

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI
NOSITELKA ŘÁDU PRÁCE
FAKULTA TEXTILNÍ

Ing. František E g r t

HYDRAULICKO-MECHANICKÝ PŘÍRAZOVÝ SYSTÉM
TKACÍHO STROJE

Kandidátská disertační práce

Vědní obor : 23 - 03 - 9

Stavba výrobních strojů
a zařízení textilního
průmyslu

Liberec, duben 1983

Předmluva

Předložená práce vznikla pokračováním základních výzkumných prací řešení Státního úkolu plánu technického rozvoje P14 - 333 - 241/02-E02 s názvem: "Nekonvenční kombinované mechanismy uplatněné ve stavbě textilních strojů" z období 1976-1980, od roku 1981 pak řešením úkolu A10-124-101/07 - E07 s názvem "Aplikace nekonvenčních mechanismů v textilních strojích.

Na katedře mechanizace a automatizace výrobních strojů ČVUT (koordinátora státního úkolu) vznikly první patenty a návrhy dvoj a vícefázové hydrauliky, byly realizovány hydraulické obvody, řešen výzkum a navrženy první aplikace.

Na katedře textilních a oděvních strojů VŠST v Liberci se přistoupilo k uplatnění třífázového hydraulického obvodu pro pohon tkacího stroje, posléze dvojfázového hydraulického obvodu k pohonu kombinovaného hydraulicko-mechanického systému pro pohon bidlenu tkacího stroje.

Konstrukčně byl navržen kombinovaný systém jako koncepčně nový prvek ve stavbě textilních strojů, zejména tkacích strojů, který byl aplikován na hydraulickém tkacím stroji ENSHU.

V práci jsou formulovány některé otázky použití sledovaného systému teoretické, experimentální a praktické povahy, nutné pro exploataci systémů při stavbě textilních strojů, zejména tkacích. Proto jsou v práci současně sledovány textilně technologické požadavky na stavbu přírazového mechanismu i ze širších hledisek.

Práce si klade za cíl komplexněji posoudit kombinovaný hydraulicko-mechanický systém v aplikaci přírazového mechanismu vybraného tkacího stroje a zobecnit charakteristiky takového systému pro širší použití ve stavbě strojů zpracovatelského průmyslu.

Předložená práce byla řešena v rámci externí vědecké aspirantury na Vysoké škole strojní a textilní v Liberci v období 1980-82, rukopis ukončen v březnu 1983.

Předmluva	2
OBSAH	3
Seznam označení nejdůležitějších proměnných a konstant	5
1. ÚVOD	7
1.1 Přehled o současném řešení přírazových mechanismů tkacích strojů	9
1.2 Hydraulické prvky v mechanických sousta- vách u textilních strojů	18
1.3 Cíl disertace	24
2. PŘÍRAZOVÝ MECHANISMUS HYDRAULICKÉHO TKACÍHO STROJE	26
3. STRUKTURÁLNÍ OTÁZKY MECHANISMŮ S HYDRAULICKÝMI ČLENY V APLIKACI PŘÍRAZOVÉHO MECHANISMU	31
3.1 Vznik kombinovaných mechanismů	31
3.2 Dispoziční a konstrukční řešení pohonu bidlenu s použitím hydraulicko-mechanic- kého systému	35
3.3 Řízení kombinovaných mechanismů	44
3.4 Metoda strukturální syntézy k získání va- riant kombinovaných mechanismů	56
4. TEORETICKÝ ROZBOR KOMBINOVANÉHO HYDRAULICKO- -MECHANICKÉHO SYSTÉMU POHONU BIDLENU	65
4.1 Teoretický rozbor idealizovaného kombi- novaného přírazového mechanismu	66
4.2 Teoretický rozbor dvojfázového hydraulic- kého mechanismu se střídavým proudem ka- paliny	73
4.3 Možnosti použití "analogií" k řešení kombinovaných mechanismů	80
5. MODELOVÁNÍ KOMBINOVANÉHO HYDRAULICKO-MECHA- NICKÉHO SYSTÉMU POHONU BIDLENU TKACÍHO STROJE	89

5.1 Matematický model kombinovaného hydraulicko-mechanického systému pohonu bidlenu	91
5.2 Modelování a řešení výpočtů na analogovém počítači	108
6. EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ KOMBINOVANÉHO HYDRAULICKO-MECHANICKÉHO SYSTÉMU POHONU BIDLENU TKACÍHO STROJE	120
6.1 Použitá literatura	121
6.2 Výsledky experimentálních měření	127
7. SHRNUTÍ A ROZBOR ZÍSKANÝCH VÝSLEDKŮ	138
8. ZÁVĚR	143
Seznam použité literatury	146
Přílohy	150

Seznam označení nejdůležitějších proměnných a konstant

Mechanismy s tuhými členy:

m	hmotnost		[kg]
x, l	výchylka		[m]
$\dot{x} (v)$	rychlost		[m s ⁻¹]
$\ddot{x} (a)$	zrychlení		[m s ⁻²]
c	konstanta tuhosti		[N/m]
F, S	síla		[N]
$\mathcal{R}$	součinitel viskozního odporu		[Nm ⁻¹ s]
D	dynamická síla		[N]
O	odporová síla		[N]
F_{red}	redukováná síla		[N]
M	moment silové dvojice		[Nm]
I	hmotný moment setrvačnosti		[kgm ²]
φ	úhlová výchylka		[rad]
$\dot{\varphi}(\omega)$	úhlová rychlost		[s ⁻¹]
$\ddot{\varphi}(\varepsilon)$	úhlové zrychlení		[s ⁻²]
N	tlumicí frekvence		[s ⁻¹]
i, j, k	indexy členů		

Elektrické prvky a symboly:

I_e, i_e	elektrický proud		[A]
R_e	odpor		[Ω]
C_e	kapacita		[F]
U_e	napětí		[V]
L_e	indukčnost		[H]
u	okamžité napětí		[V]
Q_e	elektrický náboj		[C]

Hydraulické mechanismy:

S, f	plocha		[m ²]
V	objem		[m ³]

v	 rychlost	$[m\ s^{-1}]$
t	 čas	$[s]$
x, y	 výchylka	$[m]$
Ω	 vlastní frekvence	$[s^{-1}]$
Q_n, q_n	 hydraulický proud	$[m^3\ s^{-1}]$
L_n	 indukčnost (pohyblivost)	$[N\ m\ s^{-2}]$
G_n	 evodová propustnost	$[N\ m\ s^{-1}]$
C_n	 hydraulická kapacita	$[N\ m^5]$
C_{on}	 střední hydraulická kapacita ...	$[N\ m^5]$
D_n	 odpor proti deformaci	$[N\ m^{-5}]$
H	 odpor proti zrychlení	$[N\ m^{-5}\ s^2]$
R_n	 odpor proti pohybu kapaliny	$[N\ m\ s^{-5}]$
K	 objemový modul pružnosti kapa- lity	$[N\ m^{-2}]$
γ	 kinematická viskozita	$[m^2\ s^{-1}]$
ϱ	 měrná hmotnost	$[kg\ m^{-3}]$
p	 hydraulický tlak	$[MPa]$
G, M, V	 index hydrogenerátoru, motoru, vedení	

1. ÚVOD

V současné etapě rozvoje naší socialistické společnosti vystupují do popředí nové úkoly, výtýčené XVI. sjezdem KSČ. Strojírenství je jedním z nejostřeji sledovaných a nejprogresivnějších oborů našeho národního hospodářství. Stejně pozornosti si zaslouhuje i textilní strojírenství, neboť výzkum, vývoj a inovace strojního parku, mechanizace a automatizace, uplatnění měřicí techniky jsou životní potřebou rozvoje našeho textilního průmyslu. Plné využití vědeckotechnického pokroku se stává jedinou možnou cestou, zabezpečující trvalý a progresivní rozvoj ekonomiky, a tím rozvoje výrobní základny našeho průmyslu.

"Jedině na základě uplatnění vědy a techniky je možné rozvíjet nejprogresivnější obory, elektrotechniku a mikroelektroniku, komplexní mechanizaci a automatizaci, odstraňovat namáhavou fyzickou práci, rozšiřovat pokrokové technologie, zdokonalovat řízení a organizaci práce. Řešení těchto úkolů - jak jsme hluboce přesvědčeni - se stane pro naše vězkumníky, konstruktéry, celou vědeckou a technickou inteligenci, věci jejich hrdosti a občanské cti" - zdůraznil ve zprávě o činnosti na XVI. sjezdu KSČ soudruh Gustáv Husák [1].

Programem v uvedeném směru jsou závěry XVI. sjezdu KSČ: "Hlavní směry hospodářského a sociálního rozvoje ČSSR na léta 1981-1985". Ve Směrnících sjezdu je mimo jiné uvedeno: "Základním článkem rozvoje národního hospodářství zůstává strojírenství a elektrotechnika. Jejich vliv na prosazování vědeckotechnického pokroku a růst exportní výkonnosti musí být v příštím období mnohem výraznější, než tomu bylo v šesté pětiletce, to znamená, že se musí podstatněji zvýšit kvalita a technická úroveň výrobků a prodejnost zboží na zahraničních trzích".

Vnitřní a vnější podmínky rozvoje ekonomiky státu si vynucují rozvoj nových programů národního hospodářství, zvyšování parametrů a užitných vlastností strojů a zařízení při využívání nových progresivních prvků, vyšší uplatnění unifikace a specializace výroby a v neposlední řadě rozvoj automatizovaných strojů a linek.

Rozvoj progresivních kompletačních prvků strojírenské výroby povede k rozvoji automatizace a mechanizace ve výrobě, rozvoji průmyslových robotů a ucelených výrobních procesů a linek [2].

Na výsledcích úspěšného rozvoje národního hospodářství se podílí významně i textilní průmysl, jeho součástí zpracovatelského odvětví. Rozvoj výroby textilního průmyslu zahrnují Směrnice XVI. sjezdu KSČ.

Osou rozvoje textilního strojírenství jsou úkoly, zakotvené v nosných programech se zaváděním a rozšiřováním progresivních technologií a výrobků, jako jsou stroje nové generace: bezvřetenového předení a víceprošlupní tkací techniky.

Význam textilního strojírenství a jeho postavení v rámci národního hospodářství je vzhledem k ostré konkurenci na světovém trhu nutno prohlubovat uplatňováním nových vědeckých poznatků a progresivních prvků k posílení exportních schopností textilních strojů.

Jedním z progresivních směrů ve strojírenství je uplatňování nekonvenčních mechanismů, které mohou plnit vyšší úkoly (dosažení požadovaných kvantitativních a kvalitativních ukazatelů), nebo nových prvků, mezi něž patří elektronika a hydraulika s možností řízení hlavních funkcí strojů při zajištění unifikace strojních uzlů a mechanismů. Tyto prvky jsou jedním z kompletačních částí a skupin, které ve stále větší míře nacházejí uplatnění ve strojírenské výrobě; je možné je tedy uplatnit obecně i v oblasti textilního strojírenství. V neposlední řadě mezi ně patří kombinace tradičních mechanismů s mechanismy hydraulickými, tedy kombinované hydraulicko-mechanické systémy. Na ně se proto předložené práce zaměřuje.

1.1 Přehled o současném řešení přírazových mechanismů tkacích strojů

Přírazový mechanismus tkacího stroje je jedním z hlavních funkčních mechanismů, který spolu s prošlupním a prohozním mechanismem, osnovním a zbožíovým regulátorem ve výrobním procesu (tkací technologii) vytváří tkaninu jako plošnou textilii.

Při diskontinuálním technologickém procesu tkaní se provádí dvě soustavy nití, křížící se obvykle pod úhlem 90° . Soustava paralelních podélných nití je osnovní soustavou, příčně se do ní vkládá (prohazuje) ve směru kolmém útková niť a obě se pod účinkem silových poměrů při dané vazbě fixují za účinku přírazového mechanismu a obou regulátorů tkacího stroje.

Přírazový mechanismus je tedy jedním z hlavních uzlů tkacího stroje, který má podstatný vliv na vytvoření struktury tkaniny, tzn. na prostorové uspořádání nití ve vazbě, vyplývající ze silových poměrů obou soustav nití při daném způsobu jeho vytvoření.

Stěžejním parametrem posuzování kvality tkacího procesu na tkacím stroji je jeho setkatelnost, tj. maximální dosažitelná dostava tkaniny. Setkatelnost má zvláštní význam při tkaní hustých dostav, zatkávání těžkých útků u technických (průmyslových) tkanin, případně u pomaloběžných širokých tkacích strojů. Závisí na fyzikálně mechanických vlastnostech materiálu osnovních a útkových vláken, geometrii tkaniny (vazbě) a na charakteru zatěžování, tj. geometrii a síle přírazu a prohozu útku.

