativních posuvů činné plochy chytače, tiskového archu a dorazu v okamžiku předání.

Příčinou těchto nežádoucích jevů jsou jak statické, tak i dynamické podmínky funkce chytačů.

Rozbor této problematiky ve statických podmínkách je proveden v následujících kapitolách.

4.1. Vznik relativních posuvů mezi chytačem, tiskovým archem a dorazem

Uvedené posuvy vznikají ve fázi předání tiskového archu ve směru kolmém napřední hranu archu.

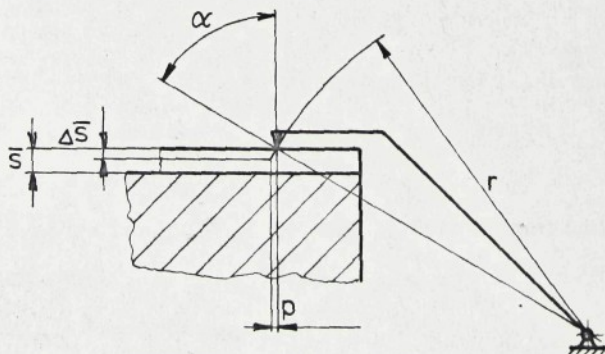
Jejich příčinou je

- šikmý dosed chytače na doraz ,
- chybová poddajnost chytače ,
- chybová poddajnost hřídele chytačů ,
- vůle v uložení chytačů ,
- vůle v uložení hřídel chytačů ,
- úhel společného držení archu .

Dále je proveden rozbor a návod pro výpočet velikosti jednotlivých složek celkového posuvu a doporučení pro konstrukční řešení, které tyto posuvy buď zcela nebo alespoň zčásti eliminuje.

4.1.1. Vliv šikmého dosedu chytače na doraz

Z konstrukčních důvodů je značně obtížné zajistit kolmý dosed chytače na doraz. V převážné většině konstrukčních alternativ se připouští dosed chytače na doraz (tiskový arch) pod určitým úhlem - obr. 4.1.



Obr. 4.1. Vznik posuvu chytače po dorazu vlivem šikmého dosedu.

Velikost úhlu dosedu chytače na doraz α je dána zvoleným geometrickým uspořádáním. Dojde-li po dosedu chytače na tiskový arch k deformaci archu o hodnotu $\Delta \bar{S}$, pak následkem toho, že se špička chytače pohybuje po kružnici o poloměru r opsané z osy chytačového hřídele, vznikne posuv chytače vůči dorazu o hodnotě p .

Velikost tohoto posuvu lze určit ze vztahu

$$p = r \left[\sqrt{\sin^2 \alpha + 2 \frac{\Delta \bar{S}}{r} \cos \alpha - \left(\frac{\Delta \bar{S}}{r} \right)^2} - \sin \alpha \right] \quad (4.1)$$

Po jednoduchých úpravách a při zanedbání členů $\left(\frac{\Delta \bar{S}}{r} \right)^2$ lze vztah (4.1) převést na tvar

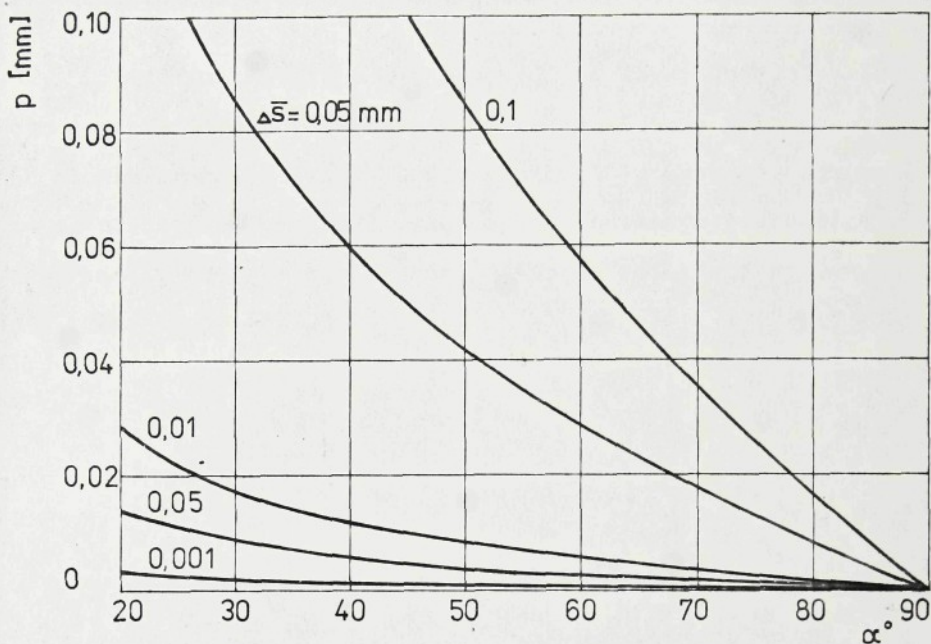
$$p \doteq \Delta \bar{S} \cotg \alpha \quad (4.2)$$

Na obr. 4.2 je tato závislost zpracována graficky. (Relativní chyba ve stanovení p pomocí tohoto obrázku oproti výpočtu dle vztahu (4.1) nepřesahuje pro daná α , $\Delta \bar{S}$, r 1%).

Obr. 4.2 je nakreslen pro $\Delta \bar{S} = 0,001$ až $0,1$ mm. Do hodnoty $\Delta \bar{S}$ je nutno zahrnout vlastní deformaci archu od tlakového zatížení chytače a dále i hodnoty deformací archu vznikající následkem mikronerovností povrchu dorazů i chytačů (tyto mohou být významné zvláště u uměle zdrsňených činných ploch dorazů a chytačů).

Velikost této složky posuvů lze snížit zvyšováním úhlu dosedu chytače na doraz, tj. vysouváním osy hřídele chytačů co nejblíže k obvodu válců.

Pro úplné vyloučení vlivu šikmého dosedů chytačů na dorazy používají někteří výrobci tiskových strojů speciální konstrukční uspořádání. Praktické použití takovýchto systémů je dosti problematické vzhledem k značným výrobním nákladům.

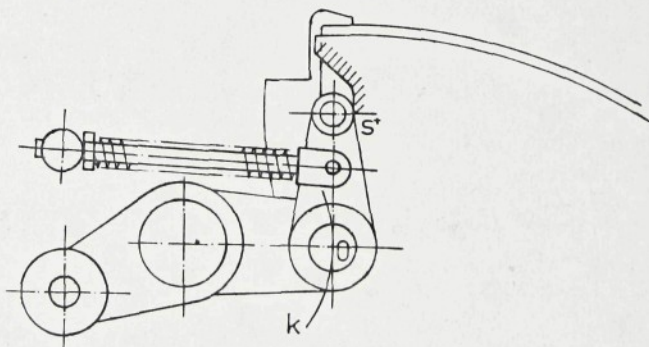


Obr. 4.2. Posuv chytačů vlivem šikmého dosedu na dorazy

Příkladem takového uspořádání je chytačový systém patentovaný firmou Miller Printing Machinery - USA - obr. 4.3.

Tento systém využívá dvojkřivkového vedení tělesa chytače.

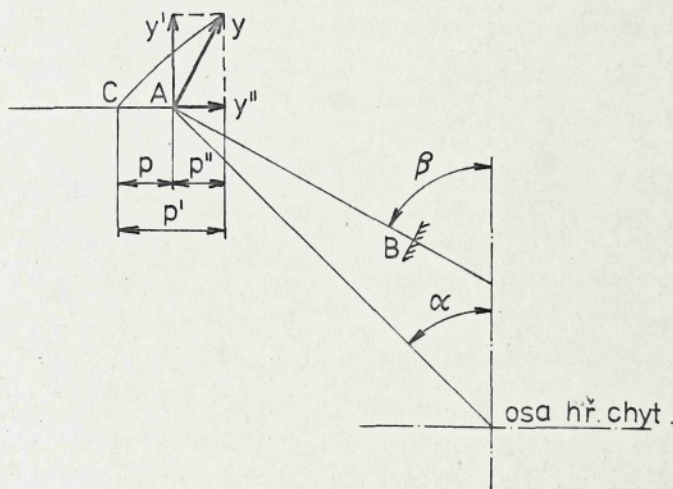
Bod O chytače opisuje kružnici k; druhou vazbu zajišťuje kladička, která je pružinou dotlačována na křivkovou dráhu s^* .



Obr. 4.3. Systém s kolmým dosedem chytačů na dorazy

4.1.2. Ohybové deformace chytače

Zatížením chytače po jeho dosedu na doraz dochází k ohybovým deformacím částí chytače a následkem toho k jeho posuvu po ploše dorazu. Velikost takto vzniklého posuvu je dána hodnotou ohybové deformace chytače a dále celkovým geometrickým uspořádáním chytačového systému. Výpočet velikosti posuvu je proveden na obr. 4.4.



Obr. 4.4. Vznik posuvu chytače po dorazu vlivem chybových deformací chytače

Na obrázku je A místo dosedu chytače na doraz,
B místo vetknutí chytače na držáku,
C konečná poloha chytače po jeho zatížení.

Celkový posuv chytače v rovině plochy dorazu $p = p' - p''$

kde

$$p' = y' \cot \alpha,$$

$$p'' = y''$$

(4.3)

Je tedy

$$p = y' \cotg \alpha - y'' , \quad (4.4)$$

nebo má-li chytač výrazný bod vetknutí

$$p = y(\sin \beta \cotg \alpha - \cos \beta) \quad (4.5)$$

Výsledný posuv má kladné znaménko, je-li smysl posuvu chytače po dorazu shodný se smyslem otáčení chytače při zavírání. Rozborem vztahů (4.4) a (4.5) lze určit podmínku geometrického uspořádání, kdy pro $Y = 0$ dochází k nulovému posuvu.

Z rovnice

$$\sin \beta \cotg \alpha - \cos \beta = 0 , \quad y' \cotg \alpha - y'' = 0 ,$$

se dojde k podmínce

$$\alpha = \beta , \quad \frac{y''}{y'} = \cotg \alpha \quad (4.6)$$

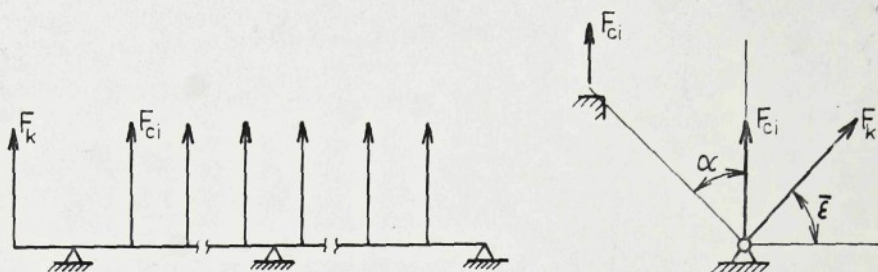
To dává teoretickou možnost navrhnout poddajný chytač, který vykazuje minimální posuvy po dorazu. Volbou geometrického uspořádání lze docílit i záporných posuvů (např. tlakový válec II. tisk.jed. AD 724).

Snížení posuvů chytačů po dorazech v následku jejich ohybové deformace lze tedy provést:

- a) zvýšením ohybové tuhosti chytačů,
- b) vhodnou volbou geometrického uspořádání.

4.1.3. Ohybové deformace hřídele chytačů

Hřídel chytačů je při své funkci zatížen prostorovou soustavou sil - viz obr. 4.5.



Obr. 4.5. Zatížení hřídele chytačů

Tato soustava se kvalitativně mění v době, kdy dochází ke změně přídržné síly chytačů. Uvedené zatížení vyvolá v hřídeli ohybové deformace, jejichž velikost a směr se tedy v oblasti předání tiskového archu mění. To má za následek změnu polohy os otáčení jednotlivých chytačů. Nové polohy os otáčení chytačů jsou závislé na změně zatížení hřídele a dále na poloze chytače na hřídeli (v podélném směru).

Změna polohy osy chytače se projeví posuvem chytače po dorazu. Jak je zřejmé z obr. 4.6, vyvolá posunutí osy 0 hřídele o hodnotu Δx ve směru x posunutí chytače po dorazu

$$p = -\Delta x \quad (4.7)$$

Posunutí osy hřídele 0 ve směru y o hodnotu Δy vyvolá posunutí chytače po dorazu

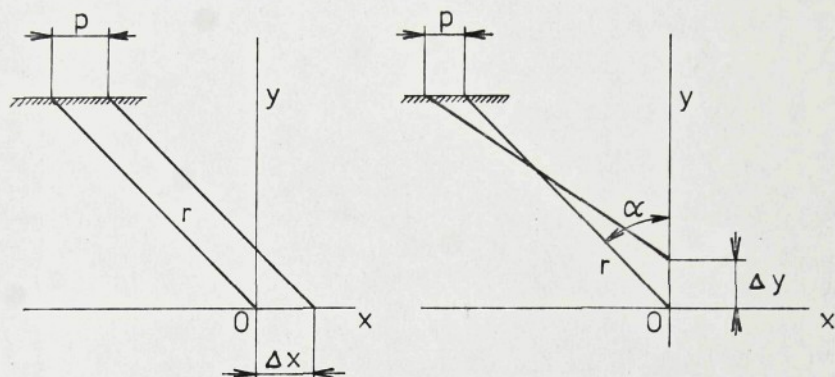
$$p = \sqrt{r^2 - (r \cos \alpha - \Delta y)^2} - r \sin \alpha \approx \Delta y \cot \alpha \quad (4.8)$$

Pozn.: Smysl posunutí je uvažován jako v kap. 4.1.2.

Výsledný posuv chytače od ohybových deformací hřídele je dán algebraickým součtem dílčích posuvů dle (4.7) a (4.8).

Snížení posuvů na přijatelnou hodnotu lze dosáhnout dostatečnou ohybovou tuhostí hřídele - tj. volbou dostatečného průměru

hřídele a jeho uložení na více podpor.



Obr. 4.6. Vznik posuvů chytače po dorazu od ohybové deformace hřídele chytačů

4.1.4. Vůle v uložení chytačů (držáku chytačů)

Při dosedu chytače na doraz se mění silové zatížení držáku chytače. Mění-li se směr reakce mezi držákem chytače a hřídelem, dochází v rámci vůle mezi těmito členy k jejich relativním posuvům, které se projeví posuvem chytače po dorazu. Při znalosti směru působení reakcí lze s použitím vzorců uvedených v kap. 4.3 tyto posuvy spočítat. Dle obr. 4.7 je změna souřadnic středu držáku chytače

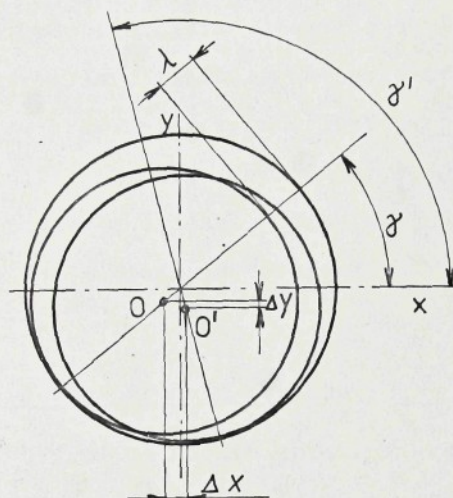
$$\Delta x = \frac{\lambda}{2} (-\cos \gamma + \cos \gamma') \quad (4.9)$$

$$\Delta y = \frac{\lambda}{2} (+\sin \gamma - \sin \gamma')$$

Výsledný posuv chytače po dorazu je pak

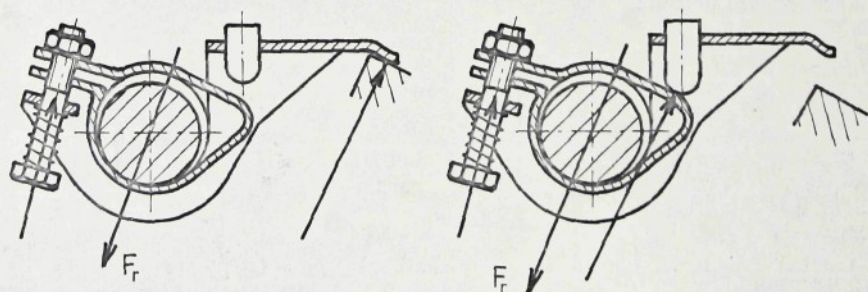
$$p = \sqrt{r^2 - (r \cos \alpha - \Delta y)^2} - r \sin \alpha - \Delta x \doteq \Delta y \cot \alpha - \Delta x \quad (4.10)$$

Úhly γ, γ' ve vztazích (4.9) udávají směry sil, kterou působí hřídel na držák chytače před a po změně jeho zatížení.



Obr. 4.7. Posuv osy otáčení chytače při změně směru reakce mezi hřídelem a držákem chytače

Eliminace vzniku posuvů chytačů po dorazech následkem vůlí mezi držáky chytačů a hřídelem lze provést vhodným konstrukčním uspořádáním chytačového systému, které zaručí, že při funkci chytače bude mít reakce mezi hřídelem a držákem stále stejný směr. Příkladem takového řešení jsou chytače používané firmou Planeta VEB (NDR) - obr. 4.8.



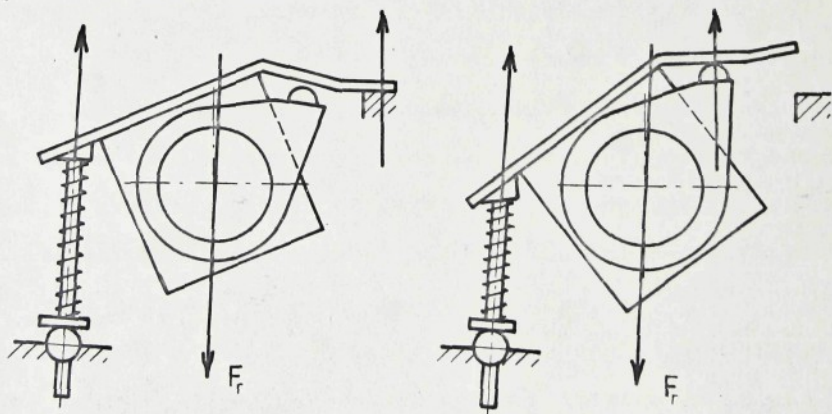
Obr. 4.8. Chytačový systém s eliminací vlivu vůle mezi hřídelem a držákem chytače

Předností tohoto provedení je, m.j. i to, že na přesnost uložení již nemusí být kladeny příliš vysoké nároky.