Dynamika přírazového mechanismu je tedy limitujícím faktorem tvorby tkaniny na jednodušších tkacích strojích i z hlediska rychloběžnosti stroje.

Přírazový mechanismus zajišťuje z hlediska technologie tvorby tkaniny v nejširším slova smyslu definovaný pohyb v závislosti na pootočení hlavního hřídele tkacího stroje, tedy v návaznosti na pohyb ostatních mechanismů, a je určen těmito požadavky:

- 1) zajištění klidové polohy paprsku v oblasti zadní krajní po-

lohy vyplývá z požadavku dostatečného prostoru v prošlupu pro pohyb zanašeče po celou dobu jeho průletu osnovou;

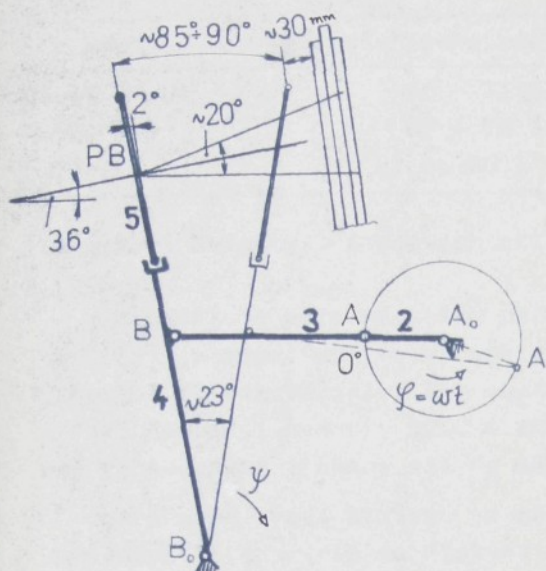
- 2) zajištění dopravy útku z prohozní polohy do přírazné polohy;
- 3) zajištění přírazné práce paprsku pro dosažení kvalitního přírazu. Paprsek jako nedílná součást hnaného přírazového mechanismu koná vratný pohyb a jeho dráha je funkcí úhlu pootočení hlavního hřídele. Jako nástroj má paprsek níže uvedené funkce, které je možno přiřadit k požadavkům kladeným na mechanismus;
- 4) vede osnovní nitě, přičemž musí během svého pohybu umožnit průchod zesílených míst a uzlíků;
- 5) paprsek musí být ve směru osnovy dostatečně tuhý, neboť to má vliv na kvalitu tkaniny. Při poddajném paprsku by totiž nebylo možné dosáhnout plné hustoty tkaniny a při rozběhu či brzdění by vznikaly v tkanině pruhy.

V rámci kruhového diagramu tkacího stroje jsou definovány klidový (prohozní) úhel φ_p s přiřazenou výchylkou $\Delta\varphi$ pohybu hnaného členu (bidlenu) přírazového mechanismu k zajištění prohozu útku a úhel φ_{max} výchylky bidlenu odpovídající velikosti prohozního elementu, popřípadě prostoru u bezčlunkových tkacích strojů.

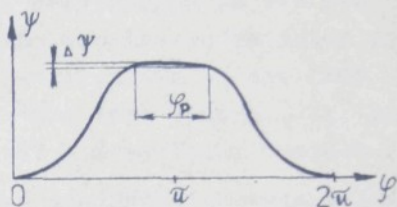
Na obr. 1.1 je zakreslen čtyřčlenný přírazový mechanismus, kde člen 2 představuje kliku - hlavní hřídel tkacího stroje, táhlice 3 ojnice a vahadlo 4 bidlenu, jehož pracovním orgánem je paprsek 5, konající kývavý pohyb. Přírazný bod PB je místem krajní (nulové) polohy pootočení hlavního hřídele.

Zdvihová závislost přírazového mechanismu podle obr. 1.1 je zakreslena na obr. 1.2. Zdvihovou závislostí se rozumí funkce $\varphi = f(\varphi)$.

Účinky přírazového mechanismu jsou ovlivněny řadou faktorů, jako jsou např. hmotové parametry jednotlivých členů kinematického řetězce, a dále tuhostí členů, vůlemi, tuhostí paprsku, rámu atp. Bidlen s paprskem se v nejvyšší míře podílí na



Obr. 1.1 Geometrické parametry čtyřčlenného přirazového mechanismu



Obr. 1.2 Zdvihová závislost pohybu bidlenu

hmotném momentu setrvačnosti přirazového mechanismu, přičemž se jeho hodnota na různých typech strojů příliš neliší.

Dosažení dynamických účinků bidlenu je dáno dynamikou celého přirazového mechanismu vzhledem ke skutečnosti, že bidlen je součástí "vázaného" mechanismu. Z tohoto hlediska může být například tečné zrychlení ve středu paprsku do jisté míry měřítkem pro odhad dynamických účinků bidlenu pro tvorbu tkaniny.

Paprsek, který je v přímém styku s osnovními a útkovými nitěmi a zajišťuje tvorbu tkaniny, překonává odpory osnovních nití, které se rozevírají před vnikajícím útkem, dále pak odpory tření útku při jeho pohybu v osnově, případně dalším, přičemž počátek odporových sil je dán místem, kde překřížené osnovní nitě začínají ovlivňovat pohyb útku. Maximální přirazná síla je dosažena v krajní - přirazné - poloze a dosahuje hodnoty uvedené v tabulce 1.1.

Průmysl	% Brierleyho hustota	Přirazové síly [N/m]
bavlnářský	60 ÷ 75 %	2000 ÷ 2100
vlnářský	83 ÷ 85 %	3500
lnářský	do 80 %	3000

Tabulka 11 Hodnoty přirazových sil

Na základě porovnávacích měření prováděných ve VVO ZVS v Brně [3] je zapotřebí ve výrobě daného sortimentu zajistit požadované přirazové síly. Tak například tryskové stroje P105 a P125 dosahují hodnoty 1250 ÷ 1400 [N/m šíře tkaniny] tj. mohou zpracovávat tkaniny asi do 65 ÷ 67 % Brierleyho hustoty.

Přirazná práce bidlenu je zčásti zmařena tahovými silami osnovních nití a vratným efektem tkaniny. Přirazové mechanismy musí tedy předat tkanině dostatečný silový impuls, aby byly kryty ztráty při tkacím procesu; současně ztráta na hybnosti mechanismu nesmí být příliš veliká, aby nedocházelo k nežádoucí nerovnoměrnosti chodu stroje. Přirazový mechanismus zajišťuje zdvihovou závislost pohybu bidlenu na pootočení hlavního hřídele v závislosti na typu a geometrickým parametřům členů kinematického řetězce. Všeobecně se používá mechanismů, které jsou konstruovány jako tuhé systémy různého provedení [4].

Konstrukce přirazových mechanismů vyplývá z jejich použití pro jednotlivé typy tkacích strojů (člunkových, jehlových, skřipcových nebo tryskových), tj. v souladu s použitím prohozného systému.

Pohyb bidlenů je realizován v současné době: kloubovými mechanismy s tuhými členy na tkacích strojích těchto typů:

- a) 3 členné (vačkové) OK, STB, JETTIS,
4 členné (kloubové) Utas, H,
6 členné (kloubové) P,
vícečlennými mechanismy (jsou realizovány pouze v návrzích).
ostatními typy mechanismů:
- b) kombinované systémy (hydraulické a mechanické prvky),
elektromagnetické systémy.

Výhodou použití mechanismů vačkových je realizace "přesných" zdvihových závislostí včetně dosažení relativně největších klidových úhlů v prohozní poloze, kdy je možné prohozní mechanismus umístit na rám stroje, avšak při vysoké náročnosti na přesnost výroby, a tím vysoké ekonomické nároky proti méně náročné výrobě kloubových mechanismů.

Využití klidových mechanismů s sebou nese značné výhody například u tryskových a akřipcových strojů, u kterých je možné umístit prohozní mechanismus na rám stroje, a tím snížit hmotnost bidlenu. Tyto faktory pak značně ovlivňují konstrukci přírazového mechanismu - sníží jeho namáhání satrvačnými silami; mechanismus může být lehčí konstrukce.

Bidlenný mechanismus patří mezi nejstarší mechanismy automatického tkacího stavu, přičemž principy mechanismů užívané nyní u sériově vyráběných jednoprosákových rovinných tkacích strojů byly vesměs patentovány už v minulém století [5]-[8].

Nejstaršími mechanismy pro příraz útku ke tkanině byly mechanismy vačkové. Nejstarší verzi tkacího stroje lze připsat v letech : 1452 - 1519 Leonardu de Vincimu, 1678 Gounesovi a r. 1785 Edmundu Cartwrightovi. Žádný z těchto strojů nebyl realizován.

Stejného typu pohonu použil v roce 1836 Louis Schönherr.

Pohon bidlenu uzavřenou vačkou byl patentován v uspořádání, v němž vačka poháněla paralelogram, k jehož téhlici byl připevněn paprsek v roce 1848 (Eccles a Bradhaw).

Přímý pohon bidlenu s kývavým pohybem s náhonem od uzavřené drážkové vačky byl patentován v roce 1853 Barlowem a Lettle.

Nejstarším kloubovým mechanismem byl šestičlenný rovinný mechanismus Marslandův, tvořený dvěma čtyřkloubovými mechanismy v sérii z roku 1806.

Tento mechanismus realizoval přibližné zastavení hnaného členu, čehož bylo využito u tkacího stroje v oblasti prohozu útku. K patentování byl podán čtyřkloubový přírazový mechanismus 1853 (Barlow a Lettle).

Do dnešní doby bylo patentováno mnoho dalších přírazových mechanismů, ale jen málokterého se dá využít pro současné požadavky. Starší návrhy využívají pro příraz útku v podstatě těchto metod:

- a) příraz útku člunkem
- b) příraz útku individuálně výkyvnými třtinami, které v zadní úvrati tvoří člunkovou dráhu 1887 ... Sauter
- c) příraz útku segmentovými paprsky
- d) příraz útku kmitavým pohybem paprsku tvaru mezikruží 1893 ... Wassermann
- e) příraz útku ožehleným kotoučem.

Snaha o rozšíření oblasti požadavků na chování bidlenu, případně zúžení požadavků (a to ve speciálních případech) vede k hledání nových druhů pohonu bidlenu tkacích strojů. Tak např.:

Elektrické zařízení k pohonu bidlenu PV 7895/1974
Hydraulický mechanismus pohybu bidlenu PV 521/1977

Nevýhoda výše uvedených mechanismů spočívá v obtížném, případně nerealizovatelném řízení respektive přestavitelnosti jiné zdvihové závislosti nebo jiného způsobu řízení. S použitím nových prvků v pohonu bidlenu je možné se seznámit u konkurenčních firem v realizovaných patentech, které dávají možnost řízení vybraných parametrů. V oblasti přírazového mechanismu je to možné například u švýcarského patentu [9].

Při návrhu nových konstrukcí je nutno vycházet mimo jiné z následujících podmínek:

- 1) pohyb bidlenu je předepsán zdvihovou závislostí,
- 2) zrychlení mechanismu má být co nejmenší s ohledem na dynamické účinky přírazového mechanismu,
- 3) pohyb paprsku v přírazové poloze je určen technologickými silami, nutnými pro zajištění přírazové síly.

Je si třeba uvědomit, že funkční skupina - přírazový mechanismus je součástí tkacího stroje jako celku; v návaznosti na časový diagram stroje je možné provádět úpravy tohoto uzlu. Povšimněme si ještě tkacích strojů v širších souvislostech.

Podle všeobecného názoru dosáhly konvenční tkací stroje svou hranici výkonu. Toto pojetí bylo potvrzeno jak na výstavě ITMA 1979 v Hannoveru, tak i na ATME 1980 v Geenville. Toto tvrzení je možno dokázat i na počtu dodaných člunkových a bezčlunkových tkacích strojů v období 1979-80 na světovém trhu (tab. 1.2).

Rok	Dodávky tkacích strojů			
	člunkových		bezčlunkových	
	1979	1980	1979	1980
Počet strojů	34 567	25 113	30 467	37 135

Tab. 1.2 Exploatace tkacích strojů

V tomto období poprvé převýšily dodávky bezčlunkových tkacích strojů dodávky strojů člunkových. Více než 60 % bezčlunkových tkacích strojů se nyní nachází v průmyslových zemích. Zvyšující se podíl bezčlunkové techniky se prosazuje především svou produktivitou při zvyšující se jejich výrobě ve světě. Zvyšuje se význam skřípcových tkacích strojů, vývoj je prováděn v oblasti dvojfázového jehlového tkacího stroje; vývoj vícetryskového zanášení útku umožňuje zvýšit výkony tryskového tkání.

Tak například v ČSSR bylo již vyrobeno více než 60 000 tkacích strojů se vzduchovým prohozem a více než 20 000 strojů s vodním prohozem. Licenci na výrobu tryskových a skřípcových strojů zakoupily firmy Enshu a Nissan (Japonsko), Draper a Compton (USA), Zange (NSR).

V rámci celosvětové produkce potom vyrábí bezčlunkové tkací stroje cca 60 výrobců, cca 40 výrobců konvenční tkací stroje, přičemž u tryskových tkacích strojů je poměr 5/1 ve prospěch pneumatických strojů proti tkacím strojům hydraulickým.

Bezčlunkové tkací stroje, které činí 14 % celkového ^{světového} inventáře tkacích strojů, vyrábějí asi 25 % celkového množství tka-

nin. To ilustruje rozsah, kterým se tkalcovném podařilo zvýšit výrobu díky vývoji nových vysoce výkonných strojů, když současně byl snížen podíl pracovních sil. Rostoucí podíl bezčlunkových tkacích strojů spolu s jejich vyšší produktivitou povede nevyhnutelně k redukci celkového množství strojů při současné stoupající výrobě tkanin.

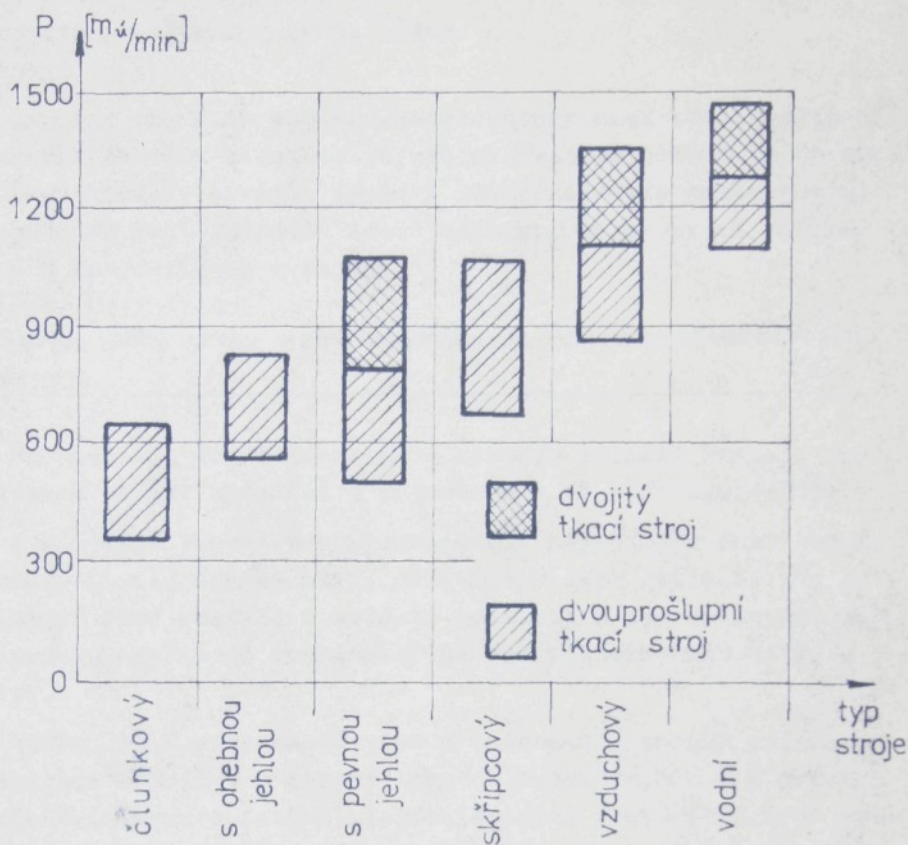
Není snadné dát objektivní nebo vyčerpávající posouzení současného a budoucího vývoje v oblasti tkacích strojů a technologie tkaní, když jsme si vědomi rozdílnosti názorů na současný stav věcí mezi odborníky. Není žádné pochyby o tom, že úsilí ve vývoji v textilním strojírenství získalo na síle.

Vylépení, zvláště pak výkonu, je do značné míry ovlivněno tím, jak se nápady konstruktérů dají převádět v průmyslové praxi na spolehlivé komponenty, které by vyhovovaly průmyslové exploataci strojů.

Současné výkony tkacích strojů podle různých výrobců k roku 1980 představované výkonem (zanášení útku) podle systému jsou zakresleny v tab. 1.3 [10].

Tkací technika zůstane nadále prvořadým výrobním způsobem výroby textilie s ohledem na kvalitativní ukazatele výrobku, přestože byla vyvinuta řada nových technologií, jako je pletení, pletotkaní apod. Tkací technikou se v současnosti zpracovává okolo 70 % textilií. Zbývajících 30 % pak připadá na pleteniny a netkané textilie. Výroba textilií tkaním je sice proti výrobě pletenin nebo netkaných textilií časově náročnější a 3 ÷ 4krát méně produktivní, ale pouze tyto textilie mají požadovanou tuhost a tvarovou stabilitu. Hlavní směr vývoje v tkalcovství je tedy vedle zlepšení kvality výrobků zaměřen na zvýšení produktivity výroby.

Pro zvýšení produktivity tkacích strojů je nutné dosáhnout vyšších otáček strojů, zatím co pro zvýšení kvality tkanin je určujícím faktorem stejnosměrnost a hustota osnovy a útku. Největší vliv na uspořádání útku ve tkanině má přírazový mechanismus. Ten je nadále středem pozornosti konstruktérů, neboť svou dynamikou omezuje u rychloběžných strojů další růst produktivity.



Tab. 1.3 Výkony současných tkacích strojů

ty práce a kvalitativní ukazatele tkaniny. Nové principy zanášení útků a přirazu poskytují tkalcovnám novou dimenzi z hlediska produktivity práce, přesto základní otázkou takové tkalcovny je její efektivnost tkacího procesu.

Existuje celá řada klíčových technických problémů, které mohou svým významem zasáhnout do pracovního procesu, a tím ovlivnit celkovou účinnost tkaní. Tyto problémy lze zařadit do pěti základních kategorií:

- technická úroveň strojů
- zpracovávaný materiál

- obsluha (příp. personál)
- pracovní prostředí a bezp. práce
- ostatní faktory.

Znamená to, že z pohledu konstruktéra musí být splněny při konstrukci tkacích strojů a jejich mechanismů požadavky na zvýšení produktivity strojů, zvýšení univerzálnosti a flexibility, v neposlední řadě snížení lidské pracovní síly pomocí racionalizace a automatizace strojů.

1.2 Hydraulické prvky v mechanických soustavách u textilních strojů

Hydraulika, jejíž teoretické základy položil Pascal, tvoří širokou oblast zkoumání a pojednává o ní hydromechanika.

Z hlediska technického zaznamenala největšího rozmachu v oblasti průmyslu teprve ve 2. polovině našeho století, kdy se jako mladý obor rozvíjí v oblasti aplikací v hydraulických mechanismech, popřípadě kombinovaných hydraulicko-mechanických soustav.

Hydraulické mechanismy jsou z obecného hlediska zařízení využívající kapaliny a jiných látek v kapalném stavu k přenosu energie a informace (signálu), sestávající z hydraulických prvků jako základních členů, ze kterých jsou sestaveny hydraulické obvody, v širším smyslu slova pak hydraulické mechanismy jako pracovní mechanismy. Zde je nutné uvést, že voda je z největší části vytlačena jinými kapalinami s prakticky stejnou vlastností - stlačitelností.

Hydraulické zařízení sestává z několika prvků seskupených do samostatného celku a plnící kombinované funkce [1]. Z technického hlediska jsou hydraulické mechanismy rozděleny do dvou skupin:

- hydrodynamické mechanismy, které využívají k přenosu výkonu pohybové (kinetické) energie kapaliny,
- hydrostatické mechanismy, které používají k přenosu výkonu nebo informace (signálu) sloupce tlakové kapaliny.

Vzhledem k tomu, že při přenosu výkonu nebo signálu v hydrostatických mechanismech je tlaková kapalina v potrubí i v jednotlivých prvcích v pohybu, objevují se zde některé průvodní jevy spadající do oblasti dynamiky. Sem patří např. tlakové rázy v potrubí, vibrace, způsobené pulzujícím proudem kapaliny, kavitace atp. Z tohoto důvodu jsou i výpočty dynamických dějů pro svoji obtížnost a složitost úspěšně zvládnuty teprve v posledních letech.

V kombinovaných hydraulických mechanismech jsou dále využívány hydraulické převodníky jako prvky určené k převodu energie z pevných částí na sloupec kapaliny nebo naopak.

Těmito převodníky jsou hydromotory a hydrogenerátory, které vytvářejí a spotřebovávají tlakovou energii. Hydromotory jsou rozděleny na přímočaré, definované přímočarým vratným pohybem výstupního členu, případně s rotačním pohybem tohoto členu, citované v normě ČSN 11 9001.

Další skupinu tvoří řídicí prvky a zařízení s rozdělením do tří částí: prvky pro řízení průtoku, pro řízení tlaku a pro hrazení průtoku. V normě ČSN 11 9001 jsou definovány hydraulické servosystémy jako servomechanismy alespoň s jednou vnější zpětnou vazbou.

V neposlední skupině prvků jsou prvky a zařízení na úpravu kapaliny - čističe, které snižují obsah nečistot v kapalině, dále pak vedení, zásobníky a multiplikátory. Mechanismy s jedním vodičem se nazývají jednofázové, se dvěma vodiči dvojfázové. U hydraulických mechanismů, kde ve vodiči postupuje kapalina pouze v jednom směru, jsou stejnosměrné, tam, kde se periodicky mění tok kapaliny, mechanismy se střídavým proudem kapaliny (dále jen SPK).

Hydraulika kompletuje u nás více než čtvrtinu objemu strojírenských výrobků. Pro svoje příznivé vlastnosti proniká stále do dalších oblastí strojírenství. Tak např. v uplynulých deseti letech byl její vzrůst výroby zhruba dvojnásobný ve srovnání s nárůstem objemu strojírenských výrobků a totéž se očekává v dalším období. Uveďme si dále výhody a nevýhody hydraulických me-

chanismů.

Značné rozšíření hydraulických mechanismů způsobily jejich některé výhodné vlastnosti:

- možnost snadného rozvodu energie i do špatně přístupných míst strojů a zařízení, na uzly vzájemně se pohybující a na poměrně značnou vzdálenost a z toho vyplývající "konstrukční volnost",
- možnost dosažení velkých silových převodů poměrně jednoduchými prostředky,
- jednoduché řízení dalších parametrů, jako rychlosti, výkonu, momentu, tlaku, směru pohybu atd., a to i plynule,
- jednoduchý způsob zapojení do automatických cyklů výrobních strojů, zejména ve spojení s jinými druhy mechanismů (elektrickými, elektronickými, atd.),
- možnost typizace a normalizace pro široký rozsah parametrů s poměrně malým počtem členů řad,
- malé opotřebení a tím velká životnost mechanismů při nízkých nákladech na údržbu.

Hydraulické mechanismy mají také své nevýhody:

- náročná výroba, zejména pokud jde o použité materiály, o geometrickou přesnost součástí a jakost povrchu,
- značná choulostivost na nečistoty,
- citlivost na změny teploty pracovní kapaliny,
- netěsností nepříznivý vliv na okolí.

Soustavu navzájem pohyblivě spojených tuhých těles členů mechanismu nazýváme mechanismy s tuhými členy.

Členy mechanismu jsou obvykle dokonale tuhá tělesa, u nichž zanedbáváme deformace od vnějších sil [12]. Prvky spojených dvou sousedních členů mechanismu nazýváme kinematickou dvojicí. Spojením několika těles kinematickými dvojicemi získáme tzv. kinematický řetězec. Uzavřený kinematický řetězec s jednoznačnou pohyblivostí (s jedním stupněm volnosti) při použití rotačních kinematických dvojic tvoří kloubový mechanismus.

Novou oblastí použití hydraulických mechanismů je jejich použití v mechanických systémech, čímž jsou vytvořeny kombinované (složené) systémy, které dovolují vhodně skloubit přednosti kloubových mechanismů a přednostmi hydraulických mechanismů.

Počátky zájmu o takovéto složené mechanismy jsou spojeny se jménem G.Constantinesca, který se jimi zabýval ve 20. letech našeho století. Složení a strukturální otázky mechanismů s hydraulickými členy sledoval R.Franke [13].

U nás jsou teoretické otázky sledovány v řadě pracovišť, mezi kterými jsou:

Katedra mechanizace a automatizace výrobních strojů ČVUT Praha,
Výzkumný ústav n.p. INOVA se sídlem v Jilemnici,
Výzkumný ústav ZTS v Dubnici n.Váh. a další.

Výroba hydraulických prvků a agregátů je zajišťována v n.p. INOVA ve Vrchlabí a ve VHK Závodů těžkého strojírenství v Martině.