Pozn.: Příkladem nevhodného řešení je uspořádání chytačového systému AD 724, kde v okamžiku otevření chytače je držák zatížen pouze dvěma silami, ležícími na společné nositelce. Poloha chytače vzhledem k hřídeli v této fázi je pak dána účinkem dynamických sil, tření, atd. a nebude zřejmě - při nulové reakci mezi hřídelem a držákem - vždy stejná. Následkem toho nebudou ani posuvy chytačů po dorazech vždy stejně veliké.

4.1.5. Vále v uložení hřídele chytačů

Chytačový hřídel je uložen zpravidla ve třech či více ložiskách. Zatížení hřídele se při funkci chytačů mění co do směru i velikosti a následkem toho a existujících vůlí v uložení vzniká opět možnost posuvů chytačů po dorazech. Úplné vyloučení vlivu této vůle umožňuje pouze uspořádání chytačového systému s pružinami chytačů zařazenými paralelně k jejich náhonu (viz obr. 3.2). Při vhodné volbě polohy pružin a dorazů lze zde dosáhnout toho, že směr i smysl zatížení chytačového hřídele se nemění - obr. 4.9.



Obr. 4.9. Vymezení vlivu radiální vůle v uložení hřídele chytačů

Tento systém však vykazuje nepříznivý průběh hnacího momentu - viz dále v kap. 4.3.

U systému se seriově zařazenými pružinami (obr. 3.1) je možné pouze snížit účinky vůlí v uložení hřídele použitím přesnějšího uložení.

Při uložení hřídele na valivých ložiskách se sníženou radiální vůlí (ložiska C_1 , C_2) je pro hřídel průměr 10 - 30 mm

u kuličkových ložisek	- max. vůle	9 až 11 μm ,
	minim. vůle	0 μm ,
u jehlových ložisek	- max. vůle	20 až 25 μm ,
	minim. vůle	10 μm .

Dále lze předpokládat, že vzhledem k tomu, že se jedná o hřídel uložený na třech a více podpěrách, dojde při montáži k částečnému vymezení vůlí nesouosým ustavením těles ložisek.

4.1.6. Společné držení archu

Kromě posuvu činné plochy chytačů po dorazech, jejichž příčiny byly uvedeny v kap. 4.1.1. až 4.1.5, může mít na přesnost transportu tiskového archu vliv relativního posuvu chytačů předávajících si válců ve fázi předání archu v jeho rovině (viz kap. 3.7.2). O tom, zda dojde k relativnímu posuvu archu vzhledem k chytači a dorazu, či zda dojde k posunutí celého archu, rozhoduje skutečný průběh přídržných sil předávajících si chytačů, tuhost tiskového archu a hodnoty součinitele smykového tření mezi archem a dorazem, resp. chytačem.

Teoretické maximální hodnoty těchto posuvů jsou uvedeny v obr. 3.2.2. Jejich částečná či úplná eliminace je možná vhodnou volbou polohy dorazů (kap. 3.7.2).

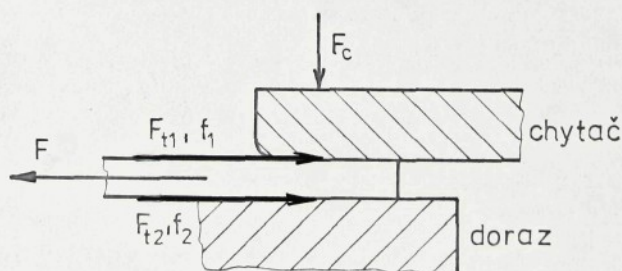
4.1.7. Vliv pasivních odporů

V minulých kapitolách, kde bylo pojednáno o relativních posuvech chytačů a dorazů, nebyl brán zřetel na pasivní odpory. Síly tření, které se ve skutečnosti v systému vyskytují mají za následek snížení teoreticky vypočtených hodnot posunutí chytačů po dorazech. Teoreticky vypočtené posunutí se rozdělí na dvě části. Zčásti dojde k posuvu chytače po dorazu a část se přenesle silami tření a způsobí deformace v chytačovém systému. Poměr těchto dvou složek závisí na velikosti součinitele tření a poddajnosti chytačového systému ve směru působících sil tření.

Mnohem závažnější pro přesnost funkce chytačového systému je relace hodnot součinitelů smykového tření mezi činnou plochou chytače a archem papíru (f_1) a mezi archem papíru a dorazem (f_2).

Síla, kterou drží chytač arch papíru je dle obr. 4.10

$$F = F_{t1} + F_{t2} = F_c (f_1 + f_2) \quad (4.11)$$



Obr. 4.10. Silové poměry

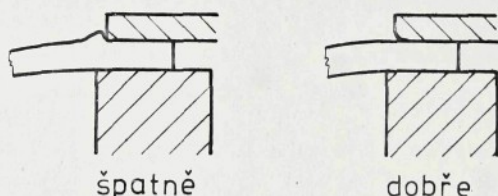
Pro přesnou funkci chytačového systému by měla být tato síla co největší. Z toho plyne požadavek na maximální hodnotu vý-

rázu ($f_1 + f_2$). Hodnoty součinitele tření v uvažovaných plochách lze zvýšit rýhováním těchto ploch, nanášením karbidů kovů apod. Přitom je nutné při volbě součinitelů tření vycházet z následující úvahy. Pro dosažení přesného transportu archu by nemělo dojít k jeho posuvu po dorazech. Podaří-li se vhodným konstrukčním uspořádáním celého systému zajistit posunutí u všech chytačů nulové, či z hlediska požadované kvality soutisku zanedbatelné, je možno volit $f_1 = f_2 = f_{\max}$.

Dochází-li však k nadměrným posuvům chytačů relativně k dorazům, mělo by vždy dojít k posuvu chytače vzhledem k archu (arch by se neměl po dorazech posunout). O tom, ve které ploše dochází k relativnímu posuvu rozhoduje velikost součinitele tření.

Pro výše uvedený požadavek musí platit $f_1 < f_2$.

Pokud tato podmínka není splněna (a zde se může nepříznivě projevit i vliv ostré hrany konce chytače - obr. 4.11), pak může dojít k posuvu tiskového archu spolu s chytačem po dorazu.

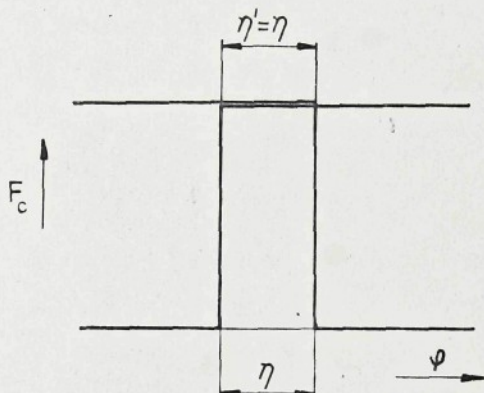


Obr. 4.11. Vliv hrany činné plochy chytače

Nepříznivý účinek ostré přední hrany chytače se může zvláště projevit u strojů s pevnými dorazy, kdy činná plocha chytače nedosedá vždy planoparalelně na tiskový arch (různá tloušťka tiskového archu).

4.2. Zkreslní ideální statické charakteristiky předání archu

Ideální statická charakteristika předání archu předpokládá dokonalou tuhost všech částí systému. Tato charakteristika je nakreslena na obr. 4.12.



Obr. 4.12. Ideální statická charakteristika předání

Přidrzná síla chytače roste skokem z nulové na maximální hodnotu. Nepřihlížíme-li zatím ke zkreslení tohoto průběhu v dynamických podmínkách, dochází ke zkreslení této teoretické ideální charakteristiky vzhledem k výskytu pružných deformací v systému vahadlo-hřídel chytačů- chytačů. Nejvýrazněji se zde projeví ohybové deformace chytače a torzní deformace hřídele chytačů.

S narůstající vzdáleností od vačky klesá rychlost růstu (poklesu) přidrzné síly chytače vlivem klesající torzní tuhosti hřídele. Pro posouzení statických charakteristik přidrzné síly je rozhodující nejnepříznivější - tj. nejvzdálenější chytač od hnací vačky.

Úhel pootočení hřídele ψ pro vyvození jmenovité přidrzné síly n -tého (tj. posledního) chytače je

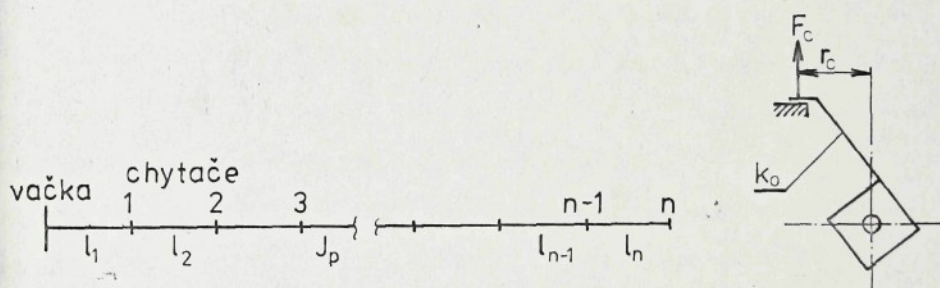
$$\psi_{rn} = \psi_{ro} + \psi_{rhn} , \quad (4.12)$$

ψ_{ro} je úhel odpovídající vymezení ohybových deformací chytače
 ψ_{rhn} je úhel odpovídající vymezení torzních deformací hřídele chytače .

Dle obr. 4.13 je

$$\psi_{ro} = \frac{F_c r_c}{k_o} , \quad (4.13)$$

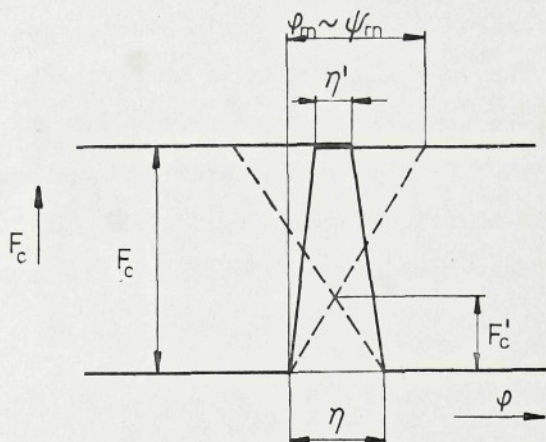
$$\psi_{rhn} = \frac{F_c r_c}{G J_p} \sum_{i=1}^n l_i (n-i+1) \quad (4.14)$$



Obr. 4.13. Schéma uspořádání chytačové soustavy

Při malé torzní tuhosti hřídele a zvláště při umístění hnacích vaček na stejné straně stroje může dojít k výrazné diferenci statických charakteristik předání. Na obr. 4.14 je nakreslena statická charakteristika průběhu přídržných sil při předání pro

- dvojici předávajících si chytačů umístěných u vačky - plná čára ,
- dvojici předávajících si chytačů umístěných na druhém konci chytačového hřídele - čárkovaně.



Obr. 4.14. Statické charakteristiky předání

V obr. 4.14 je statická charakteristika zakreslena již souřadnicí $F_c - \phi$. Po transformaci provedené na základě zvolené zdvihové závislosti vačky

Hodnota úhlu ϕ_{rn} odpovídá hodnotě ψ_{rn} .

Z obrázku je zřejmý rozdíl mezi úhlem společného držení archu η a úhlem společného držení archu η' při maximální hodnotě F_c .

U první dvojice chytačů (u vačky) je rozdíl těchto úhlů dán poddajností chytače a torzní poddajností části hřídele mezi vačkou a chytačem. U poslední dvojice, kde se podílí torzní poddajností celý chytačový hřídel, není již společné držení archu při maximální přídržné síle zajištěno. Průběh statické charakteristiky lze příznivě ovlivnit volbou dostatečné ohybové tuhosti chytače a torzní tuhosti hřídele chytačů, příp. umístěním hnacích vaček na protilehlé strany válců.

4.3. Umístění pružin chytačů

V 3.1 byly popsány dva základní systémy, které jsou chara-

kterizovány umístěním pružin chytačů vzhledem k jejich náhonu. Oba systémy jsou znázorněny na obr. 3.1 a 3.2.

Dále je provedeno porovnání obou uspořádání z hlediska potřebného hnacího momentu.

Nepřihlížíme-li k setrvačným účinkům hmot a k pasivním odporům, musí být v každém okamžiku zachována rovnost

$$M_h \omega = M_c \omega_h \quad (4.15)$$

kde M_h hnací moment,

M_c moment přídržných sil k ose hřídele chytačů,

ω úhlová rychlost otáčení válce,

ω_h úhlová rychlost otáčení hřídelů chytačů.

Vyjádříme-li ω_h pomocí bezrozměrného součinitele rychlosti k_v /17/ a celkového pootočení chytače ψ a jemu odpovídajícímu času T je

$$\omega = k_v \frac{\psi}{T} \quad (4.16)$$

a je-li

$$T = \frac{\phi}{\omega}, \quad (4.17)$$

kde ϕ je úhel pootočení válce odpovídající úhlu ψ je po dosazení do (4.15)

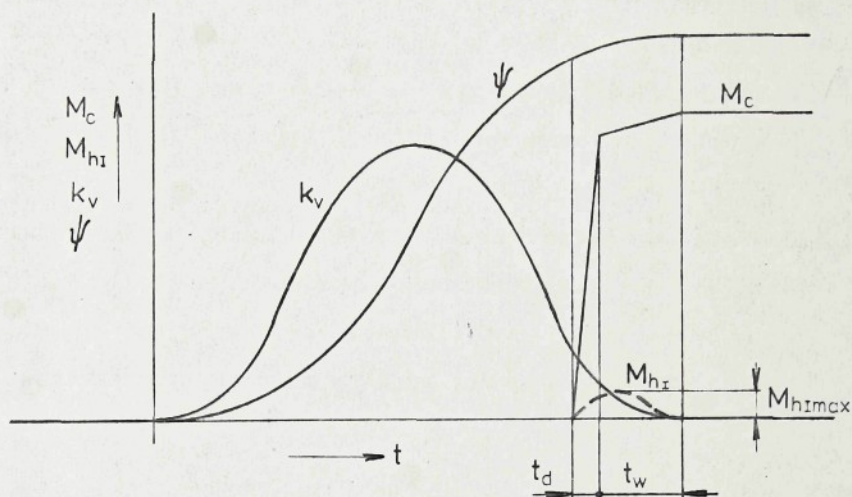
$$M_h = M_c k_v \frac{\psi}{\phi} = M_c k_v K, \quad (4.18)$$

kde K je konstanta daná uspořádáním mechanismu.

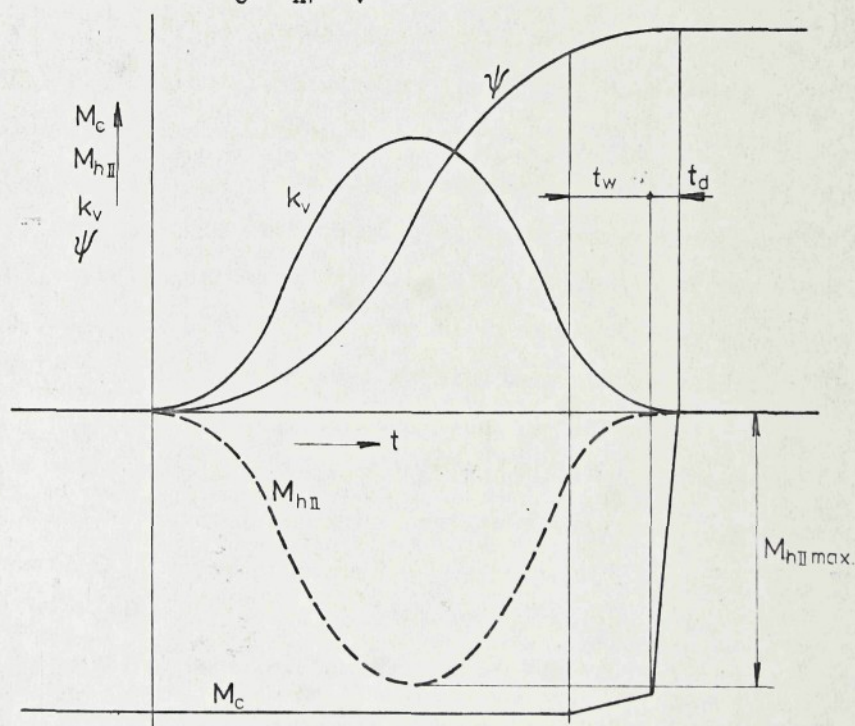
Na obr. 4.15 je znázorněn průběh M_c , M_h , k_v , ψ v závislosti

na čase, pro uspořádání se seriově zařazenými pružinami. Na

obr. 4.16 je totéž pro uspořádání s paralelně zařazenými pružinami.



Obr. 4.15. Průběh M_c , M_{hI} , k_v , ψ při seriově zař.pružinách



Obr. 4.16. Průběh M_c , M_{hII} , k_v , ψ při paralelně zař.pružinách

Na obrázcích jsou znázorněny poměry při zavírání chytačů. Čas $t = 0$ odpovídá době, kdy kladička najede na činný bok vačky. Úsek t_w odpovídá vymezení vůle w mezi objímkami a držákem chytačů, úsek t_d odpovídá vymezení deformací v chytačovém systému.

Přibližný průběh hnacího momentu je zakreslen pro oba případy čárkovaně. (Podobný průběh má hnací moment i při otvírání chytačů - M_h má pouze opačný smysl).

Maximální hodnota hnacího momentu je

$$M_{hmax} = K (M_c k_v)_{max} \quad (4.19)$$

Pro běžné uspořádání vychází poměr $M_{hmax I} : M_{hmax II} = 1 : 100$. Výhodnost uspořádání se seriově zařazenými pružinami je dána tím, že hřídel je od chytačů zatížen až v okamžiku, kdy je hodnota k_v velmi malá (stejnou úvahu lze učinit na základě srovnání úhlu tlaku mezi vahadlem a vačkou).

Z toho je zřejmé, že v případě uspořádání se seriově zařazenými pružinami je požadavek hnacího momentu pro vyvození přidržné síly chytačů prakticky zanedbatelný. K tomuto momentu se v obou případech přičítá ještě hnací moment potřebný k deformaci přitlačné pružiny vačkového mechanismu. (Jeho velikost vychází z podmínky vymezení odskoku kladičky od vačky)

Celkový hnací moment pro běžná uspořádání vychází u systému s paralelně zařazenými pružinami asi 10 x větší než u systému se seriově zařazenými pružinami.