Technická úroveň hydraulických prvků v sobě zahrnuje celou řadu otázek týkajících se parametrů a vlastností vyráběných prvků. Největším nedostatkem technické úrovně československé hydrauliky je její nerovnoměrnost v jednotlivých druzích prvků [15], přičemž rozvoj oboru s rostoucími požadavky na výrobu dává možnost k realizacím ještě náročnějších a složitějších konstrukcí výroby výrobních strojů.

Během doby bylo vyvinuto určité úsilí v použití hydraulických prvků i v oblasti textilních strojů, jmenovitě tkací techniky. Aplikace mechanismů s hydraulickými členy na textilní stroje byly sledovány na těchto pracovištích:

- | | |
|---|-----------------------------------|
| 1. Hydraulický osnovní regulátor | Elitex Týniště n.Orlicí |
| 2. Hydraulický rozvod šlichtovacího stroje | JUTA n.p. Dvůr Králové |
| 3. Hydraulické mechanismy osnovního snovadla | ELITEX Chrastava |
| 4. Hydraulický pohon skřípce | VUT Brno, ELITEX Týniště n.Orlicí |
| 5. Pohon listů tkacích strojů pro plátňovou vazbu | ČVUT Praha |

6. Listový stroj

ČVUT Praha, ELITEX Týniště
n.O., ELITEX Lomnice n. Popel-
kou

7. Pohon tkacího stroje

VŠST Liberec

Pohon jehly šicího stroje

"

Pohon bidlenu tkacího stroje

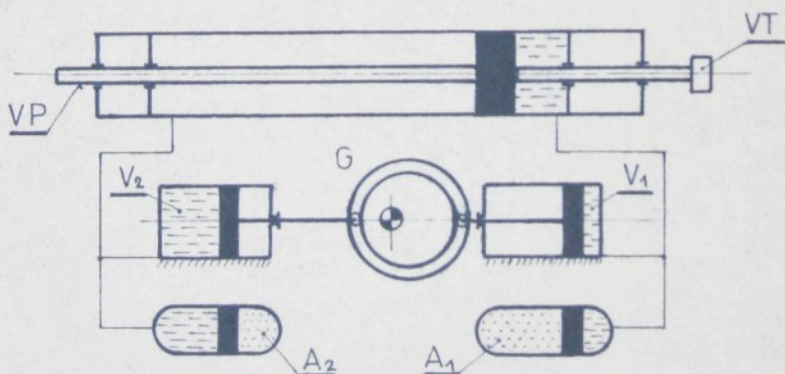
"

Vibrační příraz tkacího
stroje

"

Aplikace 1. ÷ 4. jsou realizovány u výše uvedených strojů v sériové výrobě, aplikace pod body 5. ÷ 7. jsou sledovány jako výzkumné úkoly jednotlivých pracovišť. Stejnoseměrný hydraulický obvod je použit v aplikaci 1. ÷ 4., při řešení ostatních je využíváno střídavého proudu nositele energie (kapaliny) SPK.

Jednou z variant použití hydraulického prohozního systému je hydraulický prohozní mechanismus v kombinaci s pneumatickým systémem, a to v úpravě tzv. pneumatickohydraulickomechanické vystřelovací hlavy, u které je v podstatě k pohybu vystřelovací pístnice (VP) použito zdvojeného hydraulického obvodu, tzn. dvojfázového řízeného hydraulického obvodu doplněného pneumatickými akumulátory (vystřelovací A_1 , vratný A_2), vysouvací tyčí (VT) a generátorem (G) představovaným vačkou (viz obr. 1.3).



Obr. 1.3 Kombinovaný hydraulicko pneumaticko mechanický systém prohozního mechanismu

V zahraniční literatuře lze zaznamenat rovněž použití jednosměrné hydrauliky v aplikaci u textilních strojů. Hydraulický pohon šicího stroje [14] je realizován hydromotorem. Pozoruhodný je rovněž návrh pohonu bidlenu pomocí stejnosměrné hydrauliky publikovaný ve švýcarském patentu [9]. Problematika omezení širšího uplatnění hydraulických obvodů ve stavbě textilních strojů je dána některými otevřenými problémy, uvedenými výše v nevýhodách hydraulických systémů.

1.3 Cíl disertace

Od počátku sedmdesátých let se výzkumem hydrostatických mechanismů se střídavým proudem kapaliny zabývala řada pracovníků, v posledním období i katedra textilních a oděvních strojů na Vysoké škole strojní a textilní v Liberci v rámci řešení Státního úkolu plánu technického rozvoje [16]-[19].

V rámci řešení Státního úkolu katedry byly sledovány nekonvenční mechanismy v aplikaci u textilních strojů, jmenovitě tkacích strojů, přičemž u tkacího stroje byl konstrukčně navržen také hydraulický mechanismus se střídavým proudem kapaliny v kombinaci s tuhým mechanismem [16].

Kombinované mechanismy SPK vytvářejí samostatnou skupinu problematiky hydraulických mechanismů, které doposud nebyly sledovány z praktického ani teoretického hlediska. Dosavadní výsledky ukazují určité možnosti použitelnosti takových systémů, nebylo však dosaženo dostatečné průkaznosti zvláště z hlediska průmyslové exploatace.

Na základě významnosti použití složených mechanismů u textilních strojů, jmenovitě tkacích strojů, jsem se rozhodl pro podrobnější sledování otázek uplatnění nového systému - hydraulického hydrostatického mechanismu se střídavým proudem kapaliny u přírazového mechanismu tkacího stroje.

Předložená práce je příspěvkem v posouzení některých problémů se zřetelem ke sledování dynamických vlastností kombinovaných hydraulicko-mechanických systémů, na kterých je závislá jejich přesnost polohy a spolehlivost funkce.

Cíl práce v návaznosti na současný stav řešené problematiky lze shrnout stručně do těchto bodů:

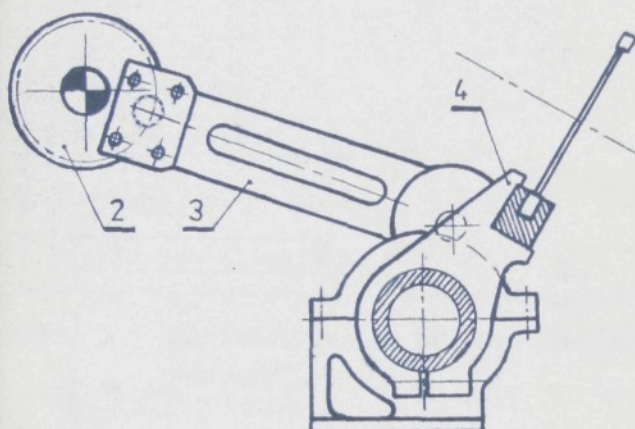
- 1) Způsob vytváření kinematických řetězců kombinovaných mechanismů.
- 2) Zjištění vlastností takového mechanismu měření.
- 3) Navržení matematického modelu kombinovaného mechanismu.

V širších souvislostech je předložená práce zaměřena na

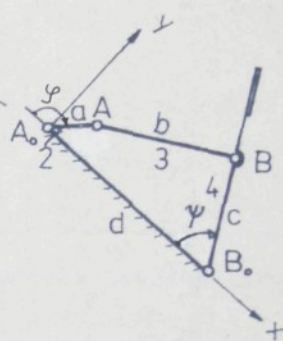
otázky metodické, teoretické, experimentální i praktické povahy, aby přinesla poznatky významné pro širší oblast uplatnění 2fázové hydrauliky SPK nejenom pro obor textilního strojírenství, jmenovitě konstrukci tkacích strojů.

2. PŘÍRAZOVÝ MECHANISMUS HYDRAULICKÉHO TKACÍHO STROJE

Hydraulický tkací stroj je charakterizován vodním prohozem zanášného prohozovaného útku. Relativní rychlost mezi proudem vody a útkem vytváří tah útku k realizaci prohozu, přičemž prohozní podmínky dovolují použít jako přírazového systému čtyřčlenného kloubového mechanismu (obr. 2.1).



Obr. 2.1 Konstrukční schéma přírazového mechanismu

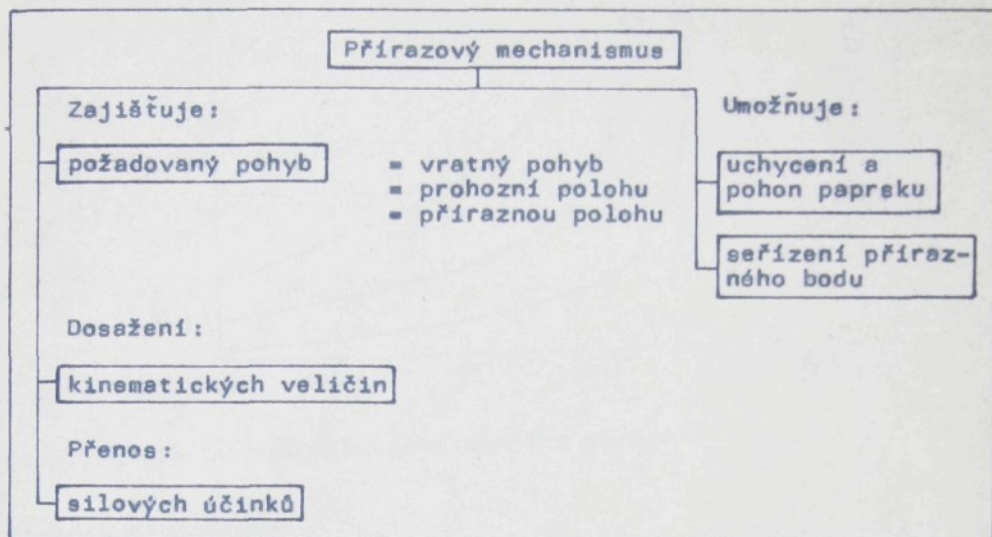


Obr. 2.2 Kinematické schéma čtyřčlenného mechanismu

Pohyb bidlenu je odvozen od rotujícího pohybu exentřů 2 (realizovaných po obou stranách stroje) a pomocí ojnice 3. Bidlen 4 je připojen na průběžné trubce umístěné na rámu stroje. Vzhledem k tomu, že se tkací stroj vyrábí v deseti různých modifikacích, jsou provedeny úpravy i v konstrukci přírazového mechanismu tak, aby byly splněny základní požadavky pro prohoz útku ve smyslu dodržení potřebné klidové doby pro prohoz útku. Konstrukční úprava je realizována změnou délky ojnice 3 a vahadla 4, což vede ve zvětšení výkyvu vahadla v zadní (prohozní) poloze.

Funkční skupina - přírazový mechanismus tkacího stroje řa-

dy "H" zajišťuje a umožňuje funkce, které jsou zaznamenány v tabulce 2.1 .



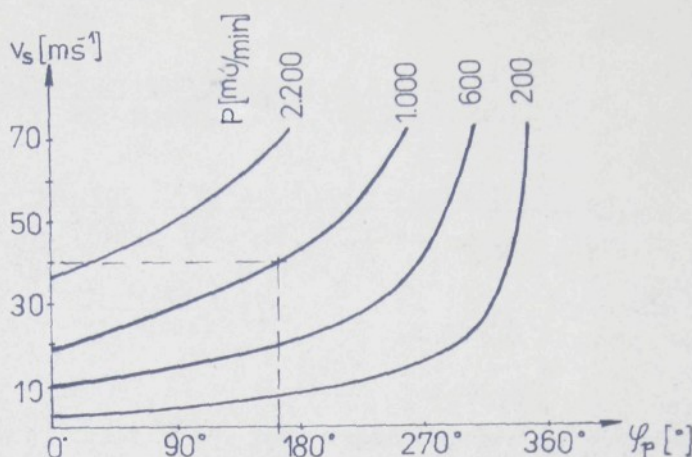
Tab. 2.1 Základní funkce přírazového mechanismu tkacího stroje řady "H"

Zajištění střední prohozní rychlosti media v_s je dáno hydraulickým prohozním mechanismem, zajištění prohozního úhlu φ_p pak konstrukcí přírazového mechanismu, resp. možnosti docílení požadovaného klidového úhlu.

Výkon jako určující veličina produkce tkacího stroje je ovlivňován střední prohozní rychlostí v_s zanášeného útku a prohozním úhlem φ_p (aktivní částí kruhového diagramu). Na obr. 2.3 je zobrazen graf výkonu hydraulického stroje v závislosti na střední prohozní rychlosti v_s a prohozním úhlu φ_p , daný vztahem:

$$P = v_s \left(60 - \frac{\varphi_p}{6} \right) \quad (2.1)$$

Řešení kinematických veličin pro oba typy přírazového mechanismu hydraulického tkacího stroje je provedeno analytickou metodou pro parametry a , b , c , d čtyřčlenného mechanismu podle obr. 2.2 .



Obr. 2.3 Výkony hydraulického tkacího stroje

Rozměry mechanismu:

	varianta A		varianta B	
a	23	[mm]	23	[mm]
b	220	[mm]	220	[mm]
c	110,7	[mm]	143,2	[mm]
d	235,7	[mm]	255,7	[mm]

Kinematické veličiny hnaného členu (bidlenu) přírazového mechanismu jsou určeny z Freudenstein—ovy zdvihové funkce čtyřkloubového mechanismu [34] ve tvaru:

$$R_1 \cos \varphi - R_2 \cos \psi + R_3 = \cos (\varphi - \psi), \quad (2.2)$$

kde značí: $R_1 = \frac{d}{c}$

$$R_2 = \frac{d}{a}$$

$$R_3 = \frac{a^2 - b^2 + c^2 + d^2}{2ac}$$

Diferencujeme-li po úpravě rovnici (2.2) podle času, obdržíme vztahy pro úhlovou rychlost a zrychlení:

$$\omega_{41} = \frac{\sin(\varphi - \psi) - R_2 \sin \varphi}{\sin(\varphi - \psi) - R_1 \sin \psi} \omega_{21} \quad (2.3)$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_{41} = & \frac{(\omega_{21} - \omega_{41})^2 \cos(\varphi - \psi) - \omega_{21}^2 R_2 \cos \varphi + \omega_{41}^2 R_1 \cos \psi}{\sin(\varphi - \psi) - R_1 \sin \psi} + \\ & + \frac{\sin(\varphi - \psi) - R_2 \sin \varphi}{\sin(\varphi - \psi) - R_1 \sin \psi} \varepsilon_{21} \end{aligned} \quad (2.4)$$

Rovnice (2.3) a (2.4) jsou vypočteny pro jednotkové otáčky hlavního hřídele stroje $n_{21} = 100 \text{ min}^{-1}$, přičemž přepočet na otáčky vyšší (200 a 300 min^{-1}) je proveden podle vztahů:

$$\omega = \omega_0 K, \quad (2.5)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_0 K^2, \quad \text{kde } K = \frac{\omega}{\omega_0}. \quad (2.6)$$

Z tabulky 2.2 vypočtených hodnot pro oba typy přírazového mechanismu je zřejmé, že se v kinematických veličinách příliš neliší. Jsou směrodatné pro posouzení dosažitelných hodnot rychloběžnosti kombinovaného mechanismu. Dynamická analýza stávajícího přírazového mechanismu provedena nebyla. Pro informaci jsou uvedeny ryze teoreticky vypočtené hodnoty hmotnosti a momentu setrvačnosti členů 3 a 4 čtyřkloubového mechanismu.

člen	hmotnost [kg]	hmotný moment setrvačnosti [kgm ²]
3	0,98	0,014
4	26,3	2,3

Variant A

Poloha	bod	otáčky (min^{-1})					
		100		200		300	
		$v(\text{ms}^{-1})$	$a(\text{ms}^{-2})$	$v(\text{ms}^{-1})$	$a(\text{ms}^{-2})$	$v(\text{ms}^{-1})$	$a(\text{ms}^{-2})$
0°	A	0,24	0,0	0,48	0,0	0,72	0,0
	B	0,0	2,91	0,0	11,6	0,0	26,1
90°	A	0,24	0,0	0,48	0,0	0,72	0,0
	B	0,238	0,29	0,47	2,9	0,71	6,5
$181,5^\circ$	A	0,24	0,0	0,48	0,0	0,72	0,0
	B	0,0	2,47	0,0	9,9	0,0	22,2
270°	A	0,24	0,0	0,48	0,0	0,72	0,0
	B	0,247	0,05	0,49	0,2	0,74	0,5

Variant B

0°	A	0,24	0,0	0,48	0,0	0,72	0,0
	B	0,0	3,0	0,0	11,9	0,0	26,8
90°	A	0,24	0,0	0,48	0,0	0,72	0,0
	B	0,239	0,4	0,478	1,6	0,717	3,6
180°	A	0,24	0,0	0,48	0,0	0,72	0,0
	B	0,0	2,4	0,0	9,4	0,0	21,2
270°	A	0,24	0,0	0,48	0,0	0,72	0,0
	B	0,241	0,2	0,482	0,6	0,723	1,3

Tab. 2.2 Tabulka vypočtených kinematických veličin

3. STRUKTURÁLNÍ OTÁZKY MECHANISMŮ S HYDRAULICKÝMI ČLENY V APLIKACI PŘÍRAZOVÉHO MECHANISMU

3.1 Vznik kombinovaných mechanismů

Mechanismy jako soustava navzájem pohyblivě spojených těles (členů) mechanismu obsahují obvykle dokonale tuhé členy (lze zanedbat deformaci od působících sil), pružné členy (s omezenou tuhostí) a ohebné členy jako jsou lana, řetězy atp.

Spojením dvou sousedních členů vznikne kinematické dvojice, spojením několika sousedních členů získáme tzv. kinematický řetězec. Z hlediska jejich syntézy je dále uvažováno pouze s uzavřenými vázanými rovinnými kinematickými řetězci s jednoznačnou pohyblivostí, kterou lze určit podle Grübler-Čebyševovy závislosti [34] :

$$i = 3(n - 1) - 2(R + P) - o, \quad (3.1)$$

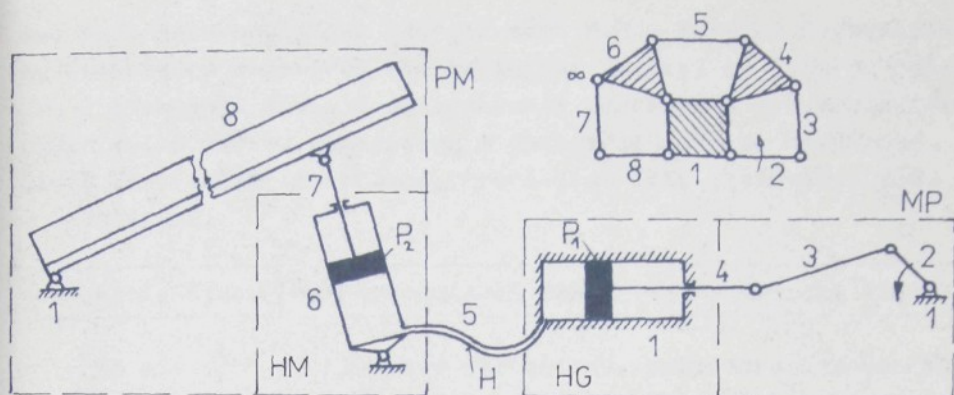
kde značí i stupeň volnosti kinematického řetězce, n jeho počet členů, R počet rotačních, P počet posuvných a o počet obecných kinematických dvojic sledovaného řetězce.

Stupněm pohyblivosti (volnosti) členů máme na mysli počet na sobě nezávislých dílčích pohybů, ve které lze pohyb rozložit. Jednoznačná pohyblivost připouští 1° volnosti pohybu.

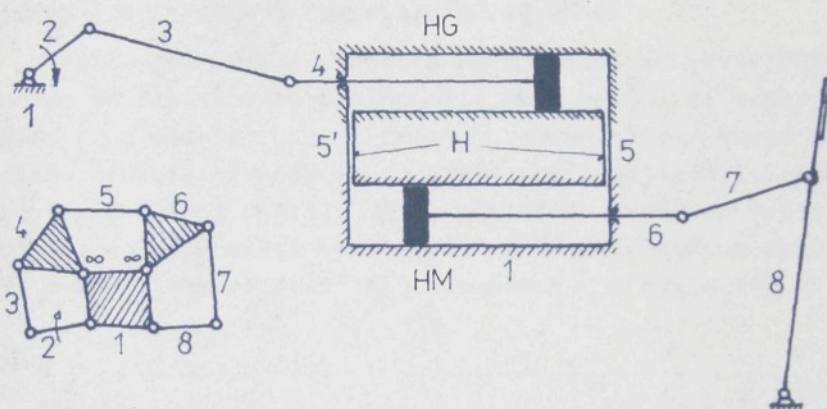
Členem mechanismu může být rovněž hydraulický člen, který je reprezentován uzavřeným objemem (sloupcem) kapaliny. Hydraulický člen potom může být realizován s jedním vodičem jako jednofázový (obr. 3.1), se dvěma vodiči jako dvojfázový (obr.

3.2), případně tři a vícefázový, které odpovídají aplikacím prostorových mechanismů. Jednofázové mechanismy musí být doplněny akumulátorem energie, umožňující zpětný pohyb pracovního mechanismu (hydromotoru) a sloupce kapaliny. U dvojfázových mechanismů akumulátor odpadá.

Kombinovaný mechanismus definujeme jako mechanismus složený z tuhých a hydraulických členů sestavených v kinematický řetězec s jednoznačnou pohyblivostí. Obecně je kombinovaný me-



Obr. 3.1 Kombinovaný mechanismus s jednofázovým hydraulickým členem a jeho kinematický řetězec



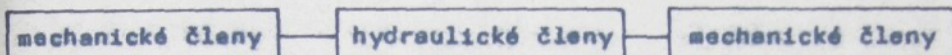
Obr. 3.2 Kombinovaný mechanismus s dvojfázovým hydraulickým členem a jeho kinematický řetězec

chanicko-hydraulický systém (mechanismus) složen ze tří částí:

- . mechanismu pulzátoru MP (generátoru)
- . hydraulického členu H
- . pracovního mechanismu PM (motoru) .

Generátory tlakové energie jsou obvykle přímočaré hydraulické válce; totéž platí, pokud jde o motory. Kapalina realizuje pře-

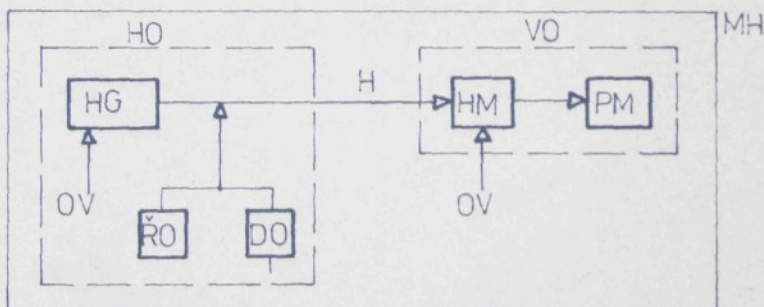
nos informace a tlakové energie mezi dvěma pevnými členy (písty generátoru a motoru) kinematického řetězce s kmitavým pohybem o frekvenci závislé na frekvenci generátoru a s amplitudou závislou na zdvihu generátoru a geometrii motoru. Kombinace členů kinematického řetězce, které jsou dále sledovány, jsou v uspořádání:



Na obr. 3.1 je kloubový mechanismus pulzátoru označen blokem MP, kloubový pracovní mechanismus blokem PM, hydraulický člen H představuje kapalina, která kmitavý pohyb pístu P_1 přenáší na pohyb pístu P_2 . Protože píst P_2 sleduje pohyb pístu P_1 , jde o sledovací mechanismus s hydraulickým členem. Na obr. 3.2 je nakreslen hydraulicko-mechanický systém (mechanismus) s dvoufázovým hydraulickým obvodem.

Doplňování kapaliny uniklé netěsnostmi v hydraulických členech je realizováno doplňovacím obvodem DO se zubovým čerpadlem Č z nádrže N s filtrem F. Hydraulický obvod může být doplněn řídicím obvodem ŘO, který tvoří pojistné tlakové ventily PV, řídicí ventily ŘV, plnicí jednostranné ventily ZV, případně odvzdušňovací ventily OV. Blokové schéma kombinovaného hydraulicko-mechanického mechanismu je naznačeno na obr.

3.3.



Obr. 3.3 Blokové schéma hydraulicko-mechanického systému

Hydraulicko-mechanické systémy dovolují vhodně skloubit přednosti kloubových mechanismů s přednostmi hydraulických mechanismů. Použití hydraulických členů v mechanických systémech umožňuje přenos pohybu a energie v podstatě do libovolného místa stroje, tj. dosáhnout výhodného prostorového uspořádání. Tlumičí účinek kapaliny podstatně snižuje hlučnost stroje, což je zvlášť významné pro stroje textilní. Další předností je možnost snadné realizace silových převodníků a jednoduché pojištění proti přetížení, resp. havárii. Zavedení hydraulických členů usnadňuje řízení systému a jeho parametrů (tlaku, průtoku apod.), a to i za chodu stroje ve značném regulačním rozsahu. V neposlední řadě je to otázka dosahování vysokých pohybových frekvencí sloupce kapaliny.