Z provedeného rozboru je zřejmé, že chytačový systém s paralelně zařazenými pružinami vnáší při své funkci do stroje značné rázy, které zvyšují nerovnoměrnost chodu stroje, vyvolávají intenzivní kmitání především v náhonovém systému stroje a tím zhoršují kvalitu tiskového výrobku.

4.4. Shrnutí - závěry

Pro zhodnocení významnosti jednotlivých faktorů ovlivňujících kvalitu transportu tiskového archu strojem (za statických podmínek) aplikujme uvedené výpočty na chytačový systém tlakového válce první tiskové jednotky ofsetového archového tiskového stroje AD 724.

1. Posuv dle 4.1.1 - šikmý dosed chytače na doraz.

Pro $\alpha = 40^\circ$, $r = 50 \text{ mm}$, $\Delta \bar{S} = 0,007 \text{ mm}$ (tato hodnota byla zjištěna měřením pro ofsetový papír 80 g/m^2 , hladký chytač, zdrsňený doraz)

$$p = 0,008 \text{ mm}$$

Možnosti snížení této hodnoty jsou minimální.

2. Posuv dle 4.1.2 - ohybové deformace chytače.

Dle / 5 / je pro $y = 0,13 \text{ mm}$, $\alpha = 40^\circ$, $\beta = 50^\circ$,

$$p = 0,035 \text{ mm}$$

Tato hodnota lze snížit prakticky na nulu.

3. Posuv dle 4.1.3 - ohybové deformace hřídele

Dle / 5 / je pro hřídel $\varnothing 17$ uložený na třech podporách

$$p_{\max} = 0,040 \text{ mm}$$

Hodnotu posuvu lze výrazně snížit zvýšením ohybové tuhosti hřídele uložením na více podpor a zesílením hřídele.

4. Posuv dle 4.1.4 - vůle v uložení chytačů.

Vzhledem k nejisté poloze vůle při otevřených chytačích je pro dané uložení

$$p_{\max} = 0,016 \text{ až } 0,054 \text{ mm}$$

Hodnotu tohoto posuvu lze opět snížit prakticky na nulu.

Aritmetický součet všech posuvů udává celkovou maximální hodnotu posuvů, tj. $0,137 \text{ mm}$. (Měřením prováděným dle kap.5.0

byly naměřeny skutečné maximální hodnoty posuvů pro toto uspořádání 0,09 až 0,15 mm). Z provedeného výpočtu je zřejmé, že se na těchto posuvech podílí nejvýznamněji ohybové deformace chytačů a hřídele a dále vůle v uložení chytačů. I přes tyto poměrně značné hodnoty posuvu chytačů vykazuje stroj AD 724 při zkouškách soutisku poměrně dobré výsledky. Důvodem může být:

- a) Chytače stroje AD 724 mají hladké činné plochy, zatímco dorazy jsou zdrsněny. Následkem toho zřejmě dochází k relativním posuvům chytačů po tiskovém archu, přičemž arch se vůči dorazům neposouvá.
- b) Při tisku může v místech jednotlivých předání docházet k stále stejným posuvům tiskového archu. Konstantní posunutí archu pak lze nastavením stroje zcela vyloučit úmyslným posunutím nátisku druhé barvy.

Problematické je však dodržet takto dosahovaný přesný soutisk v celých seriích strojů, při různých výkonech strojů a dále i v čase. Přesnost soutisku je za těchto podmínek závislá především na okamžité hodnotě součinitelů tření ve stykových plochách archu s dorazy a chytači.

Z tohoto důvodu by mělo být snahou konstruktéra omezit velikost posuvu chytačů po dorazech na minimální možnou míru. Vhodným konstrukčním řešením, při respektování všech zásad uvedených v minulých kapitolách, je možné hodnotu posuvů snížit na prakticky zanedbatelnou velikost.

Výsledky provedených rozborů chytačových soustav za statických podmínek lze shrnout:

1. Chytačový systém by měl být navržen co nejtužší.
2. Vhodným konstrukčním řešením by měl být eliminován vliv vůlí v systému.

3. Pružiny chytačů zařazené seriově do náhonů chytačů dávají lepší předpoklady pro přesnou funkci stroje než při paralelním zařazení.
4. Vhodnou volbou součinitele tření mezi tiskovým archem a dorazem, resp. chytačem, je sice možné dosáhnout přesného transportu archu strojem i při nadměrných posuvech chytačů vzhledem k dorazům, ale přesnost transportu a tedy i soutisku je velmi obtížné dodržet v celých seriích strojů, při různých výkonech a v čase.

Pozn.: K bodu 1 je nutno podotknout, že definitivní volbu tuhostí členů chytačových soustav je nutné provést i s ohledem na dynamické vlastnosti soustavy.

5.0. TEORETICKÉ ŘEŠENÍ DYNAMICKÝCH VLASTNOSTÍ CHYTAČOVÝCH SYSTÉMŮ

Vzhledem k výkonům současných tiskových strojů není možné při návrhu chytačových systémů vycházet pouze ze statických podmínek. Nerovnoměrný pohyb členů chytačových systémů má za následek vznik setrvačných sil, jejichž účinky mohou podstatnou měrou ovlivnit vlastnosti soustavy.

Nejvýraznější vliv dynamických účinků lze očekávat ve fázi zavírání chytačů (tj. v oblasti předání archu) a to zvláště po dosedu chytačů na dorazy. V této fázi dochází ke vzniku rázových sil následkem náhlé změny rychlosti chytačů s držáky. Tím dochází k vybuzení kmitů, které přímo ovlivní průběh nárůstu přídržných sil chytačů.

Zjištění dynamických vlastností je možné provést na základě experimentálního nebo teoretického výzkumu. Obě tyto metody mají své přednosti a na druhé straně i nevýhody.

Experimentální výzkum, který pracuje se skutečnou soustavou, dává objektivní výsledky, ale je poměrně zdoluhavý, nákladný a nelze u něj vždy zjišťovat izolovaně vliv jediného parametru.

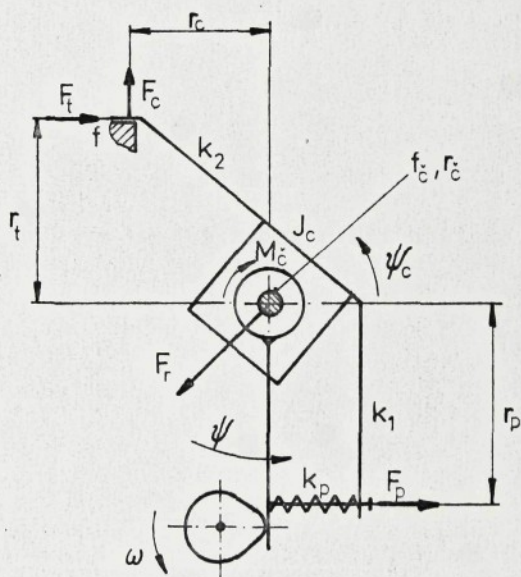
Teoretický výzkum, který vychází z různých zjednodušujících aproximací dává výsledky, které je nutno vždy posuzovat s ohledem na přijatá zjednodušení a konfrontovat je se skutečností. Výzkum je přitom méně časově náročný a snadno umožňuje sledovat izolované účinky změn jednotlivých vstupních parametrů, příp. uvažovat jejich libovolné konfigurace.

S ohledem na uvedené skutečnosti bylo pro vyšetřování dynamických vlastností chytačových systémů použito kombinace obou metod. Souběžně s experimentálním výzkumem (kap. 6) byl

vytvořen výpočtový model chytačového systému a řešen pomocí samočinného počítače.

5.1. Matematický model chytačového mechanismu

Mechanismus chytačů představuje poměrně složitý dynamický systém s mnoha stupni volnosti, který obsahuje četné silně nelineární prvky. Proto byl nejprve vytvořen model samotného chytače s držákem, který je buzen nezkreslenou zdvihovou závislostí vačky. Schéma modelu je na obr. 5.1.



Obr. 5.1. Výpočtový model chytače s držákem

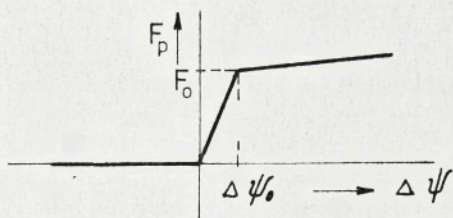
Pohybová rovnice pro chytač s držákem je

$$J_c \ddot{\psi}_c + F_r f_c r_c + F_c (r_c + f r_t) - F_p r_p = 0 \quad (5.1)$$

V pohybové rovnici se vyskytuje řada nelineárních členů:

a) Síla od pružiny - F_p

Charakteristika nelinearity je na obr. 5.2.



Obr. 5.2. Charakteristika nelinearity F_p

Pro $F_p < F_0$,

kde

$$\Delta\psi < \Delta\psi_0 \quad , \quad \Delta\psi_0 = \frac{F_0}{k_1 r_p} ;$$

je

$$F_p = k_1 r_p \Delta\psi , \quad (5.2)$$

kde k_1 je ohybová tuhost zadní části chytače $/Nm^{-1}/$

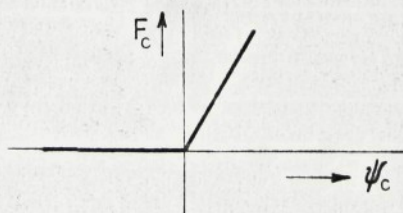
$$\Delta\psi = \psi - \psi_c$$

Pro $F_p > F_0$,

je

$$F_p = F_0 + \frac{k_p k_1}{k_p + k_1} r_p (\Delta\psi - \Delta\psi_0) \quad (5.3)$$

b) Přidrzná síla chytače - F_c

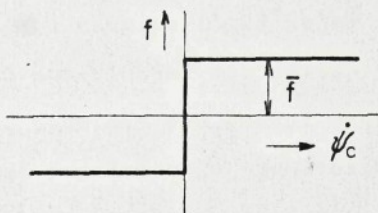


Obr. 5.3. Charakteristika nelinearity F_c

Pro $\psi_c > 0$,

$$F_c = k_2 r_c \psi_c \quad (5.4)$$

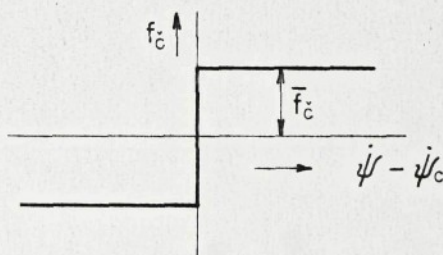
c) Součinitel smykového tření mezi chytačem a archem



Obr. 5.4. Charakteristika f

$$f = \bar{f} \frac{\dot{\psi}}{|\dot{\psi}|} \quad (5.5)$$

d) Součinitel čepového tření mezi držákem chytače a hřídlem



Obr. 5.5. Charakteristika f_c

$$f_c = \bar{f}_c \frac{\dot{\psi} - \dot{\psi}_c}{|\dot{\psi} - \dot{\psi}_c|} \quad (5.6)$$

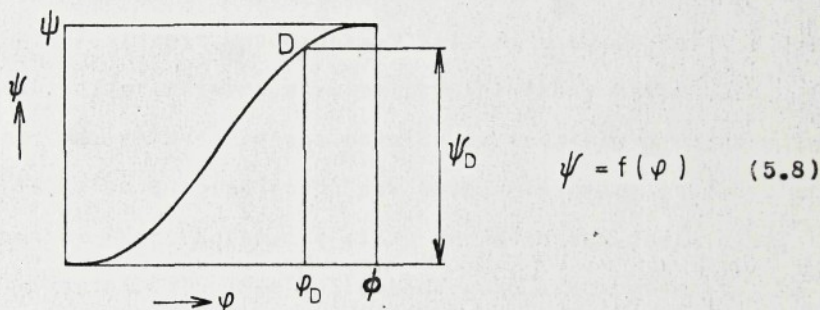
e) Reakce mezi hřídlem a držákem - F_r

Tato síla je dána podmínkou rovnováhy držáku chytače
(kde se uplatňují výše uvedené nelineární členy)

$$F_r = \sqrt{F_c^2 + (F_p + F_c f)^2} \quad (5.7)$$

Pohybová rovnice, která má být řešena, je nelineární diferenciální rovnice druhého řádu. Z řešení nás zajímá především průběh přídržné síly chytače po dosedu chytače na doraz, a to prakticky pouze v průběhu přechodového děje. Analytické řešení rovnice (5.1) nelze provést. Její řešení bylo provedeno numerickými metodami.

Počáteční podmínky pro řešení jsou: $F_r = F_c = F_p = 0$. Další počáteční podmínkou je rychlost držáku chytače a chytačem v okamžiku jeho dosedu na doraz. Její výpočet je proveden za předpokladu, že se chytač až do svého dosedu na doraz pohybuje nezkreslenou zdvihovou závislostí vačky.



Obr. 5.6. Zdvihová závislost vačky

Bod zdvihové závislosti D odpovídá dosedu chytače na doraz, tj. počátku výpočtu. Na úseku $(\psi_D \div \psi)$ dochází k vymezení deformací chytače a dále k vymezení předepsané vůle w mezi objímkou a chytačem (viz obr. 3.1). Z (5.8) se určí odpovídající hodnota φ_D potřebná pro výpočet dopadové rychlosti chytače ω_D .

$$\omega_D = \left(\frac{d\psi}{dt} \right)_{\varphi, \varphi_D} = \left(\frac{d\psi}{d\varphi} \right)_{\varphi, \varphi_D} \cdot \omega \quad (5.9)$$

Pozn.: V programu jsou použity bezrozměrné součinitele kinematických veličin /15/

bezrozměrný součinitel času $k = t/T$,

bezrozměrný součinitel zdvihu $k_\psi = f(k)$,

bezrozměrný součinitel rychlosti $k_\omega = f'(k)$,

pomocí kterých lze vyjádřit

$$\psi = k_\psi \Psi , \quad \omega = k_\omega \frac{\Psi}{T} ,$$

kde T je celkový čas zdvihu ($\sim \phi$), Ψ je celkový zdvih

Výpočet $k_{\omega 0}$ je již zahrnut v programu.

Řešení pohybové rovnice bylo provedeno v /11/. Pro první dva kroky řešení byla použita metoda Runge-Kutta, které vystačí znalost počátečních podmínek. V základním tvaru řeší metoda Runge-Kutta diferenciální rovnice prvního řádu, proto byla provedena transformace řešené rovnice na soustavu dvou rovnic prvního řádu. Na tuto soustavu pak bylo aplikováno schéma čtyřbodové metody Runge-Kutta dle /14/. Pro dosažení dostatečné rychlosti řešení byla dále aplikována metoda Steuernerova třetího řádu, která vyžaduje znalost řešení ve třech předcházejících bodech. Algoritmus výpočtu byl převzat z /12/.

Výpočtový model je řešen na samočinném číslicovém počítači MINSK 22. Programy jsou napsány v jazyce FEL-ALGOL. Podrobný popis programu vč. vývojového diagramu je zpracován v /11/. Výstup byl volen na široké tiskárně, kde hodnoty jednotlivých kroků jsou tištěny ve sloupcích. Tištěné hodnoty - bezrozměrný součinitel času, přídržná síla, označení lokálního minima a maxima přídržné síly, pootočení chytače.

5.1.1. Využití matematického modelu

Na základě vytištěných hodnot přídržné síly je možné zakreslit její časový průběh a dle něj posoudit dynamické vlastnosti chytače. Pro posouzení kvality předání je rozhodující průběh přídržné síly v oblasti přechodového děje. Jelikož je průběh F_c v této oblasti značně ovlivňován velikostí tlumení, byly nejprve voleny různé hodnoty f , f_c až se průběh F_c získaný řešením na počítači shodoval s průběhem F_c zjištěným experimentálně.

S takto upraveným modelem je dále možné zjišťovat vliv dalších parametrů na průběh F_c v přechodovém ději a provést doladění uspořádání chytače.

Na přechodových kmitech se podílí:

- Dopadová rychlost chytače na doraz.
- Tuhost zadní části chytače.
- Tuhost přední části chytače.
- Moment setrvačnosti chytače s držákem.
- Součinitelé tření.

Pro zjištění významnosti vlivu jednotlivých faktorů byl zvolen systém pokusů s použitím matematické metody plánování experimentu /13/, která dává návod k volbě systému pokusů a vyhodnocování jejich výsledků.

Pro systém pokusů byly zvoleny jako proměnné parametry:

- Tuhost přední části chytače.
- Tuhost zadní části chytače.
- Předpětí pružiny chytače.
- Moment setrvačnosti chytače.

Další parametry, tj. součinitelé tření a dosedací rychlost chytače, byly voleny pro všechny pokusy konstantní.

Hodnoty horní a dolní úrovně proměnných faktorů jsou uvedeny v tab. 5.1.

Tab. 5.1. Úrovně proměnných faktorů

Faktor	úroveň	
	+	-
k_1 /Nm ⁻¹ /	$3 \cdot 10^6$	$3 \cdot 10^5$
k_2 /Nm ⁻¹ /	$1,5 \cdot 10^6$	$3 \cdot 10^5$
F_0 /N/	40	20
I_c /kgm ² /	$190 \cdot 10^{-7}$	$370 \cdot 10^{-7}$

Pozn.: Hodnoty úrovní byly voleny s ohledem na experimentální výzkum

Úrovně ostatních faktorů, které nejsou zahrnuty do matice náhodné bilance

Faktor	úroveň
Výkon stroje	$9\,500\text{ h}^{-1}$
f	0,1
f_{ξ}	0,1

Tab. 5.2. Hodnoty neměnných faktorů

Výpočet dopadové rychlosti chytače na doraz je v programu počítán pro zdvihovou závislost pátého řádu (viz /11/).

Byl zvolen polovinový krácený pokus 2⁴. Kráceným faktorem je moment setrvačnosti I_c . Matice náhodné bilance uvedená v tab. 5.3 přiřazuje jednotlivým pokusům úrovně faktorů kódovanou proměnnou

horní úroveň + 1 značení +
dolní úroveň - 1 značení -

Tab. 5.3. Matice náhodné bilance

Číslo pokusu	Faktory			
	k_1	k_2	F_0	I_c
1	+	+	+	-
2	+	+	-	+
3	+	-	+	+
4	+	-	-	+
5	-	+	+	+
6	-	+	-	-
7	-	-	+	-
8	-	-	-	-

5.1.2. Vyhodnocení

Pro vyhodnocení významnosti jednotlivých faktorů na sledovaný jev, tj. průběh přídržné síly v přechodovém ději, je nutné přiřadit průběhu F_c číselný údaj kvalitativně hodnotící průběh F_c .