K hlavním nevýhodám hydraulických členů patří nestálost geometrické a časové vazby mezi mechanismem pulsátoru a pracovním mechanismem, která je způsobilá unikáním kapaliny z prostoru hydraulických válců, dále vliv proměnlivého množství vzduchu v kapalině, proměnlivé teploty kapaliny a poddajnost vadení. Nestálost geometrické a časové vazby se zvlášť uplatňuje v rozladění chodu při použití dvou a více hydraulických válců pracovního mechanismu, neboť se narušuje základní podmínka, podle níž zdvihový objem pístu pulsátoru se musí rovnat zdvihovému objemu pístu pracovního mechanismu.

3.2 Dispoziční a konstrukční řešení pohonu bidlenu s použitím hydraulicko-mechanického systému

V rámci řešení státního úkolu technického rozvoje P 14 - 124 - 333 "Vývoj systémů pro automatizaci textilních strojů" [36] + [40], který byl řešen na katedře textilních a oděvních strojů v letech 1976-80 byl navržen mechanicko- hydraulický systém, tj. kloubový mechanismus s vloženými hydraulickými prvky na bázi dvojfázové hydrauliky se střídavým proudem kapaliny (SPK) pro pohon bidlenu tkacího stroje.

Skutečnosti, které vedly ke konkrétní aplikaci kombinovaného mechanismu, lze shrnout do těchto bodů:

1. hydrostatické mechanismy (SPK) svými vlastnostmi obohacují tuto skupinu mechanismů, přičemž jejich nespornou předností je jejich jednoduchost v přenosu výkonu a informace, resp. v transformaci pohybu. Nabízela se koncepce, využít "hydraulického členu" jako součást kinematického řetězce mechanismu s pevnými členy;
2. praktické ověření vlastností kombinovaného mechanismu (SPK) v konkrétním případě k zajištění speciálních funkcí (klidová poloha atp.) přírazného mechanismu, přičemž by se ověřily výše uvedené přednosti daného systému postaveného z daných geometricko-fyzikálních stavebních prvků (převodníků, vedení a kapaliny);
3. získání teoreticko- experimentálních zkušeností s tímto typem mechanismu, které by bylo možné zobecnit i pro další aplikace, přičemž by bylo možné využít zkušeností a použít je pro specifikaci podmínek k návrhu těchto mechanismů v oboru textilních strojů.

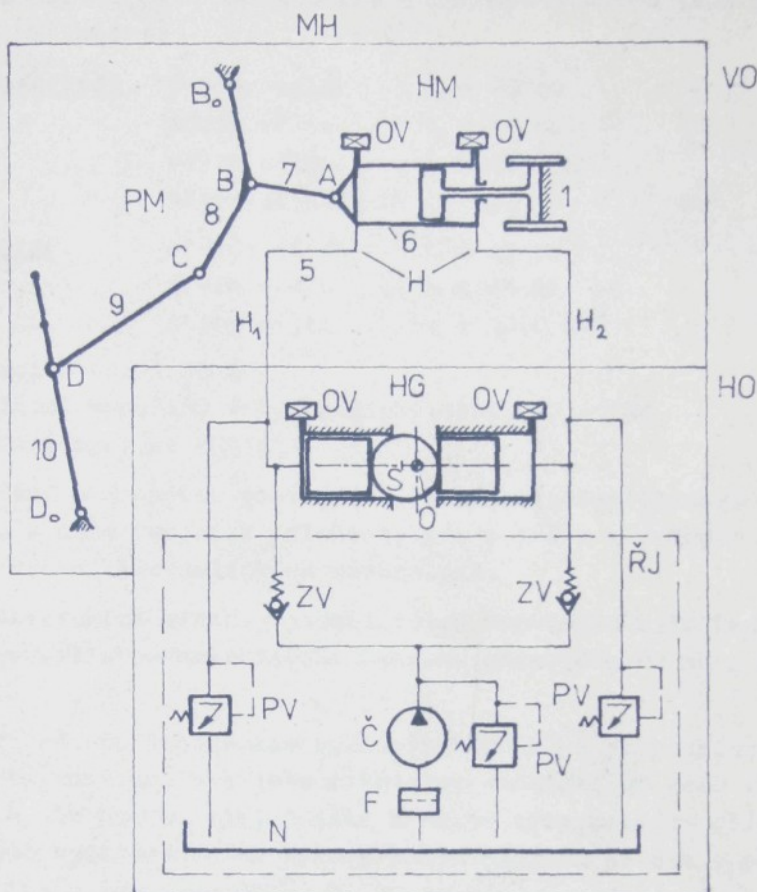
Při návrhu konstrukčního řešení se vycházelo z těchto předpokladů:

- byl aplikován dvojfázový hydraulický mechanismus SPK s použitím převodníků s přímočarým pohybem,
- mechanismus včetně pomocných zařízení byl navržen jako součást tkacího stroje ENSHU,

- doplňovací obvod byl oddělen od hydrogenerátoru a jeho pohon je zajištěn samostatně,
- bylo přizpůsobeno vedení tlakové kapaliny tkacímu stroji,
- pro zajištění technologie tkaní bylo přihlíženo k požadovaným zdvihovým závislostem, proto je použit 10ti členný kinematický řetězec,
- pohon bidlenu je zajištěn dvěma hydromotory po obou stranách,
- písty hydrogenerátoru jsou poháněny vačkami, (tj. excentricky uloženými koly),
- pístnice hydromotoru je pevná, spojená s rámem stroje, přičemž se pohybuje válec.

Kombinovaný přírazový mechanismus jednoproslupního tkacího stroje, který je v disertační práci sledován, je mechanicko-hydraulickým systémem s jedním hydraulickým členem H se dvěma vodiči H_1 , H_2 (obr. 3.4). Mechanismus generátoru G střídavého proudu kapaliny je tvořen dvěma jednočinnými hydraulickými válci. Kmitavý pohyb pístů je realizován excentrem. V naznačeném případě je právě H_1 tlaková fáze, H_2 odlehčená fáze. Doplňování kapaliny uniklé netěsnostmi je realizováno zubovým čerpadlem $\check{C}$ z nádrže N s filtrem F . Řídící prvky tvoří dva plnicí jednostranné ventily ZV (doplňování kapalinou se děje v odlehčené fázi po každém zdvihu hydromotoru HM) a tři pojistné tlakové ventily PV . Dva z nich jistí tlak ve vodičích H_1 , H_2 a třetí udržuje požadovaný tlak v plnicím vedení. Na obou jednočinných válcích a na hydromotoru jsou umístěny odvzdušňovací ventily OV . U tkacího stroje ENSHU s hydraulickým zanášením útku, u něhož byl adaptován mechanicko-hydraulický přírazový mechanismus, jsou použity dva generátory a dva hydromotory naznačeného typu.

Generátor střídavého proudu kapaliny spolu s řídící jednotkou $\check{R}J$ tvoří hydraulický obvod HO mechanismu MH . Vazba mezi hydraulickým obvodem HO , tedy generátorem HG a pracovním mechanismem PM je realizována hydraulickým členem H s dvěma vodiči. Mluvíme o tzv. dvojfázové hydraulice se střídavým proudem kapaliny. Hnací členem pracovního mechanismu PM je hydromotor HM . Hydromotor spolu s pracovním mechanismem vy-



Obr. 3.4 Mechanicko-hydraulický přírazový mechanismus tkacího stroje

tváří výkonový obvod VO mechanismu MH .

Přírazový mechanismus PM je šestičlenný kloubový mechanismus s posuvným hnacím členem HM , jehož vratný pohyb je realizován střídavým proudem kapaliny H . Pracovním členem mechanismu PM je bidlen $\overline{DD}_0$, jehož úkolem je dopravit a přirazit ke tkanině nit (útek), která je zanesena proudem kapaliny do prostoru vytvořeného osnovními nitěmi.

Technická data hydromotoru a hydrogenerátoru jsou dána těmito parametry:

<u>Hydrogenerátor:</u>	průměr válce	$D_G = 45 \text{ mm}$
	zdvih válce	$h_G = 15 \text{ mm}$
	objem válce	$V_G = 23,8 \text{ cm}^3$
	přebytek objemu	$V_G - V_H = 1,77 \text{ cm}^3$

<u>Hydromotor:</u>	průměr pístu	$D_H = 25 \text{ mm}$
	zdvih pístu	$h_H = 45 \text{ mm}$
	objem válce	$V_H = 22,0 \text{ cm}^3$

Spojovací potrubí JS 10

Hydraulická kapalina - hydraulický olej OT - T3C

Doplňovací agregát IHA 1.

Přebytkem objemu generátoru je zajišťována klidová doba bidlenu v obou krajních polohách; jde o jeden z možných způsobů řešení řízení hydraulických mechanismů.

Konstrukční sestavy jednotlivých funkčních uzlů kombinovaného hydraulicko-mechanického systému připojeny na obr. 3.5 , 3.6 a 3.7 .

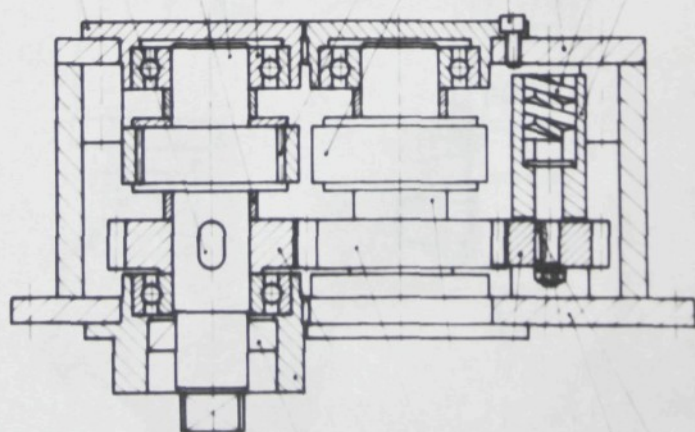
Při návrhu konstrukce bylo přihlédnuto k dispozičnímu uspořádání hydromotoru a k jeho možnostem umístění na rámu tkacího stroje H 155 ENSHU, stejně jako k nutné transformaci přímočarého pohybu hydromotoru na kývavý pohyb bidlenu stroje s předepsaným technologickým úhlem γ kývání.

Na základě výkresové dokumentace byly jednotlivé prvky navrženého mechanismu vyrobeny ve vývojových dílnách VŠST, kompletace a montáž na stroji na katedře textilních a oděvních strojů v Liberci.

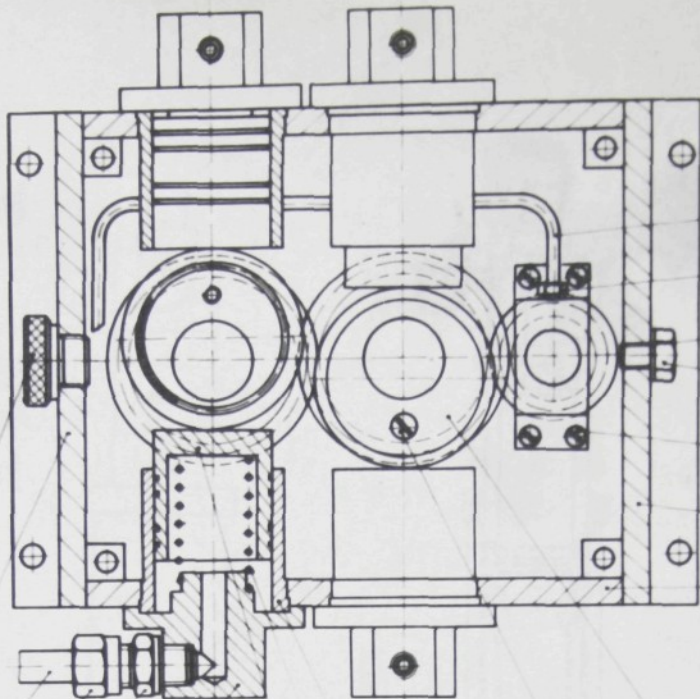
Na fotografii 3.1 je zachycen boční pohled na funkční skupinu kombinovaného přírazového mechanismu, na fotografii 3.2 potom celkový pohled na kombinovaný mechanismus.

Na fotografii 3.3 je zachycen čelní pohled funkční skupiny přírazového mechanismu a jeho uchycení na postranici tkacího stroje.