Za tuto hodnotu byl zvolen bezrozměrný součinitel

$$k = \frac{2F_{cmax}}{F_{cmax} + F_{cmin}} \quad , \quad (5.10)$$

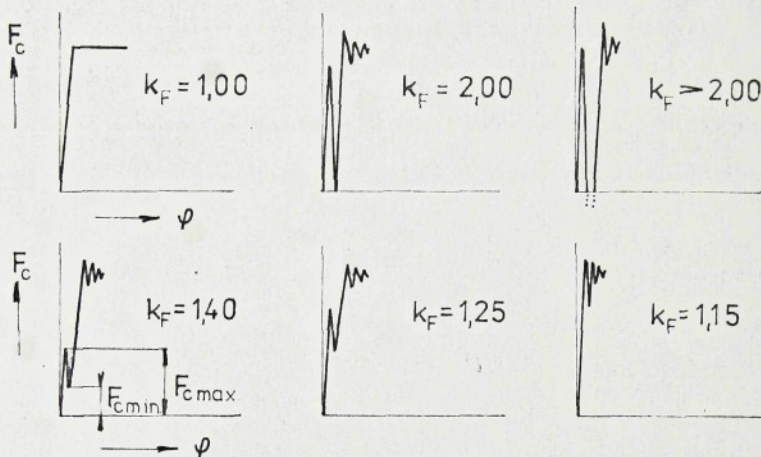
kde F_{cmin} , F_{cmax} jsou lokální extrémy F_c v oblasti přechodového děje.

Hodnota k_F pro některé případy je uvedena v obr. 5.7.

Zvolený součinitel k_F zvýhodňuje kmit o stejné hodnotě

$(F_{cmax} - F_{cmin})$ pro vyšší střední hodnotu kmitu.

Průběh přídržné síly je tím lepší, čím více se součinitel k_F blíží hodnotě 1. Pro $k_F = 2$ dochází již k odskoku chytáče od dorazu.



Obr. 5.7. Charakteristické průběhy F_c - hodnoty k_F

Výsledky pokusů jsou uvedeny v tab. 5.4.

Tab. 5.4. Výsledky pokusů dle matice náhodné bilance

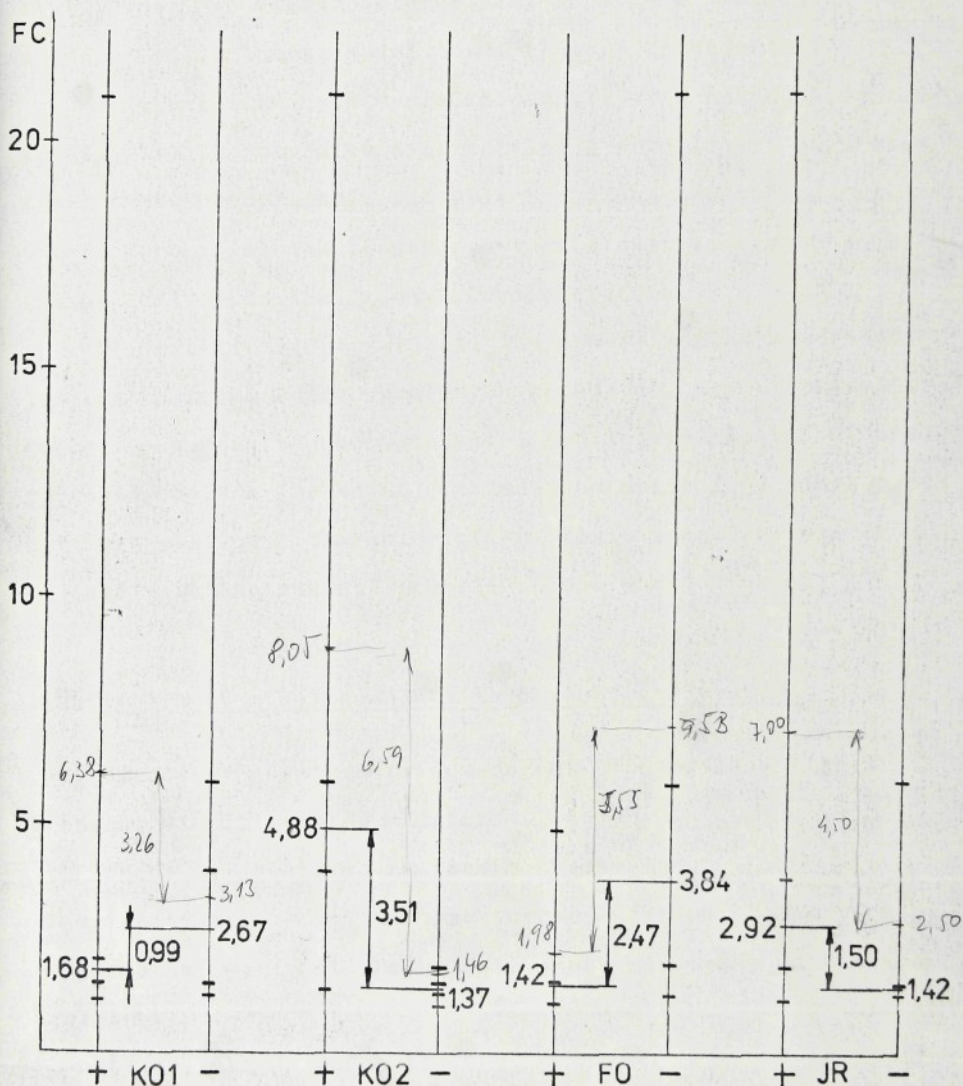
Číslo pokusu	Přidrzná síla /N/		
	F_{cmax}	F_{cmin}	k_F
1	54,8	22,4	1,42
2	74,8	-67,7	21,00
3	45,0	33,4	1,15
4	38,3 ^{53,2}	1,1	1,94
5	80,9	-39,5	3,91
6	50,6	-33,3	5,85
7	38,5	15,5	1,43
8	23,2 ^{48,3}	12,1	1,31

Pozn.: Záporná hodnota F_{cmin} je hodnota fiktivní, která charakterizuje mohutnost odskoku chytače od dorazu

Ve skutečnosti je $(F_{cmin})_{min} = 0$

Vyhodnocení je provedeno pomocí diagramů rozptylu, který je na obr. 5.8.

Velikost vlivů jednotlivých faktorů je dána rozdílem mediánů výsledků $\bar{Y}$ pro horní a dolní úroveň příslušného faktoru.



Obr. 5.8. Diagram rozptylů

Z rozdílů hodnot mediánů je zřejmé, že největší význam na průběh F_0 lze přičíst tuhosti přední části chytače, dále hodnotě předpětí pružiny chytače a momentu setrvačnosti chytače s držákem. Hodnota tuhosti zadní části chytače má opačný vliv než hodnota přední části chytače, tj. vyšší tuhost této části dává lepší dynamické vlastnosti chytače. To vede k jednoznačnému závěru - volit tuhost zadní části chytače co největší.

Srovnání získaných výsledků jednotlivých pokusů s výsledky experimentů potvrdilo kvalitativní a přibližně i kvantitativní shodu obou řešení. Tím byla prokázána adekvátnost matematického modelu skutečnému chytači a potvrzena jeho použitelnost při optimalizaci chytačového systému.

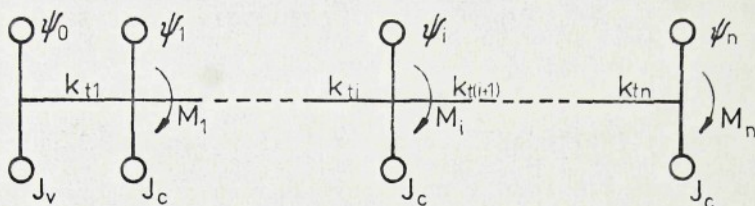
Při praktické optimalizaci lze poměry značně zjednodušit tím, že se sníží počet proměnných parametrů. Např. lze volit tuhost zadní části jako konstantní (co nejvyšší); tuhost přední části chytače lze volit s ohledem na splnění podmínek platných pro statickou charakteristiku. Zbylé parametry pak lze optimalizovat na základě poměrně malého počtu výpočtů.

5.2. Výpočtový model kompletního chytačového systému

Výpočtový model sestává z řazení dvou prvků - článku hřídele, vlastní chytač s držákem.

Model byl sestaven za těchto předpokladů:

- chytačový hřídel kmitá pouze torzně - bez vnitřního tlumení,
- setrvačné účinky článku hřídele jsou redukovány do hnacích objímek,
- hnačí objímka je dokonale tuhá,
- hřídel je buzen nezkreslenou závislostí vačky,
- chytač je uložen na hřídeli bez vůle.



Obr. 5.9. Výpočtový model komplet. chytačového systému

Pro i -tý kotouč lze psát pohybovou rovnici

$$J_c \ddot{\psi}_i = k_{ti} (\psi_{i-1} - \psi_i) + k_{t(i+1)} (\psi_i - \psi_{i+1}) - M_i \quad (5.11)$$

kde

$$M_i = F_{pi} r_p + F_{ri} f_c r_c \quad (5.12)$$

Řešení pohybové rovnice je provedeno opět v /11/ na číslicovém počítači MINSK 22.

Aplikace tohoto výpočtového modelu se však ukázala jako neefektivní. Řešení jednoho výpočtu vyžadovalo cca 16 hodin strojního času počítače. Případné využití programu by si vyžádalo použití modernějšího počítače.

5.3. Závěr

Předpoklady pro efektivní postup při optimalizaci chytačových systémů dává aplikace výpočtového modelu samotného chytače, a to zvláště v kombinaci s nepříliš rozsáhlým experimentálním výzkumem. Postup takovéto optimalizace je uveden v kap.7.

Použití výpočtového modelu celého systému se naproti tomu ukázalo jako neefektivní, zvláště s ohledem na omezenou kapacitu použitého počítače.

6.0. ČÁST EXPERIMENTÁLNÍ

Chytačový systém představuje složitou kmitající soustavu s celou řadou nelineárních vazeb. Teoretický rozbor dynamických vlastností byl z důvodů uvedených v kap. 5.2 omezen na řešení dynamických vlastností izolovaného chytače. I toto řešení bylo provedeno za určitých zjednodušujících předpokladů. K ověření vhodnosti zvolených aproximací (tedy i výsledků teoretické části) a dále za účelem komplexního rozboru dynamických vlastností celé chytačové soustavy, byla provedena řada měření.

Pro objektivní posouzení chytačových systémů by bylo třeba znát jejich vliv na dosažených soutiskových diferencích. Získání tohoto údaje je však velmi obtížné. Obtížnost je dána především tím, že na soutiskových diferencích se podílí několik předání archu a mimo to i vlastnosti náhonů ozubených kol, rámu stroje atd. Případné měření s uvedeným cílem by bylo časově neúnosně náročné. Dle těchto měření by nemohly být určeny konkrétní příčiny vznikajícího nesoutisku a tedy ani potřebné konstrukční změny systému nutné pro zlepšení jeho funkce.

Z těchto důvodů byla prováděná měření orientována na zjišťování vlastností chytačových soustav v dynamických pracovních podmínkách. Tyto vlastnosti byly srovnávány s ideálním chytačovým systémem a dle tohoto srovnání byly hodnoceny jednotlivé konstrukční alternativy a jejich předpoklady pro přesný transport archu tiskových strojů. Pomocí navržené metodiky měření bylo možno získat poměrně rychle objektivní a obsáhlé poznatky o dynamických vlastnostech různých konstrukčních alternativ chytačových systémů.

Prováděná měření lze rozdělit na:

1. měření skutečného časového diagramu předání,
2. zjišťování dynamických vlastností chytačových soustav,
 - měřením časového průběhu přídržné síly chytačů,
 - měřením časového průběhu posuvů chytačů po dorazech,
3. pomocná měření.

Měření časového diagramu předání bylo provedeno na ofsetovém archovém tiskovém stroji AD 724.

Pro zjišťování dynamických vlastností chytačových soustav bylo navrženo speciální zkušební zařízení, jehož základ tvořil tlakový válec stroje AD 724.

Výsledky byly využity jednak přímo pro inovaci stroje AD 724 a dále po provedeném zobecnění je lze využít obecně při návrhu chytačových systémů.

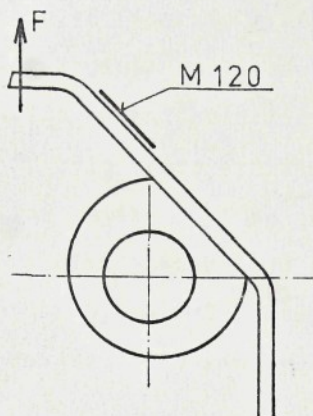
6.1. Měření chytačových systémů na stroji AD 724

Tato měření byla provedena v rámci komplexního výzkumu stroje AD 724, jehož hlavním účelem bylo zhodnotit ty skupiny stroje, které svou funkcí mohou ovlivnit přesnost soutisku.

6.1.1. Účel a způsob měření

Účelem této části měření bylo zhodnocení chytačových systémů dvou předávajících si válců - tlakového a přebíracího válce první tiskové jednotky v dynamických podmínkách.

Pro získání časového diagramu předání archu je nutné provést měření velikosti přídržných sil chytačů v závislosti na čase. Pro tento účel bylo zvoleno měření pomocí odporových tenzometrů, které byly nalepeny přímo na chytače, viz obr. 6.1.



Obr. 6.1. Snímání přídržné síly chytače

Změny odporu odporových tenzometrů vyvolané ohybovým namáháním chytače (přídržnou silou) byly převedeny na změnu proudu (napětí) pomocí můstkové měřicí metody. Pro docílení teplotní kompenzace byly použity kompenzační tenzometry. Vodiče od tenzometrů byly vedeny na kroužky kroužkového přenosu a odtud na vstup tenzometrické staticko-dynamické aparatury TDA 6. Zápis naměřených hodnot byl proveden pomocí oscilografu. Pro kontrolní účely bylo prováděno sledování průběhu F_c na obrazovce katodového osciloskopu. Technické parametry měřicí soupravy - viz obr. 6.2 - jsou uvedeny dále:

Odporové tenzometry - M 120 (Mikrotechna Praha),

konstanta $K = 2$.

Kroužkový přenos - SK 12 (Hottinger NSR).

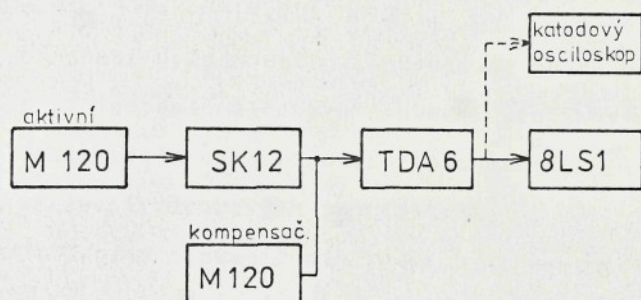
Tenzometrická staticko-dynamická aparatura TDA 6 (Mikrotechna).

Nosný kmitočet - nosný kmitočet 5 kHz.

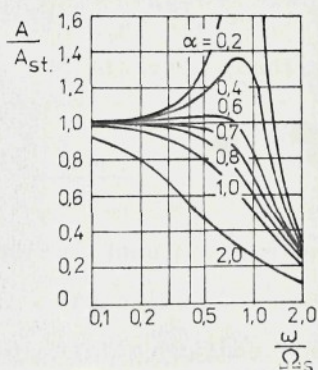
Oscilograf - 8 LS 1 (RFT NDR),
rychlost záznamu 1 m/s^{-1} .

Tužkový galvanoměr - 4623.12 (RFT NDR),
vl.frekvence 1 700 Hz.

Použití smyčkového oscilografu k záznamu měření přídržné síly má za následek jisté amplitudové a fázové zkreslení. Vzhledem k tomu, že měření přídržné síly představuje náročné dynamické měření, byla těmto otázkám věnována zvláštní pozornost. Pro použitou smyčku byl do jejího obvodu zařazen vnější odpor $150\ \Omega$, čímž je zaručeno doporučené elektrodynamické tlumení smyčky ($\alpha = 0,6 - 0,7$), které zajišťuje plochý průběh amplitudové charakteristiky smyčky - viz obr. 6.3.



Obr. 6.2. Měřicí souprava



Obr. 6.3. Amplitudová charakteristika

To umožňuje u použité smyčky měřit s dostatečnou přesností do frekvence 1 000 Hz.

Dále byla provedena kontrola dynamických vlastností smyček při skokové změně zatížení. K tomu účelu byla na měřicí smyčku

přivedena a zapsána skoková změna proudu (pomocí generátoru funkcí Hewlett Packard). Na zápisu bylo sledováno fázové a amplitudové zkreslení. Pro nastavení tlumení $\alpha = 0,6$ až $0,7$ bylo jak fázové, tak amplitudové zkreslení zcela zanedbatelné.

6.1.2. Podmínky měření

Měření bylo provedeno na seriově vyrobeném stroji Adast Dominant 724 - č.v.724750171.

Pro měření byly na stroji provedeny pouze nepodstatné úpravy:

- přizpůsobení válců pro uchycení kroužkových přenosů a vyvedení vodičů od odporových tenzometrů,
- nalepení odporových tenzometrů.

Na tlakovém a přebíracím válci byly namontovány seriové chytáčové systémy (I/O- viz tab. 6.1)

Měření byla provedena při průchodu papíru strojem (offsetový papír o hmotnosti 80 gm^{-2}), bez tisku - tj. odstavené barevníky s vlhčením, obě tiskové jednotky přistaveny do tlaku.

6.1.3. Výsledky měření

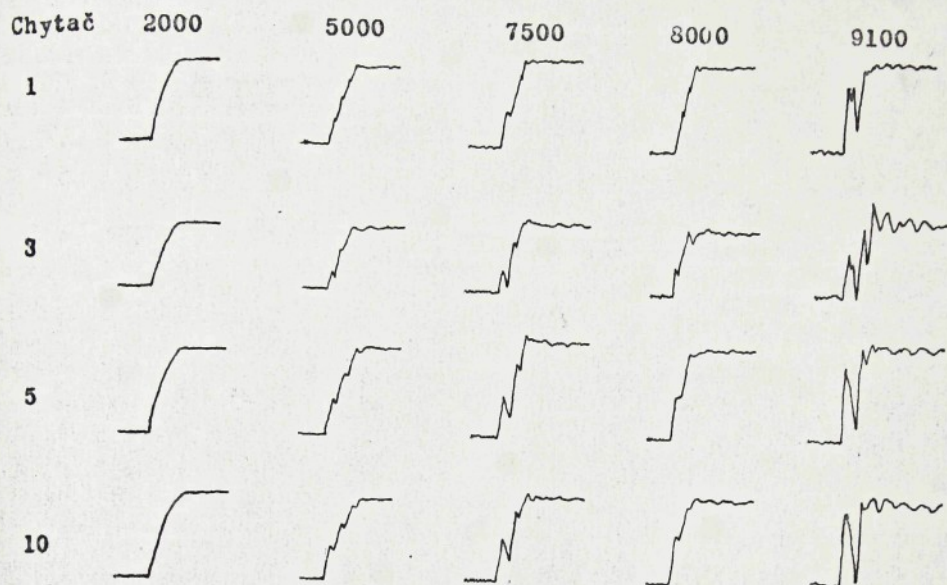
Výsledky měření jsou překresleny z oscilografického záznamu v následujících obrázcích.

Na obr. 6.4 jsou uvedeny záznamy průběhu přídržných sil chytáčů tlakového válce (obr. 6.5 - dtto přebíracího válce).

Na obr. 6.6 jsou uvedeny záznamy předání pro krajní dvojice chytáčů tlakového a přebíracího válce.

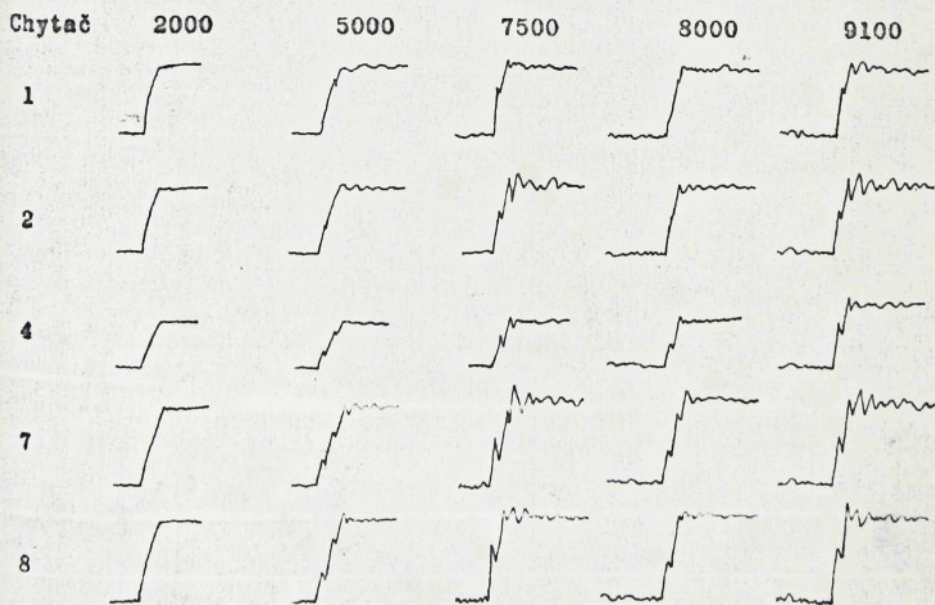
Pozn.: 1. chytace jsou chytace na konci chytáčového hřídele ze strany hnací vačky.

$P / h^{-1} /$



Obr. 6.4. Průběh přídržných sil chytačů tlakového válce

$P / h^{-1} /$



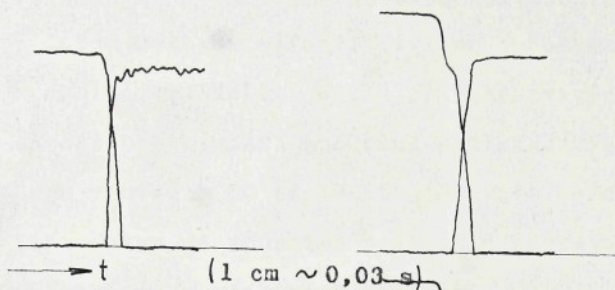
Obr. 6.5. Průběh přídržných sil chytačů přebíracího válce

1.tl.vál.-1.přeb.vál.

10.tl.vál.-8.přeb.vál.

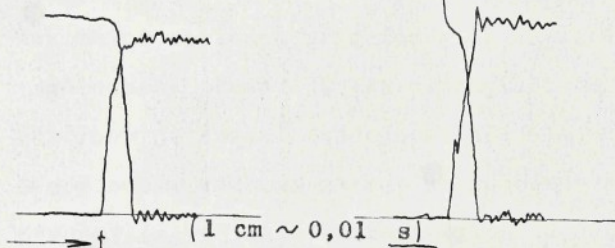
$P / h^{-1} /$
1 900

F_c



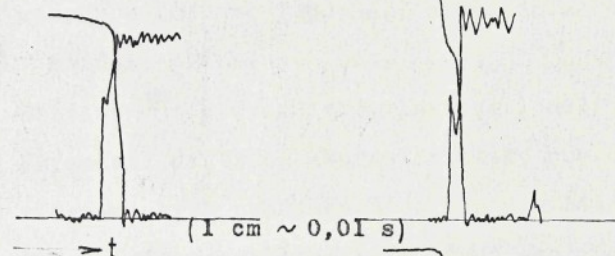
4 900

F_c



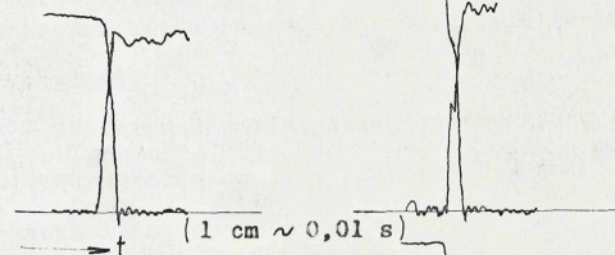
7 450

F_c



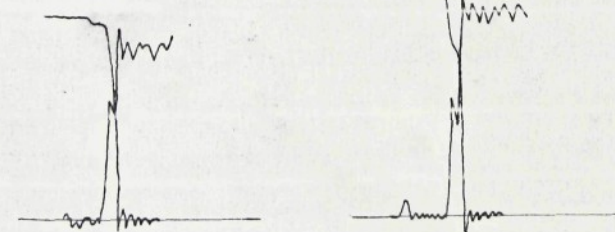
7 950

F_c



8 100

F_c



Obr. 6.6. Časový průběh předání mezi tlakovým a přebíracím válcem

Z provedených měření lze vyvodit následující:

1. V celém rozsahu měřených výkonů nedochází při předání k společnému držení archu při jmenovitých přídržných silách chytačů. Maximální společná přídržná síla chytačů se pohybuje v mezích 60 až 100 % jmenovité hodnoty.
Tento stav je způsoben přílišnou poddajností systému náhonu chytačů a vlastních chytačů.
2. Maximální společná přídržná síla chytačů klesá s rostoucí vzdáleností předávajících si chytačů od hnací vačky.
Příčinou je torzní poddajnost hřídele chytačů.
3. S rostoucím výkonem stroje se zhoršuje časový diagram předání (s výjimkou oblastí výkonu 8 000 hod^{-1}). V oblasti výkonu 8 000 hod^{-1} dochází k výraznému uklidnění kmitů v nárůstu přídržných sil.
Příčinou jsou dynamické vlastnosti celého systému.
4. Zkreslení statické charakteristiky růstu přídržných sil v dynamických podmínkách je pro jednotlivé chytače různé.
Projevují se zde především různé amplitudy torzních a ohybových kmitů chytačového hřídele v místě uložení jednotlivých chytačů.
5. V okamžiku odpovídajícímu náběhu kladičky z minimálního poloměru vačky na její pracovní bok dochází k intenzivnímu rozkmitání chytačového systému.
Příčinou byla nevhodná volba zdvihové závislosti vačky a volba příliš velkého poloměru kladičky vzhledem k minimálnímu poloměru křivosti vačkové dráhy.
6. Chytačová soustava přebíracího válce vykazuje lepší dynamické vlastnosti než chytačová soustava tlakového válce.
Příčinou může být: menší počet chytačů (8 a 10) - menší zatížení hřídele chytačů, různý profil vačky (ruční zhoto-

vení poloměru 0,5 mm zajišťujícího dovření chytače).

7. U tlakového válce dochází při zavřených chytačích k pozvolnému růstu přídržné síly asi o 20 % její jmenovité hodnoty. Při otvírání chytačů dojde nejprve k vymezení tohoto přírůstku a po krátké prodlevě poklesne přídržná síla plynule na nulu.

Příčina byla dodatečně zjištěna v nekruhovitosti části vačkové dráhy zajišťující zavřené chytače. Tak dochází k dalšímu mikropohybu hřídele chytačů a smykovým třením mezi hřídelem a držáky se tento pohyb přenesse až na chytač, což se projeví uvedeným kolísáním přídržné síly.

6.1.4. Závěr

Poznatky získané při provedených měřeních jsou platné především pro konkrétní zkoumaný tiskový stroj.

Přesto však je možné po zevšeobecnění získaných poznatků vyvodit některé, obecně platné závěry.

1. Tuhost jednotlivých částí chytačového systému musí být volena tak, aby bylo zajištěno společné držení archu za jmenovitých přídržných sil ve statických podmínkách. Z tohoto hlediska je rozhodující především volba ohybové tuhosti chytačů a torzní a ohybové tuhosti hřídele chytačů, ale i velikosti předpětí pružin chytačů. (Větší předpětí pružin vyžaduje větší tuhost systému). *Malochům*
2. Charakter průběhu přídržných sil uzavírání chytačů je ovlivněn dynamickými účinky a s rostoucím výkonem stroje se zhoršuje.
3. Charakter průběhu přídržných sil je pro jednotlivé chytače různý vlivem účinku kmitů samotného chytače a torzních a ohybových kmitů hřídele chytačů. Rovnoměrný průběh pří-

držných sil vyžaduje co nejtěžší hřídel chytačů.

4. Zdvihová závislost hnací vačky musí vykazovat co nejmenší hodnoty maximálního zrychlení. Vačka musí být broušena po celém obvodu a musí být dodržena kruhovitost její dráhy zajišťující chytač v uzavřené poloze.

6.2. Měření na zkušebním zařízení

Měření kompletní chytačové soustavy přímo na stroji dává objektivní údaje o vlastnostech chytačové soustavy. Tato měření jsou však velmi náročná na přípravu a neumožňují odzkoušení více konstrukčních alternativ. Kromě toho zde není možné provádět měření velikostí posuvu chytačů po dorazech.

Z těchto důvodů bylo navrženo a vyrobeno zkušební zařízení, které dovolilo provést rozsáhlá měření chytačových soustav různých konstrukčních provedení.

6.2.1. Zkušební zařízení a metodika měření

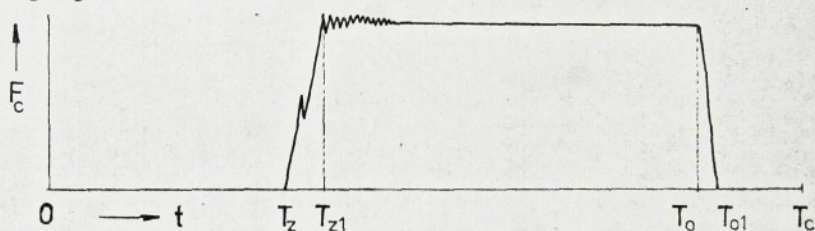
Za základ zkušebního zařízení byl vzat tlakový válec stroje AD 724. Tento válec byl pevně uložen v loži, ke kterému je přitahen dvěma třmeny. Na hřídeli válce je volně otočně uložena klínová řemenice, se kterou je pevně spojena vačka chytačů. Pohon řemenice (vačky) je proveden klínovým řemenem od stejnosměrného motoru s plynulou regulací otáček. Pomocí předlohy jsou otáčky motoru zpřevodovány tak, že je možné je nastavit v mezích 0 až 12 tis. hod^{-1} . Pro nastavení hladiny otáček je použito tachodynamo s výstupem na cejchovaný voltmetr.

Na zkušebním zařízení byly prováděny dva druhy měření.

a) Měření časového průběhu přídržné síly chytačů

Metodika těchto měření je shodná s metodikou použitou při měření na stroji (bez nutnosti použití kroužkového přenosu). Pro zvýšení citlivosti byly u některých typů chytačů použity dva aktivní tenzometry v teplotně kompenzačním zapojení. K vyhodnocení velikosti přídržné síly byly chytače cejchovány závažím známé hmotnosti zavěšeném ve směru působení přídržné síly chytače.

Záznam průběhu přídržné síly chytače během jedné otáčky stroje je na obr. 6.7.



Obr. 6.7. Průběh přídržné síly chytače

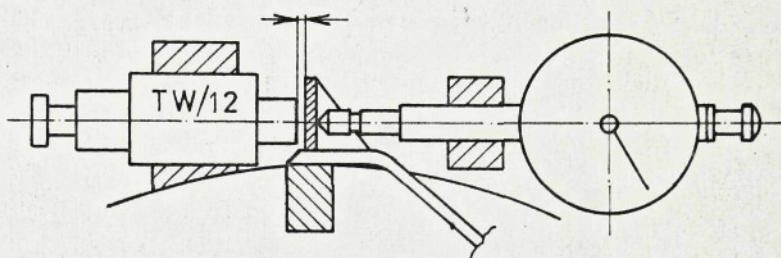
Při svém zavírání dosedne chytač na doraz (T_z) a po vymezení deformací systému a vůle mezi objímkou a držákem působí chytač jmenovitou přídržnou silou na doraz. V okamžiku T_0 najede kladička na činný bok vačky (otvírání chytače).

K odlehnutí chytače od dorazu dojde opět po vymezení vůle mezi objímkou a držákem a deformací systému (T_{0l}).

Za základ pro vyhodnocování průběhu přídržné síly byl vzat úsek uzavírání chytače. Pro vyhodnocení byla v tomto úseku (kromě vizuální kontroly) použita opět konstanta k_p (viz kap. 5.1.2 - vztah (5.10)).

Úsek držení archu ($T_{zl} - T_0$) a otvírání chytače ($T_0 - T_{0l}$) byl vyhodnocen pro všechna měření souhrnně.

- b) Měření časového průběhu posuvu špičky chytače po dorazu
 Pro tato měření byl použit bezdotykový diferenční indukční snímač polohy TW/12 (Vibrometer - Švýcarsko). Snímač byl napojen na můstek Vibrometer 8-ATR-1/S s nosným kmitočtem 8 kHz. Pro zápis byl použit opět oscilograf 8 LS a měřicí smyčky typu 4623.12 s vlastní frekvencí 1700 Hz.
 Způsob upevnění snímače a jeho cejchování je na obr. 6.8.



Obr. 6.8. Snímání a cejchování posuvu špičky chytače po dorazu

Na měřený chytač byla napájena měrná destička, proti které byla ustavena činná plocha snímače. Cejchování snímače bylo prováděno pomocí tisícinového úchylkoměru. Chytač byl postupně otvírán po 0,01 mm. Nastavené hodnoty byly zapsány na oscilografický záznam současně se zápisem přídržné síly chytače. Tak bylo stanoveno měřítko posuvu chytače po dorazu a dále okamžik dosedu chytače na doraz s přesností 0,01 mm. (viz obr. 6.9).

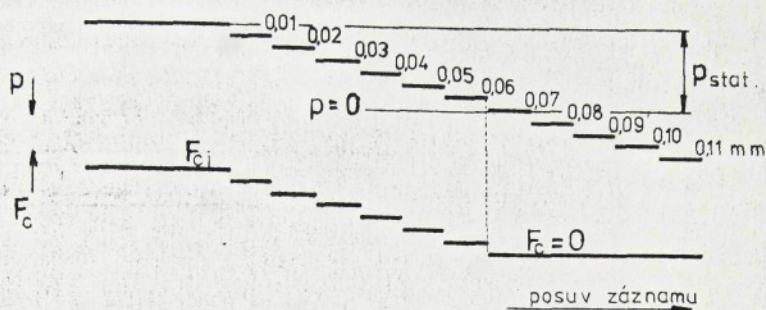
Příklad zápisu posuvů je na obr. 6.10.

Pro vyhodnocení průběhu posuvů byly použity dvě hodnoty:

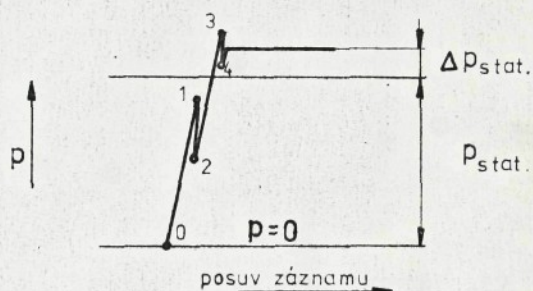
Δp_{stat} úchylka konečné polohy chytače od polohy při statickém zavírání,

p_{Σ} celková hodnota posuvu chytače po dorazu bez

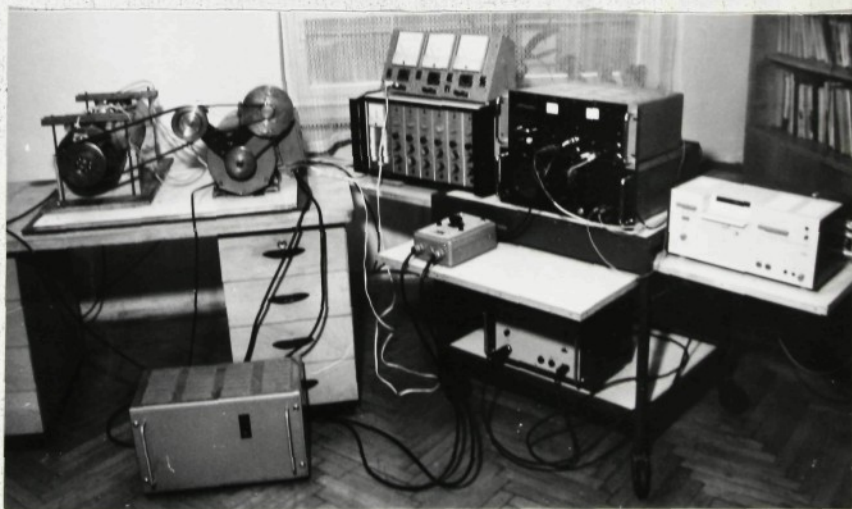
ohledu na znaménko $p_{\Sigma} = p_{01} + p_{12} + p_{23} + \dots$



Obr. 6.9. Čejchování snímače posuvu chytače po dorazu



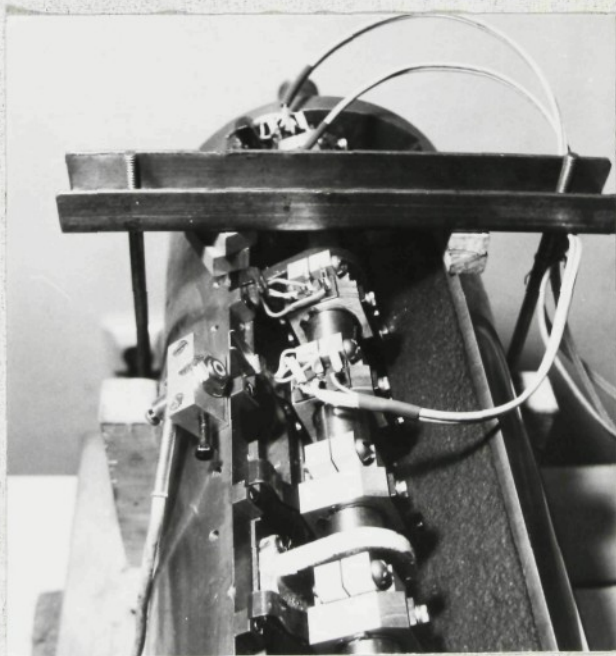
Obr. 6.10. Záznam zápisu posuvu chytače po dorazu



Obr. 6.11. Celkové uspořádání měřicí soupravy



Obr. 6.12.
Náhon hřídele
chytačů



Obr. 6.13.
Snímač posuvu chy-
tače po dorazu

6.2.2. Rozsah měření

Pro měření na zkušebním zařízení byly s pracovníky n.p. A_gast připraveny konstrukční alternativy, které splňují podmínky kladené na statickou charakteristiku přídržné síly. Byly to systémy se zvýšenou tuhostí chytače a se zvýšenou tuhostí hřídele chytačů. Přehled měřených konstrukčních alternativ je uveden v tab. 6.1.