1 35 32 2 3 26 4 25 31 18 5 27 17 28 6 24 7 36 8 20 29 39

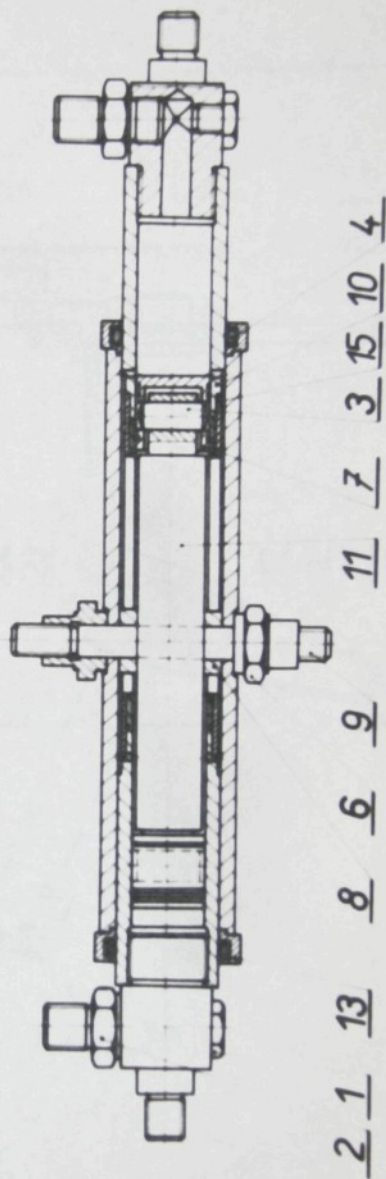
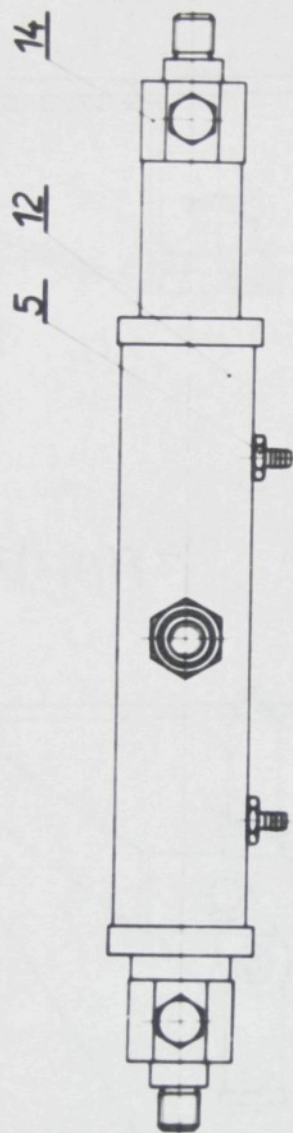


13 30 21 22 19 23 14 15 34 16



37 38 12 11 10 9 33

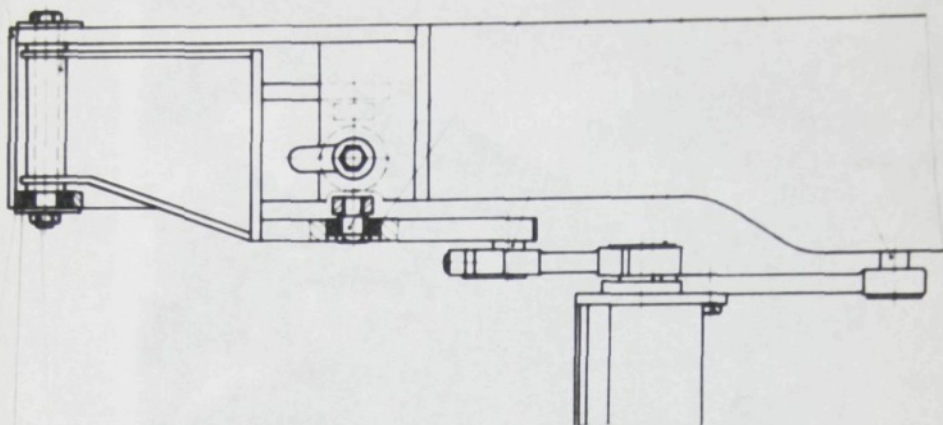
Obr. 3,5 Konstrukční sestava hydrogenátoru



Obr. 3.6 Konstrukční sestava hydromotoru

18 8 24

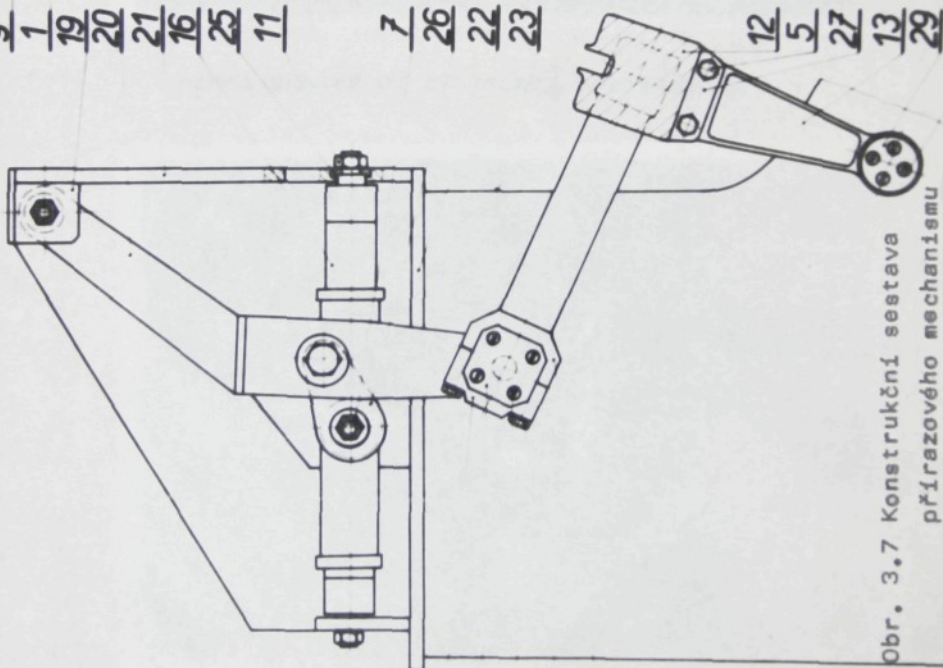
31 10 32 33 30 34



9 1 19 20 21 16 25 11

7 26 22 23

12 5 27 13 29 6



15 28 2 34 14

Obr. 3.7 Konstrukční sestava
přírázového mechanismu

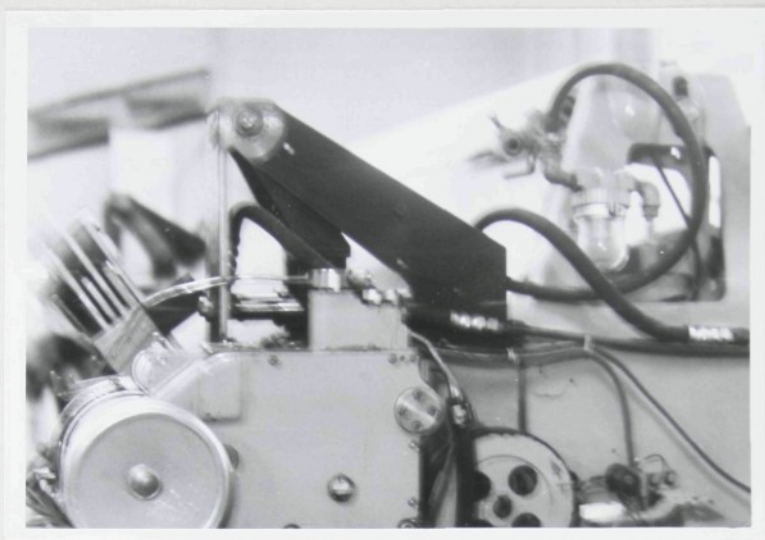


Foto 3.1 Boční pohled na přírazový mechanismus

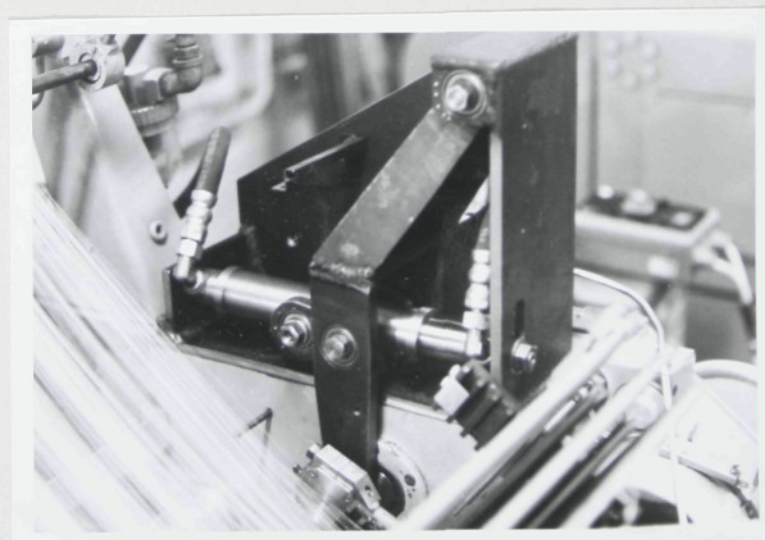


Foto 3.2 Celkový pohled na kombinovaný přírazový mechanismus

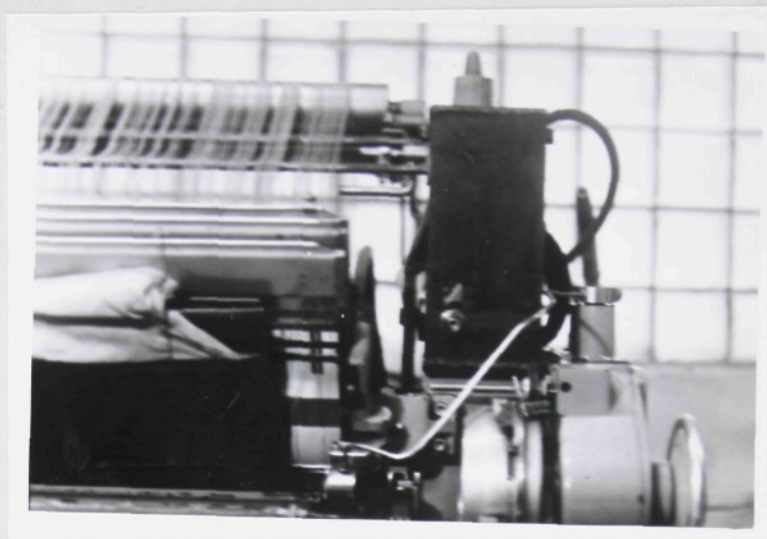


Foto 3.3 Čelní pohled na přírazový mechanismus

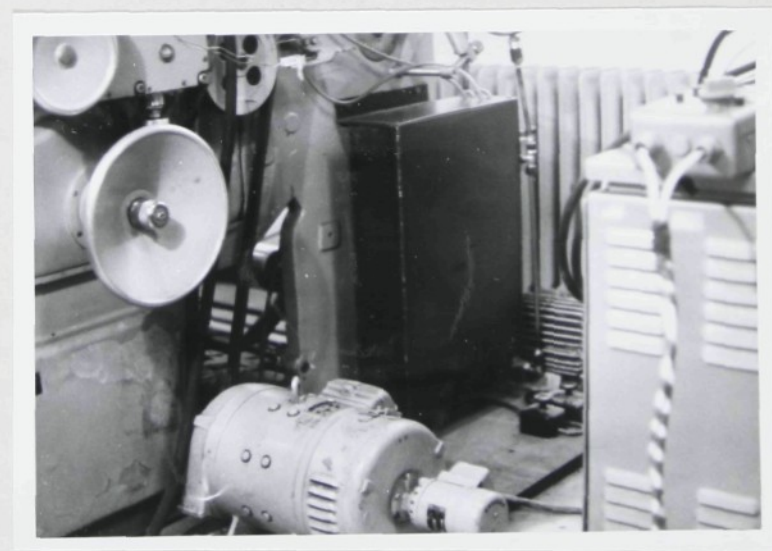


Foto 3.4 Celkový pohled na pohon tkacího stroje
a doplňovací agregát

3.3 Řízení kombinovaných mechanismů

Řízení technologických procesů v textilním oboru je dáno požadavkem kontinuity změn, například při polohování pracovních členů, a řešeno řízením hydraulických obvodů, případně mechanických systémů v mechanismech textilních strojů.

Zařazení řídicího obvodu v kombinovaném mechanicko-hydraulickém systému je možné s odvoláním na syntézu takovýchto mechanismů realizovat:

- a) v hydraulickém vedení zařazením hydraulického řídicího prvku, případně řídicí jednotky,
- b) nepřímým řízením změnou členu kinematického řetězce. Řízení nepřímé je chápáno jako změna (výměna, nastavení) některého členu mechanismu, tedy ovlivňováním pohybu hnaného členu v závislosti na požadované technologii.

Zajištění požadavku řízení je v současné době plněno u hydraulických systémů ručním, případně automatickým řízením ovládacích prvků. Programovým řízením je možné nastavit rozvaděče nebo jiné hydraulické prvky do požadované polohy, a tak zabezpečit složité pohyby pracovních orgánů, které nelze zajistit klasickými mechanismy s tuhými členy, případně za předpokladu složitě řízených vícečlenných mechanismů[33].