Poznámky k tab. 6.1.

Vačka označení A: zdvih 10 mm (poloměr vahadla 35 mm)

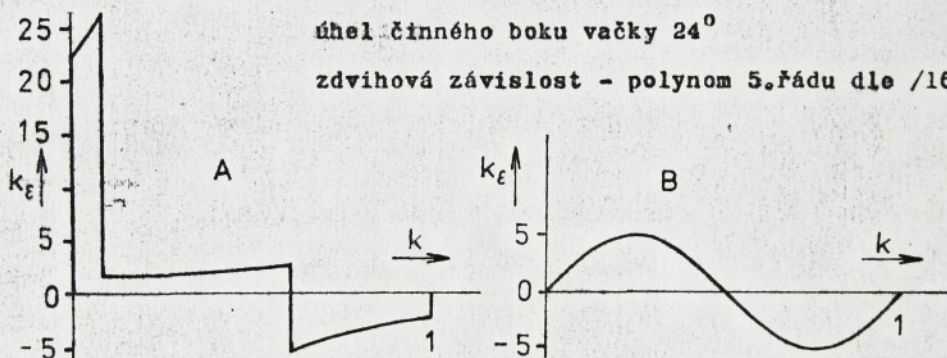
úhel činného boku vačky 24°

zdvihová závislost je tvořena dvěma kruhovými oblouky s vloženou přímkovou částí

označení B: zdvih 10 mm

úhel činného boku vačky 24°

zdvihová závislost - polynom 5.řádu dle /16/



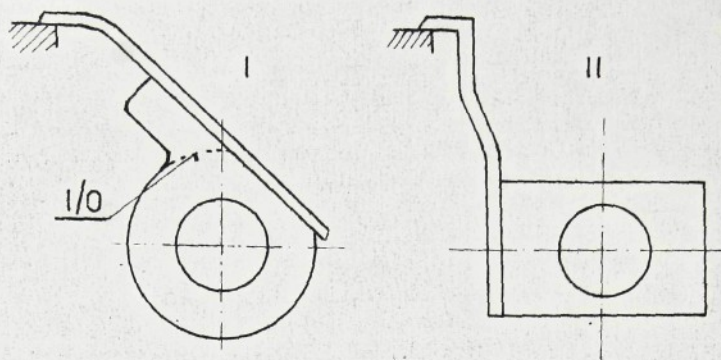
Obr. 6.14. Průběh bezrozměrného koeficientu zrychlení
pro vačku A a B

Dorazy činné plochy zdrsňeny plasmatickým ovrstvením
karbidem wolframu.

Držák s chytačem základní geometrické uspořádání je na
obr. 6.15.

Tab. 6.1. Přehled měřených alternativ

Označení	Vačka	Hřídel chytače		Chytač tuhost k_2 /Nm rad ⁻¹ /	Moment setrvač. držáku s chyt. $I_c \cdot 10^{-7}$ /kgm ² /	Pružina chytače		Doraz
		Ø /mm/	počet podpěr			k_p /Nm ⁻¹ /	F_o /N/	
I/0	A	17	3	270	250	6 500	34	ocel zdrsněn
I/1	B	17	3	1 200	290	6 500	34	"-
I/7	B	17	5	2 500	190	6 500	34	"-
I/8	B	17	5	2 500	190	10 300	54	"-
I/9	B	17	5	1 200	190	10 300	54	"-
I/10	B	17	5	1 200	190	6 500	34	"-
II/0	B	17	5	1 500	370	6 500	34	"-
II/1	B	17	5	1 500	220	6 500	34	"-
II/3	B	17	5	1 500	235	6 500	34	"-
II/4	B	25	5	1 500	235			"-



Obr. 6.15. Uspořádání držáků chytačů s chytači

6.2.3. Měření a výsledky měření

a) Měření konstrukční alternativy I/O

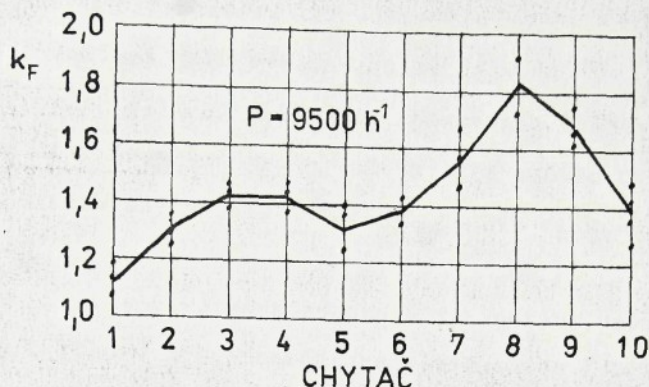
První měření provedené na zkušebním zařízení bylo uskutečněno na původní chytačové soustavě, tj. soustavě, která byla proměřována na stroji AD 724. Cílem bylo ověřit vhodnost navrženého zkušebního zařízení srovnáním výsledků obou uvedených měření.

Při měření byl postupně proveden zápis všech deseti chytačů při maximálním výkonu stroje - $9\,500\text{ h}^{-1}$.

Výsledky prokázaly, že průběh přídržných sil vykazuje přibližně stejný charakter jak byl zjištěn při měření přímo na stroji.

Vyhodnocení charakteru nárustu přídržných sil je proveden na obr. 6.16. pomocí koeficientu k_F .

Zápis naměřených posuvů chytače č. 8 (umístěný v místě maximální ohybové deformace hřídele) je na obr. 6.22 a 6.23.



Obz. 6.16. Vyhodnocení průběhu přídržných sil - I/0

Výsledky měření prokázaly:

1. Vhodnost navrženého zkušebního zařízení pro hodnocení chytačových soustav.
2. Značné rozdíly v charakteru průběhu přídržných sil jednotlivých chytačů. Charakter průběhu F_c se zhoršuje s rostoucí vzdáleností od hnací vačky a dále je výrazně ovlivněn ohybovými kmity hřídele chytačů.
3. Značné posuvy chytačů po dorazech vzhledem k málo tuhému systému, což nezaručuje ani uspokojivou statickou charakteristiku předání.
4. Zkoumaný systém nevyhovuje z hlediska dynamických vlastností pro výkony $9\,500\text{ h}^{-1}$ a výše.

b) Měření konstrukčních alternativ I/1, 7, 8, 9, 10

Další měření byla provedena pro systémy se zvýšenou tuhostí chytačů. Dále byla zvýšena ohybová tuhost hřídele chytačů změnou počtu uložení ze 3 na 5 (zvýšení ohybové

tuhosti cca $8 \times$), a snížen moment setrvačnosti držáků s chytači (s výjimkou alternativy I/1 - viz tab. 6.1).

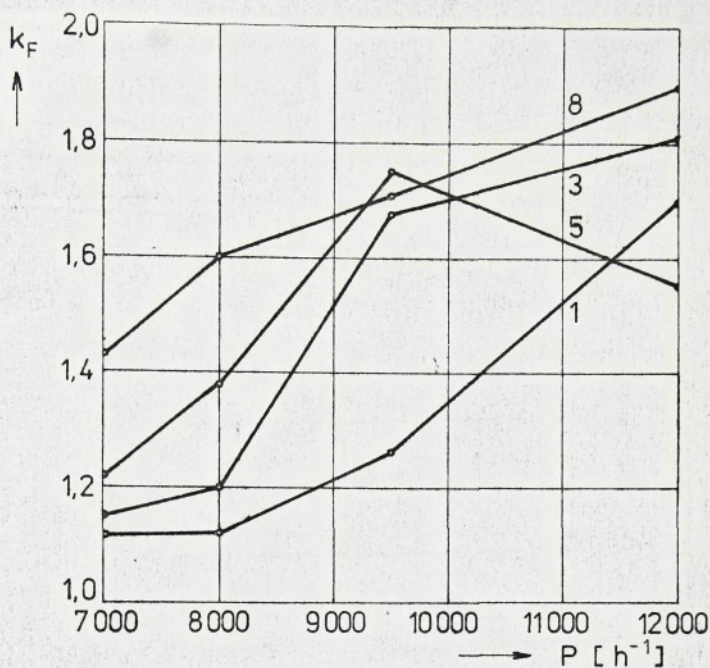
Výsledky měření jsou uvedeny dále.

Na obrázcích 6.17 až 6.21 jsou zpracovány průběhy přídržných sil ve fázi zavírání pro první chytače a dále pro chytače které vykazovaly nejnepříznivější průběh F_c pomocí součinitele k_F .

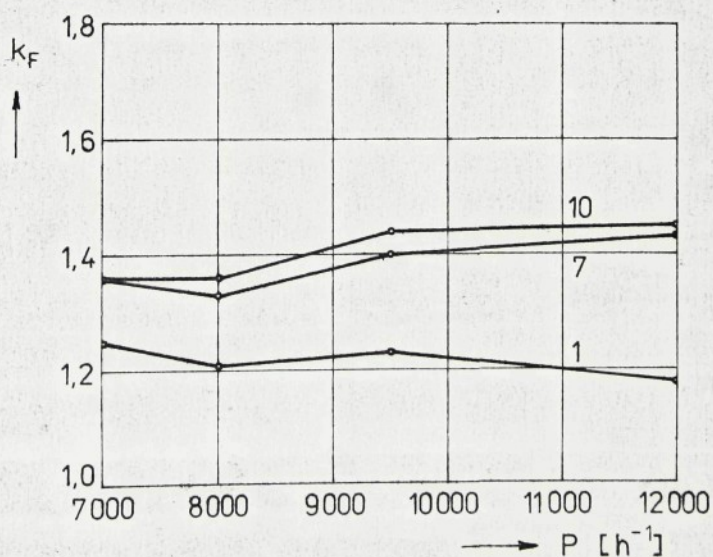
Na obr. 6.22 a 6.23 jsou souhrnně zpracovány velikosti vznikajících posuvů po dorazech (pro alternativy I/0 - I/10) - s použitím metodiky uvedené v kap. 6.2.1.

S výjimkou alternativy I/1 vykazují měřené alternativy podstatně zlepšené dynamické vlastnosti i při zvýšené tuhosti systémů a tedy i zlepšené statické charakteristice. Současně bylo dosaženo rovnoměrnějšího průběhu přídržných sil a snížila se i velikost posuvů chytačů po dorazech. (Na obr. 6.22 a 6.23 jsou zpracovány posuvy nejnepříznivějšího chytače).

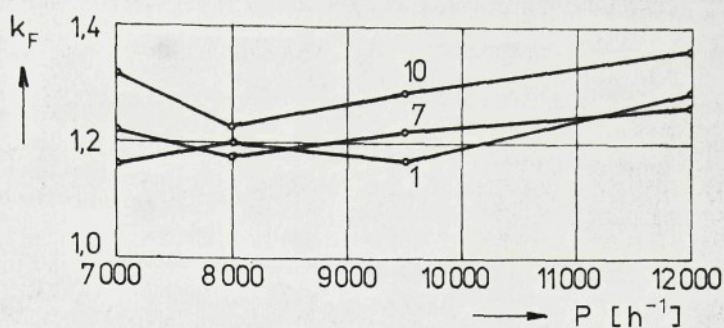
Těchto výsledků bylo dosaženo především omezením ohybových kmitů hřídele chytačů a dále pak snížením kinematické energie dosedajících chytačů s držáky snížením jejich momentu setrvačnosti. Použití zesílené pružiny chytačů ($F_0 = 54 \text{ N}$) zlepšilo poněkud charakter průběhu F_c , ale na druhé straně se opět zvýšila hodnota posuvů chytačů po dorazech.



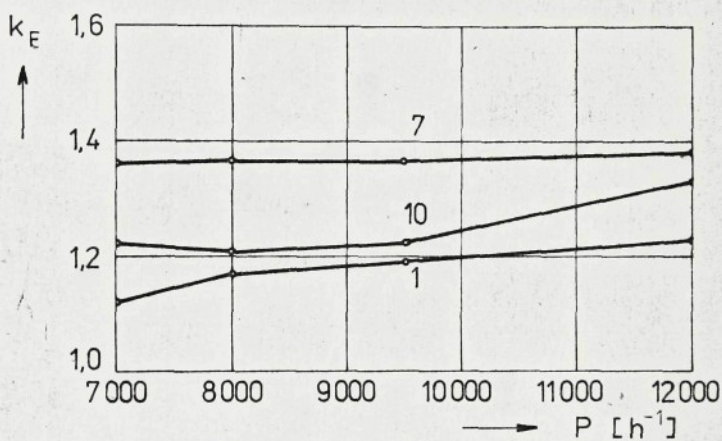
Obr. 6.17. Vyhodnocení přídržných sil - I/1



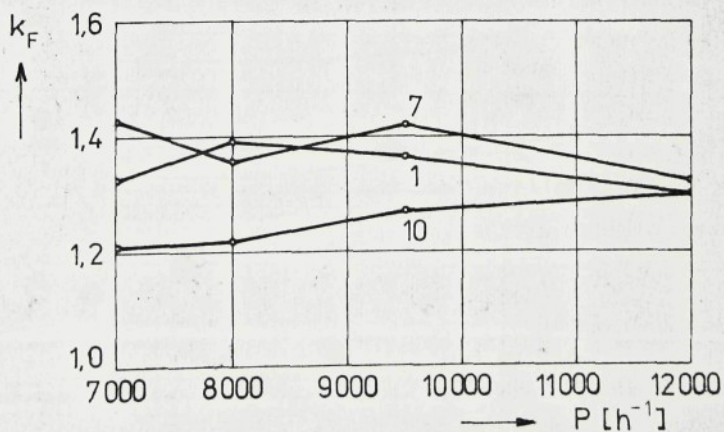
Obr. 6.18. Vyhodnocení přídržných sil - I/7



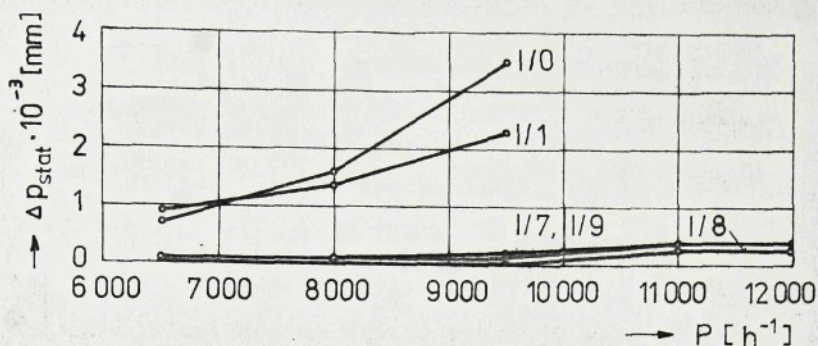
Obr. 6.19. Vyhodnocení přídržných sil - I/8



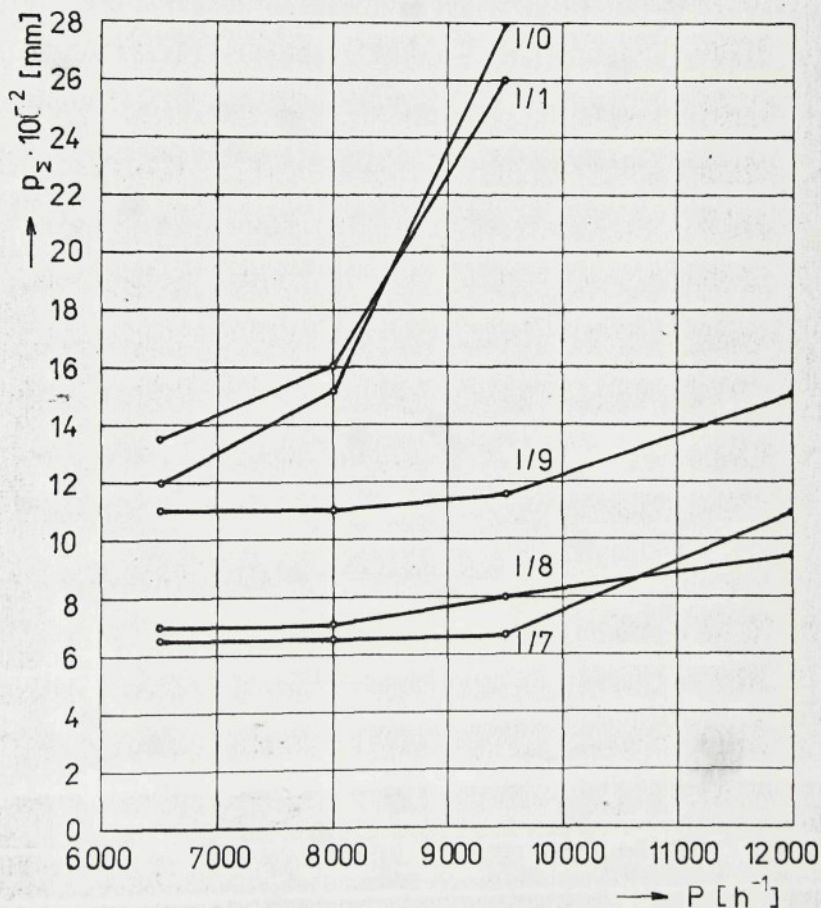
Obr. 6.20. Vyhodnocení přídržných sil - I/9



Obr. 6.21. Vyhodnocení přídržných sil - I/10



Obr. 6.22. Vyhodnocení posuvů chytačů po dorazech - p_{stat}

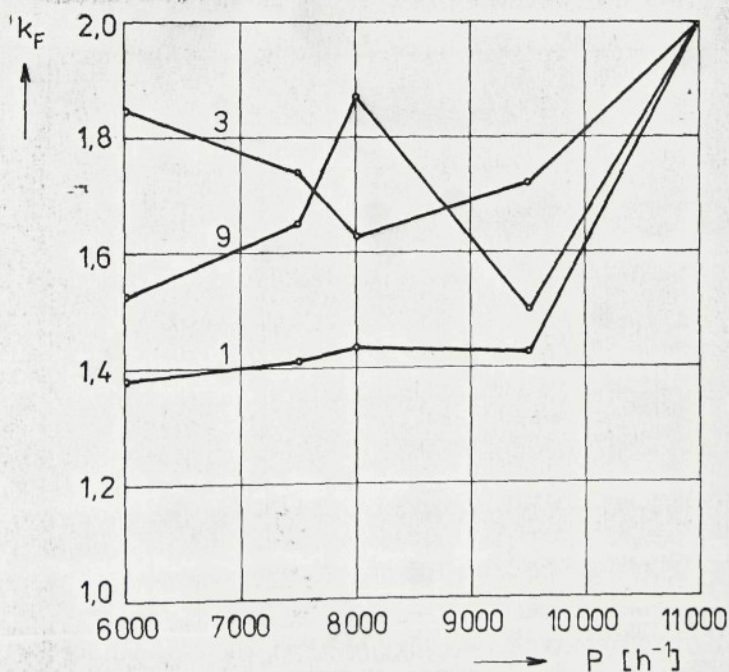


Obr. 6.23. Vyhodnocení posuvů chytačů po dorazech - p

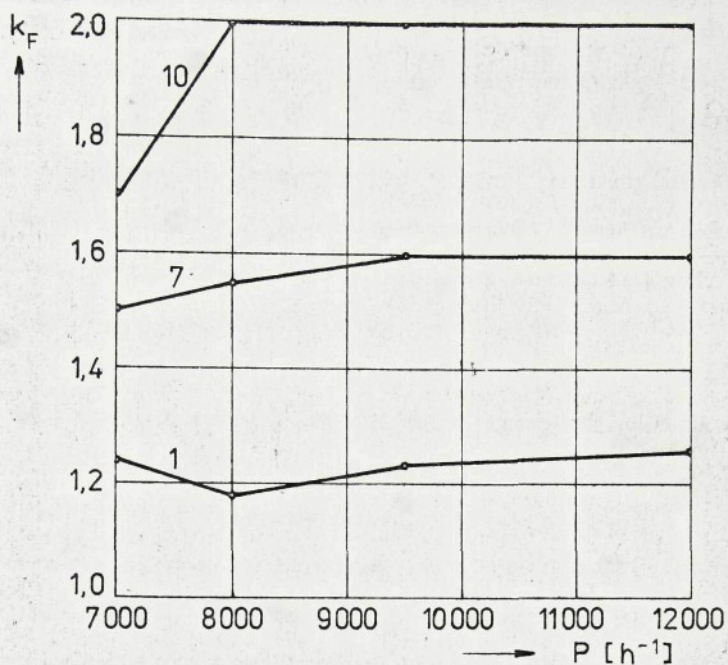
c) Měření konstrukčních alternativ II/0, 1, 3

Na obr. 6.24 až 6.26 je vyhodnocen průběh přídržných sil chytačů pomocí koeficientu k_F .

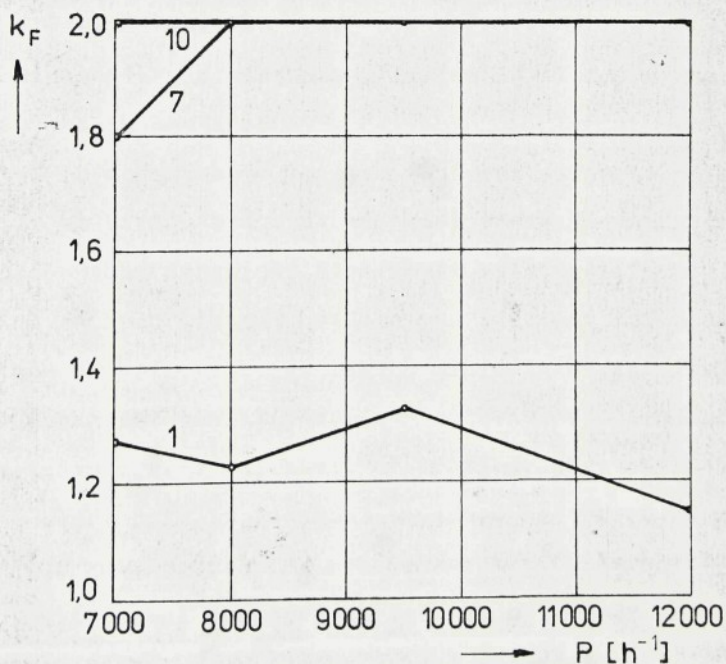
Tyto typy chytačů, které jsou použity u tlakového válce druhé tiskové jednotky stroje AD 724 se od všech předchozích liší geometrickým uspořádáním chytače s držákem. Vzhledem k poloze bodu vetknutí chytače na držáku vykazují tyto chytače prakticky nulové posuvy po dorazech. Jednotlivé chytače tohoto uspořádání vykazují podstatně větší rozdíly v průběhu přídržných sil v závislosti na umístění chytače na hřídeli. Zvýšená citlivost na torzní a ohybové kmity hřídele může být způsobena menším tlumením smykovým třením mezi chytačem a dorazem vzhledem k téměř nulovým relativním posuvům těchto členů.



Obr. 6.24. Vyhodnocení průběhu přídržných sil - II/0



Obr. 6.25. Vyhodnocení průběhu přídržných sil - II/1



Obr. 6.26. Vyhodnocení průběhu přídržných sil - II/3

Pozn.: U většiny provedených měření bylo možno konstatovat, že první chytač - tj. chytač umístěný na straně hnací vačky, vykazuje nejprůběžnější průběh přídržné síly. Rozdíly v dynamických vlastnostech jednotlivých chytačů se podstatně zlepšily uložení hřídele chytačů na pět podpor. Touto úpravou se zvýšila ohybová tuhost hřídele, zatímco torzní tuhost zůstala nezměněna. Na nepříznivý vliv nedostatečné torzní tuhosti hřídele chytačů bylo již upozorněno v kap. 3 a 4. Další měření byla proto zaměřena na zjištění dynamických vlastností u soustavy se zesíleným průměrem hřídele chytačů. Cílem měření bylo zjistit vliv omezení ohybových a zvláště torzních kmitů hřídele na dynamické vlastnosti chytačů. Pro měření byly použity chytače uspořádání II, u kterých se vliv kmitání hřídele projevoval nejvýrazněji.

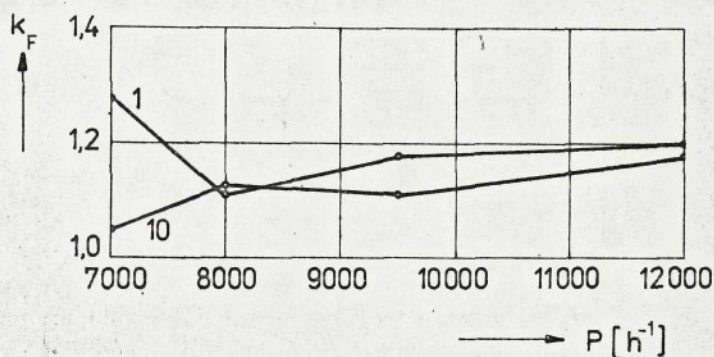
d) Měření jednoho samotného chytače - II/3

Před měřením se zesíleným průměrem hřídele bylo provedeno měření soustavy s původním hřídelem ($\varnothing 17$ mm) s namontovaným pouze jedním chytačem.

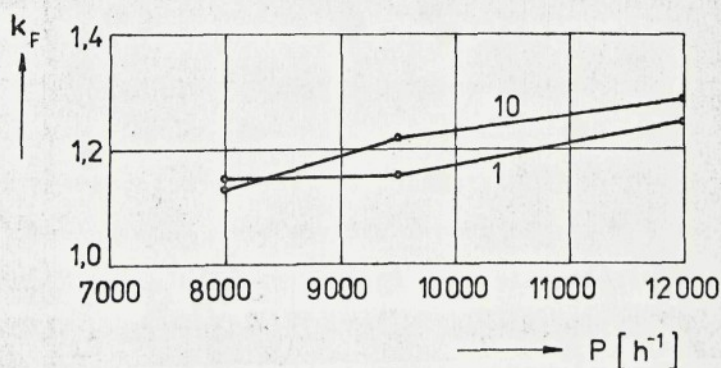
Pro měření bylo použito zkušební zařízení popsané v kap. 6.2.1, na kterém byl montován vždy pouze jeden chytač. Chytač, jehož dynamické vlastnosti byly vyšetřovány, byl montován na různých místech hřídele pro zjištění vlivu umístění chytače na hřídeli v podmínkách minimálního zatížení hřídele. Dále byl zjišťován vliv momentu setrvačnosti držáku chytače s chytačem a vliv velikosti předpětí pružiny chytače na dynamické vlastnosti izolovaného chytače. Na obr. 6.27 jsou vyhodnoceny záznamy průběhu F_0 pro konstrukční alternativu II/3 pro samostatný první a desátý chytač. Na obr. 6.28 jsou vyhodnoceny záznamy průběhu F_0 pro konstrukční alternativu II/0 pro samo-

statný první a desátý chytač.

Obě alternativy se od sebe liší momentem setrvačnosti chytače s držákem.

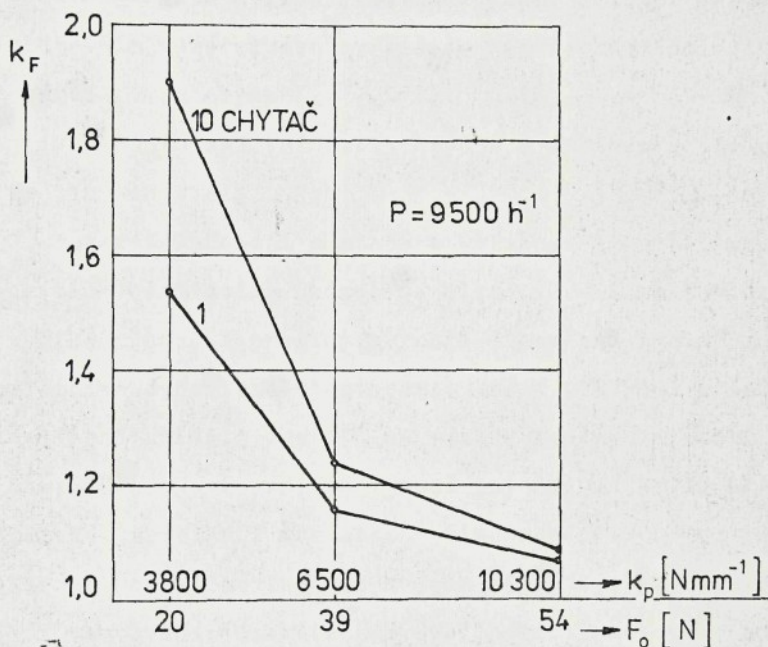


Obr. 6.27. Vyhodnocení průběhu přídržných sil pro samostatné chytače - II/3



Obr. 6.28. Vyhodnocení průběhu přídržných sil pro samostatné chytače - II/0

Na obr. 6.29 je uvedeno vyhodnocení průběhu přídržných sil pro konstrukční alternativu II/0 pro samotný první a desátý chytač při změně velikosti předpětí. Měření byla provedena při výkonu stroje $9\,500\text{ h}^{-1}$.



Obr. 6.29. Vyhodnocení průběhu přídržných sil chytačů při různém předpětí pružiny chytačů - F_0

Dle provedených měření lze zhodnotit:

1. Chování samotného chytače v podmínkách, kdy torzní a ohybové kmity hřídele chytačů jsou minimální.

Zatížení hřídele chytačů od jednoho chytače a dynamických sil vznikajících nerovnoměrným otáčením hřídele chytačů a objímek zřejmě vyvolalo zcela nepatrné kmity hřídele, které se na průběhu přídržné síly prakticky neprojeví.

Charakter průběhu přídržné síly je téměř shodný a nezávislý na umístění chytače na hřídeli. (Průběh F_c je přibližně shodný jako u prvního chytače kompletní soustavy).

To potvrdilo předpoklad, že na průběh přídržných sil chytačů mají vliv torzní a chybové kmity hřídele vybuzené především téměř skokovou změnou zatížení hřídele od pružin jednotlivých chytačů.

2. Vliv momentu setrvačnosti chytače s držákem a předpětí pružiny chytače.

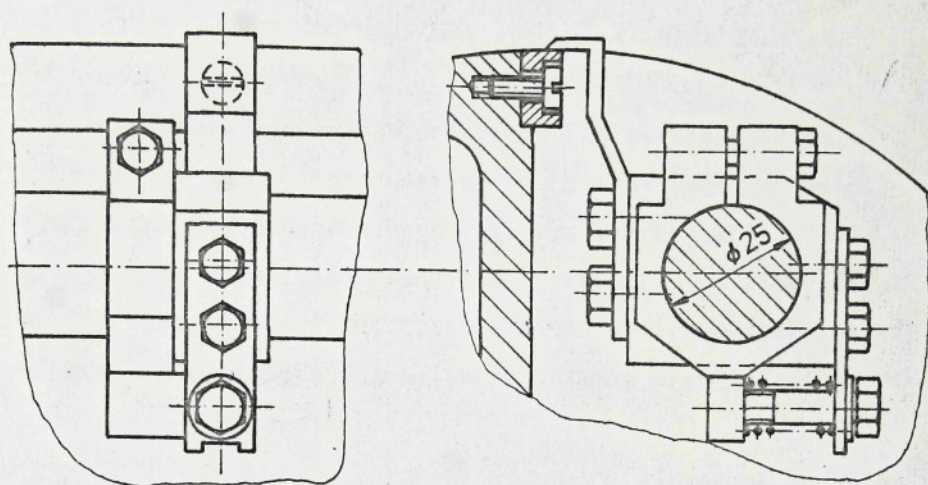
Moment setrvačnosti chytače a velikost předpětí pružiny chytače není možno chápat odděleně. Je-li voleno dostatečně velké předpětí pružiny, vykáže i poměrně hmotný chytač příznivé dynamické vlastnosti. Větší předpětí a tedy i větší zatížení hřídele chytačů se však v systému s plným počtem chytačů projeví tím, že vybudí intenzivní kmity hřídele. (Pokud tento není dostatečně dimensován).

3. Měření samotného chytače a jeho výsledky byly vzaty za základ při testování adekvátnosti zvoleného výpočtového modelu (viz kap. 5).

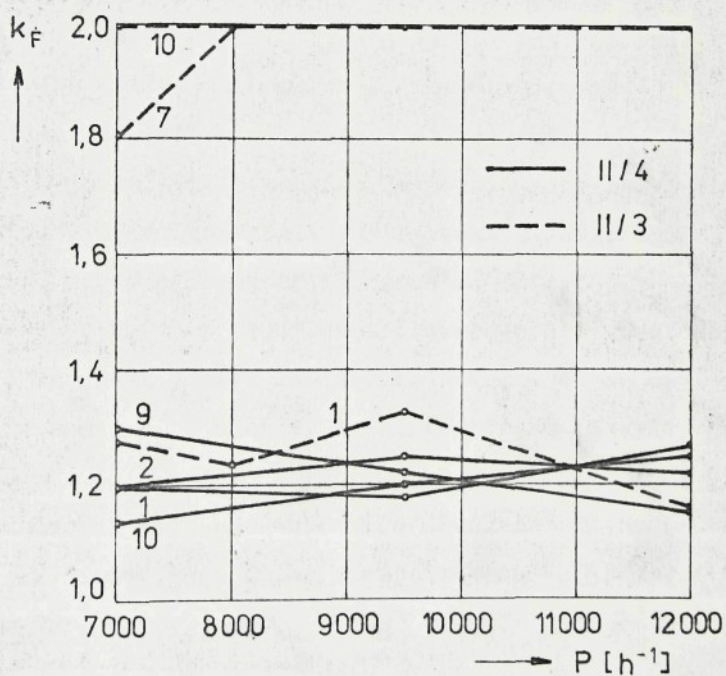
e) Měření chytačového systému se zesíleným průměrem hřídele -II/4

Měření byla provedena opět na zkušebním zařízení popsaném v kap. 6.2.1. Hřidel chytačů byl zesílen ze 17 na 25 mm a uložen na pěti podporách. U chytačové soustavy bylo zachováno geometrické uspořádání i ostatní určující parametry (I_c , F_0 , k_1 , k_2 , k_p) jako u alternativy II/3. Uspořádání chytačového systému v příčném řezu je na obr. 6.30.

V obr. 6.31 je vyhodnocen průběh F_c pro alternativu se zesíleným hřídelem II/4 (plnou čarou) a pro alternativu II/3 s původním průměrem hřídele (čárkovaně).



Obr. 6.30. Chytačový systém se zesíleným hřídelem



Obr. 6.31. Vyhodnocení průběhu přídržných sil - II/3, II/4

Chytačová soustava II/4 byla úmyslně navržena shodná se soustavou II/3. To umožňuje vyhodnotit vliv zesílení hřídele.

Výsledky měření potvrzují příznivý vliv zesílení hřídele. Zlepšení se projevilo především v docílení téměř shodného, příznivého průběhu přídržných sil u všech chytačů. Tužší hřídel dává kromě toho předpoklady pro užití vyššího předpětí pružin chytačů. Zesílení hřídele má za následek pouze nepatrné zvýšení dynamických sil (pohyb hřídele s objímkami je plynulý až do jeho zastavení).

6.3. Další poznatky z měření

a) Vliv seřízení chytačového systému

Předpis pro seřízení jednotlivých chytačů stanoví jejich současný dosed na dorazy. Při všech měřeních byla seřízení věnována maximální pozornost, neboť byl zjištěn významný vliv seřízení na průběh přídržných sil chytačů.

Měřením bylo prokázáno, že zvláště nepříznivě se projeví opožděný dosed chytače (ve srovnání s ostatními chytači) na doraz. Např. při měření konstrukční alternativy II/4 při výkonu 9500 h^{-1} byl druhý chytač zpožděn o 2° pootočení vačky. Toto zpoždění dosedu chytače na doraz mělo za následek změnu koeficientu k_F z hodnoty 1,2 (při přesném dosedu) na hodnotu 2,0.

Naopak bylo prokázáno, že předčasný dosed chytače na doraz má za následek spíše zlepšení průběhu přídržné síly.

b) Úsek držení tiskového archu

Po uzavření chytačů najede kladička vahadla na vnější kruhovou dráhu vačky a chytače by měly v této fázi vykazovat

konstantní přídržnou sílu.

Měření prokázala, že velikost přídržné síly se v této oblasti mění a to v souladu s odchylkami od kruhovitosti kruhové dráhy vačky. Měření byly prokázány odchylky od kruhovitosti u použitých vaček až cca 0,1 mm. Změny ve velikosti přídržné síly přitom činily 2 - 40% jmenovité přídržné síly. Takto výrazné kolísání přídržné síly je umožněno čepovým třením mezi držákem chytače a hřídelem chytačů. Dochází-li v ustáleném stavu k mikropohybu hřídele vlivem nekruhovitosti vačky, přenesení se tento pohyb zčásti přímo na držák chytače. Změna velikosti přídržné síly je pak závislá na ohybové tuhosti chytače, momentu čepového tření a velikosti odchylek od kruhovitosti příslušné části vačky.

Nepříznivě se projevuje i příliš hrubé opracování vnější kruhové dráhy vačky. Následkem toho kmitá velikost přídržné síly okolo jmenovité hodnoty. Amplituda kmitů roste s tuhostí chytače. I v tomto případě dochází k přenosu mikropohybu kladičky prostřednictvím čepového tření přímo na chytač.

K eliminaci těchto nepříznivých vlivů je zapotřebí provést vnější kruhovou dráhu vačky broušenou s minimálními odchylkami od kruhovitosti.

c) Otvírání chytačů

Pokles přídržné síly chytačů na nulu je plynulý. Výjimku tvoří případy, kdy z důvodů uvedených v odst. b) této kapitoly, je přídržná síla zvýšena účinkem momentu čepového tření. V tomto případě dojde nejprve k poklesu tohoto přírůstku přídržné síly a po krátké prodlevě k plynulému poklesu na nulovou hodnotu.

d) Opakovatelnost jednotlivých měření

Hodnoty p_f , p_{stat} , k_f uvedené v kap. 6 jsou zjištěny

vždy jako průměrné hodnoty ze tří a více měření. Výsledky jednotlivých měření byly při nezměněných podmínkách měření prakticky shodné. Výjimku v tomto směru činila měření s vačkou A (viz kap. 6.1), kde rozptýl naměřených hodnot byl větší.

6.4. Závěr

V rámci experimentálního výzkumu dynamických vlastností chytačových systémů byly hodnoceny systémy používané na stroji AD 724 (alternativa I/O, II/O).

Provedená měření prokázala, že chytačový systém používaný u tlakového válce první tiskové jednotky (I/O) je příliš poddajný. V důsledku toho není zaručeno při předání společné držení archu při maximálních přídržných silách předávajících si chytačů a kromě toho dochází ke značným posuvům chytačů po dorazech. Velikost těchto posuvů je značně závislá na výkonu stroje.

Vlastnosti chytačového systému tlakového válce druhé tiskové jednotky jsou zcela odlišné. Tyto typy chytačů jsou vzhledem ke svému geometrickému uspořádání (místo vetknutí chytače) velmi citlivé na torzní a ohybové kmity hřídele chytačů. Průběh přídržné síly již při výkonu 6000 h^{-1} nedává předpoklady pro přesné předání. ($k_p = 1,85$). Naproti tomu se tyto chytače vyznačují prakticky nulovými posuvy chytačů po dorazech.

Po rozboru výsledků jednotlivých měření byly postupně navrhovány a odzkoušeny nové typy chytačových soustav. Nově navržené chytačové soustavy mají zvýšenou tuhost chytačů a hřídele chytačů a snížený moment setrvačnosti chytače s držákem. Dynamické vlastnosti jsou podstatně lepší než u soustav původních. Koeficient k_p se pohybuje v mezích 1,2 - 1,4 v roz-

sahu výkonů 7 000 až 12 000 h⁻¹. Posuvy po dorazech jsou minimální a téměř nezávislé na výkonu stroje.

Přestože bylo dosaženo výrazného zlepšení dynamických vlastností, nelze označit uvedené soustavy za optimální. Nebyl zde např. dosud eliminován vliv vále v uložení držáku chytače, systémy I nebyly měřeny se zesíleným průměrem hřídele chytačů. To představuje mj. ještě další možnosti ke zlepšení dynamických vlastností chytačových soustav.

Výsledky prováděného experimentálního výzkumu lze zobecnit do následujících poznatků a požadavků na konstrukci chytačových systémů:

1. Chytačová soustava musí být dostatečně tuhá, aby bylo možné dosáhnout určité hodnoty úhlu společného držení archu při jmenovitých přídržných silách chytačů.
2. Dynamické vlastnosti samotného chytače, jehož pohyb je řízen nekreslenou zdvihovou závislostí vačky, musí zajistit co nejlepší průběh přídržné síly ($k_F \rightarrow 1$).
3. Chytač umístěný u hnací vačky (tj. v místě minimálních ohybových a torzních kmitů hřídele chytačů) vykazuje přibližně shodné dynamické vlastnosti jako soustava s jedním chytačem.
4. Všechny chytače musí vykazovat přibližně stejné dynamické vlastnosti bez ohledu na jejich umístění nahřídeli chytačů. Podmínkou pro splnění tohoto požadavku je dostatečně ohybově i torzně tuhý chytačový hřídel.
5. Chytačový systém musí být přesně seřízen, tj. musí být zaručen současný dosed všech chytačů na dorazy.
6. Volbu tuhosti chytačů, momentu setrvačnosti chytače s držákem a pružiny chytače je nutno posuzovat komplexně v souvislosti s geometrickým uspořádáním, tuhosti hřídele chytačů, součinitelů smykového tření atd. Jednoznačně lze doporučit

vůli maximální ohybové a torzní tuhosti hřídele chytačů. Volbu ostatních parametrů lze určit optimalizací skutečného nebo výpočtového modelu samotného chytače.

7. Většina měření byla provedena bez tiskového archu. Dynamické vlastnosti soustavy při vloženém papíru mezi dorazy a chytače se příliš nezmění. Dochází zřejmě k vyrovnání vlivu zvýšeného tlumení a zvýšené dopadové rychlosti chytačů na dorazy.
8. Zdvihová závislost vačky řídící pohyb chytačů musí mít plynulý průběh zrychlení s minimální maximální hodnotou zrychlení.
9. Vačková dráha musí být po celém obvodu broušena a na vnější kruhové dráze (chytače uzavřeny) musí vykazovat minimální odchylky od kruhovitosti.
10. Pružina přitlačující vahadlo s kladičkou k vačce musí zajistit stálý styk kladičky s vačkovou drahou.

Dynamické vlastnosti chytačových systémů mají s rostoucími výkony tiskových strojů stále větší význam. Jejich zjištění je možné prakticky pouze experimentálními metodami.

Navržená metodika měření časového průběhu přídržných sil chytačů a jejich posuvů po dorazech se osvědčila. Výsledky lze použít k objektivnímu hodnocení chytačových systémů a k návrhu nových systémů, které dávají předpoklady pro přesnou funkci v požadovaném rozsahu výkonu stroje.

7.0. SHRNUÍÍ A ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

V předchozích kapitolách je proveden obšírný rozbor problematiky chytačových systémů. Nejdůležitější výsledky uvedené v jednotlivých dílčích závěrech jsou shrnuty v následující části.

V kapitole 3 je popsán princip předání tiskového archu mezi dvěma rotujícími válci a dva základní principy chytačových systémů. Je navržena metodika volby geometrického uspořádání s využitím grafické pomůcky pro stanovení polohy osy hřídele chytačů. Dále je navržen postup při návrhu zdvihové závislosti vačky chytačů. Její návrh vychází z tzv. mezní zdvihové závislosti, která je zpracována pro otvírání a zavírání chytačů. Značný rozsah je věnován problematice volby úhlu společného držení archu. V kap. 3.7 je proveden podrobný rozbor deformací tiskového archu, vznikajících v důsledku společného držení archu a je uveden způsob snížení těchto deformací vhodnou volbou polohy dorazů. To umožňuje volit větší úhel společného držení archu. Celá tato část je doložena grafickým zpracováním výsledků.

V kap. 4 je proveden výčet konstrukčních faktorů, které ovlivňují přesnost transportu tiskového archu strojem. Po rozboru těchto faktorů jsou uvedeny návrhy na eliminování jejich nepříznivých vlivů. Je rozebrán a řešen vliv geometrického uspořádání, vřlů, deformací jednotlivých členů chytačového systému, pasivních odporů a vliv umístění pružin chytačů. Výsledky lze shrnout:

1. Chytačový systém by měl být navržen co nejužší.
2. Vhodným konstrukčním řešením je možné eliminovat vliv radiálních vřlů v uložení.

3. Pružiny chytačů zařazené seriově do náhonu chytačů dávají lepší předpoklady pro přesnou funkci chytačového systému, než pružiny zařazené paralelně.

V kap. 5 a 6 je proveden teoretický a experimentální výzkum dynamických vlastností chytačových soustav. Dynamické vlastnosti jsou hodnoceny především podle průběhu přídržné síly chytačů a podle velikosti posuvů chytačů po dorazech. Výzkum je aplikován na chytačové soustavy tlakových válců tiskového stroje AD 724. Výsledkem jsou nově navržené chytačové systémy, které vykazují podstatně lepší vlastnosti, než systémy původní a dávají předpoklady pro přesnou funkci do výkonu stroje $12\ 000\ h^{-1}$. Zobecněné výsledky měření jsou uvedeny v kap. 6.4.

Navržená měření pro hodnocení chytačových systémů se plně osvědčila. Na základě těchto měření lze jednoznačně zhodnotit předpoklady chytačového systému pro splnění požadavků klade-
ných na jeho funkci.

Pro racionální postup při optimalizaci chytačových systémů (z hlediska jejich dynamických vlastností) lze doporučit kombinaci experimentálního a teoretického výzkumu. Při optimalizaci je vhodné vyjít z měření předběžně navrženého chytače, v jehož konstrukčním provedení jsou respektována všechna doporučení uvedená v kap. 3,4. Matematický model přizpůsobit vhodnou volbou f , f_c tak, až výsledky jeho řešení odpovídají výsledkům experimentálně získaného průběhu F_c . Dále je možno provést vlastní optimalizaci s použitím upraveného matematického modelu. Přitom je nutno dodržet:

- minimální hodnotu F_c stanovenou ze zatížení tiskového archu,
- minimální hodnotu tuhosti chytače (viz dále bod 4).

Výsledky provedené optimalizace lze opět ověřit měřením.

Pro návrh chytačového systému lze doporučit následující postup:

1. Volba geometrického uspořádání - umístění hřídele chytačů.
2. S ohledem na prostorové uspořádání volit co nejtužší hřídel chytačů.
3. Navrhnout polohu dorazů a stanovit přípustný úhel společného držení archu.
4. S ohledem na požadovaný úhel společného držení archu při jmenovitých hodnotách přídržných sil určit minimální ohybovou tuhost chytačů. (Tuhost zadní části chytače k_1 volit co nejvyšší).
5. Návrh zdvihové závislosti vačky.
6. Provedení optimalizace jediného chytače s ohledem na dynamické vlastnosti.
7. Konstrukčním řešením respektovat všechny zásady uvedené v kap. 4.
8. Ověření navržené alternativy měřením.

Chytačový systém je posuzován z mnoha hledisek. Při volbě některých konstrukčních parametrů je nutno vzhledem k protichůdným požadavkům (plynoucím z různých hledisek hodnocení) volit kompromisní řešení. To komplikuje návrh natolik, že se předpokládá použití výše uvedeného postupu v řadě syntetizujících a analyzujících kroků.

Neřešenou problematikou, která se již vymyká rozsahu práce, je volba:

- minimální hodnoty přídržné síly, kterou je možné stanovit na základě znalostí zatížení tiskového archu od kohezních a adhesních sil vznikajících v tiskovém procesu,
- minimální hodnoty délky činné plochy chytačů,
- maximálních přípustných deformací přední hrany archu.

8.0. ZÁVĚR

Předložená kandidátská disertační práce je příspěvkem k řešení chytačových systému archových tiskových strojů. Tyto systémy přímo ovlivňují dosaženou kvalitu a vzhledem ke své velmi náročné funkci se stávají jedním z limitujících faktorů výkonu tiskových strojů.

Cíle vytyčené v úvodu práce byly splněny. Řada dosažených výsledků již byla prakticky využita Adamovskými strojírnami, n.p. Adamov, při inovaci stroje AD 724. Podklady potřebné pro konstrukci chytačových systémů byly získány na základě teoretických rozborů a provedených měření. Měření, která dosud nebyla v ČSSR provedena, poskytla objektivní informace o chování chytačových soustav v dynamických podmínkách a jejich výsledky spolu s výsledky teoretických rozborů a při využití navrženého matematického modelu umožňují racionální optimalizaci nově navrhovaných chytačových systémů.

Řešení chytačových systémů pro moderní výkonné tiskové stroje již není možné provést pouze na základě konstruktérské rutiny a intuice. Racionalizace v konstrukci těchto strojů, na které jsou kladeny mimořádně vysoké požadavky, si vyžaduje použití těch nejprogresivnějších prostředků, jako jsou samočinné počítače, měření na speciálních zkušebních zařízeních apod.

Využití výsledků předložené práce vytváří předpoklady pro zvýšení kvalitativních parametrů tiskových strojů vyráběných v ČSSR. To dává předpoklady pro uplatnění v zahraniční konkurenci a upevnění významného postavení československého strojírenského průmyslu v exportu maloformátových tiskových strojů.

LITERATURA

- /1/ ANĐEL, V.-DRAPÁK, R.-BENEŠ, Š.-FENCL, D.: Výzkum dynamického chování tiskové jednotky ofsetového stroje ADAST DOMINANT 724 - I. /Výzkumná zpráva KST 75-02/. Liberec, VŠST 1975.
- /2/ ANĐEL, V.-BENEŠ, Š.-DRAPÁK, R.-FENCL, D.: Výzkum dynamického chování tiskové jednotky stroje ADAST DOMINANT 724 - II. /Výzkumná zpráva KST 75-05/. Liberec, VŠST 1975.
- /3/ ANĐEL, V.-DRAPÁK, R.: Dynamika vysoce výkonných archových ofsetových strojů. /Výzkumná zpráva KST 75-19/. Liberec, VŠST 1975.
- /4/ ANĐEL, V.-DRAPÁK, R.-FENCL, D.: Měření upravených chapačových systémů stroje AD 724. /Výzkumná zpráva KST 76-18/. Liberec, VŠST 1976.
- /5/ ANĐEL, V.,-DRAPÁK, R.: Chapačové systémy. /Výzkumná zpráva KST 76-25/. Liberec, VŠST 1976.
- /6/ ANĐEL, V.: Chapačové systémy ofsetových tiskových strojů. /Písemná část odborné zkoušky kandidátského minima/. Liberec, VŠST 1976.
- /7/ BRIER, W.: Bogenübergabe an Bogenrotations-maschinen. In: Konference o nových poznatcích v konstrukci tiskových strojů. Liberec, VŠST 1974.
- /8/ BENEŠ, Š.: Dynamické poměry v systému náhonu archových ofsetových tiskových strojů. /Kandidátská disertační práce/. Liberec, VŠST 1976.
- /9/ DOLNÍK, J.-PAŘÍK, J.-ŠIMEK, E.: Problematika soutisku archových rotačních tiskových strojů. In: Konference o nových poznatcích v konstrukci tiskových strojů. Liberec, VŠST 1974.
- /10/ HENKENHALF, H.: Probleme des bogenlaufs bei Mehrfarben - Bogenoffsetdruckmaschinen. In: Konference o nových poznatcích

v konstrukci tiskových strojů. Liberec, VŠST 1974.

- /11/ HORÁK, J.: Dynamika chapačových systémů tlakových válců stroje AD 724./Diplomová práce/.Liberec, VŠST 1977.
- /12/ KRYLOV, V. J. - BOBKOV, V. V. - MONASTIRNYJ, P. J.: Vyčíslovitelnye metody vyššejšej matematiki. Minsk, Vyššejšaja škola 1975.
- /13/ LIKEŠ, J.: Navrhování průmyslových experimentů. Praha, SNTL 1968.
- /14/ NEKVINDA, M. - ŠRUBAŘ, J. - VILD, J.: Úvod do numerické matematiky. Praha, SNTL 1976.
- /15/ PETRU, K.: Vačkové mechanismy pro výrobní stroje. Praha, SNTL, 1962.
- /16/ REKTORYS, K.: Přehled užití matematiky. Praha, SNTL 1968.
- /17/ SÍGL, F.: Konstrukce zpracovatelských strojů. Praha, ČVUT 1969.
- /18/ ŠIMEK, E.: Untersuchung zum Verhalten des Papierbogens in mechanischen Bogengreifern. /Diplomová práce/. Karl-Marx-Stadt, Technische Hochschule 1969.
- /19/ TIMEŠENKO, Š.: Kmitání ve strojnictví. Praha, SNTL, 1960.
- /20/ ŠNEJDR, V.: Způsob hodnocení jakosti tisku. In: Konference o nových poznatcích v konstrukci tiskových strojů. Liberec, VŠST 1974.
- /21/ TJURIN, A. A.: Pečatnyje mašiny. Moskva, Izd. Kniga, 1965.
- /22/ TRÁNKNER, G.: Taschenbuch Maschinenabau 3/II. Berlin, VT 1968.