Řízení dvojfázového hydraulického obvodu SPK může být obecně realizováno:

- a) blokováním,
- b) změnou směru toku nositele energie (reverzací chodu),
- c) změnou rychlosti resp. tlaku nositele energie (vytvářením klidové doby),
- d) kombinací přecházejících způsobů.

Principiálně lze zařadit do hydraulických obvodů k zajištění řízení prvky:

- a) hydraulické,
- b) elektrohydraulické,
- c) hybridní.

Jednou z možností rozšíření řízení hydraulického obvodu je také konstrukční úprava hnacího generátoru směrem k regulaci zdvihu nebo proudu nositele energie, v úpravě, která je výhodná pro potřebu dané aplikace hydraulického mechanismu.

Řízení přírazového mechanismu u tkacích strojů se neprovádí. Z hlediska technologie tkaní se využívá různých typů přírazových mechanismů, které vycházejí z požadavků na pohyb, daný prohozním zařízením.

Souhrnně lze říci, že směrodatným parametrem je prohozní úhel a úhel výkyvu bidlenu. Budeme-li uvažovat o možnostech řízení tohoto mechanismu, pak budou přicházet v úvahu oba parametry, které nemusí být na sobě závislé.

Sledujeme-li možnosti změny obou parametrů při stavbě přírazového mechanismu tuhými členy, je nutno konstatovat, že změna sledovaných parametrů je např. u vačkových mechanismů nezávislá, u kloubových mechanismů na sobě závislá. Změnou tvaru vaček je možno ovlivnit oba parametry současně, u kloubových změnou jednoho parametru je ovlivněn druhý.

Na příkladu 6členného přírazového mechanismu je pouze změnou bodu C uchycení těhlice současně ovlivňován klidový (resp. prohozní) úhel φ_k (φ_p) a úhel ψ_c výkyvu bidlenu (viz obr. 3.8).

Sledujeme-li jednotlivé způsoby řízení hydraulického dvojfázového mechanismu SPK, je navrhováno pro danou aplikaci blokování chodu hydromotoru, pod kterým rozumíme zastavení hydromotoru na určitou, případně libovolnou dobu. Z hlediska dynamiky systému se blokování hydromotoru obvykle provádí v krajních polohách. Požadovaný režim můžeme provádět pomocí přebytku kapaliny generátoru s odtokem u hydromotoru nebo pomocí elektrohydraulických prvků.

Stejným způsobem lze provádět řízení změnou směru toku nositele energie. Reverzací chodu hydraulického mechanismu rozumíme změnu smyslu pohybu generátoru vůči motoru. Této změny docílíme přestavením průtočných kanálů obou větví, přičemž zachová-

váme stejné objemy válců. Daným uspořádáním je možné provádět násobný pohyb mechanismu do krajní polohy včetně kombinace obou poloh.

Principiální schéma pro oba způsoby řízení dvojfázového hydraulického mechanismu je zobrazeno na obr. 3.9 .

Na obr. 3.10 je schematicky zobrazen pohyb x_M hydromotoru a pohyb x_G generátoru. Pásma I, IV, V atd. znázorňují čas pohybu hydromotoru, pásma II, III, IX atd. čas klidové doby v zadní, případně přední poloze odpovídající variantě a).

Na obr. 3.11 je schematicky zobrazen pohyb x_M hydromotoru a pohyb x_G hydrogenerátoru obecné rezervace pohybu podle varianty b).

Uvedené způsoby řízení mohou být provedeny s klidovou dobou :

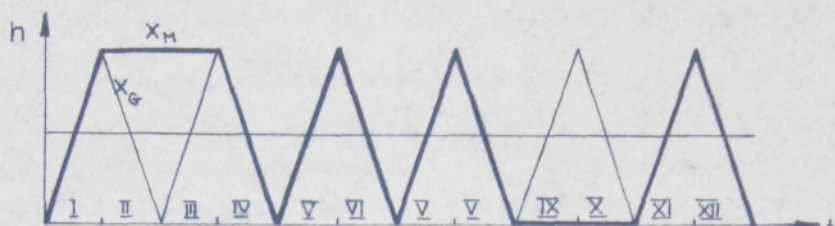
- jednostrannou (obr. 3.12),
- oboustrannou (obr. 3.13),
- libovolně programovatelnou (obr. 3.14).

V obou případech řízení musí jít o úpravu v dráze pohybu motoru (tj. změnu zdvihu) při zachování stejného objemu válců. Současně je nutné zajistit přepouštění přebytku objemu tlakové kapaliny do zásobníku.

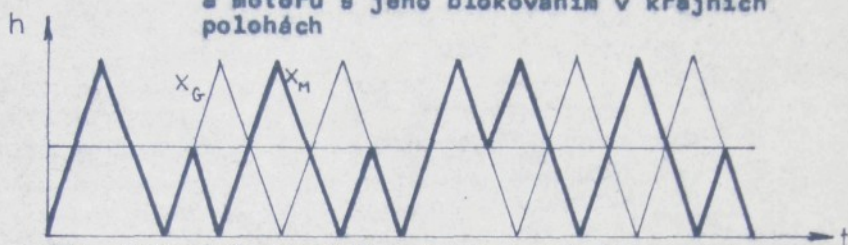
K vytvoření jednostranné klidové doby je zapotřebí zkrátit délku zdvihu hydromotoru o hodnotu y pouze z jedné strany válce, u oboustranné potom z obou stran. U takto upraveného hydraulického mechanismu je předem stanovena klidová doba.

Nevýhodou je nutná synchronizace polohy přepouštěcího rozdělovače s polohou pístu. V neposlední řadě zde vyvstávají problémy dodržení prodlev související s rozběhem a zastavováním mechanismu.

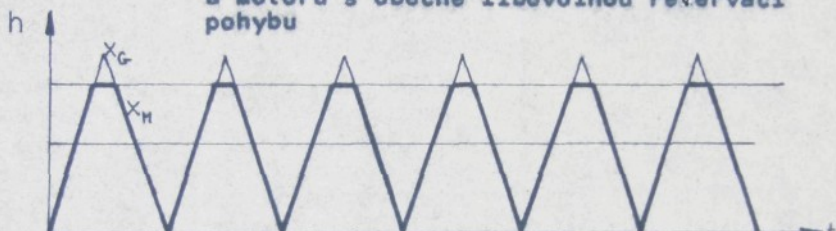
Prakticky by bylo možné uplatnit pouze některé způsoby řízení pohybu bidlenu tkacího stroje, přičemž u sledovaného přířazového mechanismu byla použita alternativa oboustranné klidové doby (v prohozní a přířazové poloze bidlenu) přepouštěním



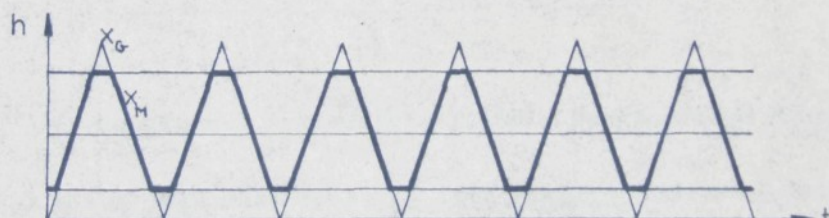
Obr. 3.10 Schematické zobrazení pohybu generátoru a motoru s jeho blokováním v krajních polohách



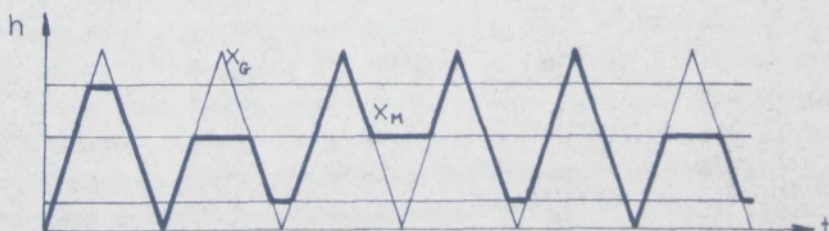
Obr. 3.11 Schematické zobrazení pohybu generátoru a motoru s obecně libovolnou reverbací pohybu



Obr. 3.12 Schematické zobrazení pohybu generátoru a motoru s jednostrannou klidovou dobou



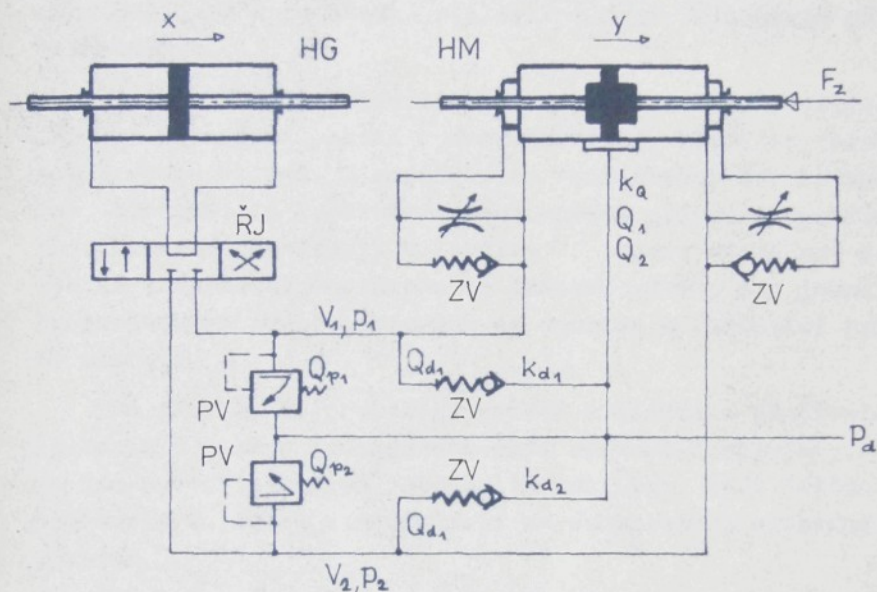
Obr. 3.13 Schematické zobrazení pohybu generátoru a motoru s oboustrannou klidovou dobou



Obr. 3.14 Schematické zobrazení pohybu generátoru a motoru s libovolně programovatelnou klidovou dobou

tlakové kapaliny do zásobníku podle obr. 3.13 .

Praktický význam z hlediska využití mechanismů má dvojfázový obvod zakreslený na obr. 3.15 , který dovoluje vytvářet prodlevy v každé úvrati, souběh a protiběh hydromotoru s hydrogenerátorem, případně složitější funkce, tedy podle AO 159847/75, se jedná o kombinovaný způsob řízení [27].



Obr. 3.15 Dvojfázový hydraulický obvod s kombinovaným řízením

Doposud jsme měli na mysli tzv. sledovací HM mechanismů, u nichž sloupec kapaliny sleduje pohyb pístu pulsátoru. U takovýchto mechanismů lze v podstatě realizovat přímočarý vratný pohyb pístu pracovního mechanismu. Synchronizaci pohybu pístu pulsátoru a pístu pracovního mechanismu lze dosáhnout tím, že se část objemu kapaliny, daného rozdílem geometrického objemu pístu pulsátoru a pístu pracovního mechanismu na konci každého zdvihu pístu pracovního mechanismu, přepouští z vedení jednoho vodiče dvoufázového uspořádání do vedení plnicího.

Chceme-li realizovat složitější pohybové funkce pístu pracovního mechanismu, je nutno programově řídit pohyb sloupce (proudu) kapaliny (řízené rozvaděče). Tímto způsobem lze realizovat např. zastavení pístu pracovního mechanismu na jisté dobu, jeho reverzaci nebo blokování. Je otázkou, jaké funkce lze ještě realizovat řízením pohybu sloupce (proudu) kapaliny, aniž by došlo k neúměrné složitosti hydraulického zařízení, které je vhodné realizovat např. kloubovým pracovním mechanismem.

Další možnosti řízení kombinovaných systémů vyplývají ze způsobu provedení pohonu hydrogenerátoru, resp. ze způsobu kinematického buzení. V zásadě jsou rozlišovány dva způsoby pohonu hydromotorů (vačkovými mechanismy, případně vícečlennými kloubovými mechanismy). V tabulce 3.1 jsou naznačeny možné realizace pohonu generátoru se zákonem zdvihu pro jednu větev hydraulického obvodu, kterých se využívá u sledovací hydrauliky doposud.

Je zřejmé, že praktický význam z hlediska použitelnosti mechanismů pohonu hydromotoru mají vačkové mechanismy, kterými lze vytvořit obecně jakoukoliv závislost, tedy "řídit" pohyb hydromotoru, avšak v závislosti na dynamických vlastnostech systému.

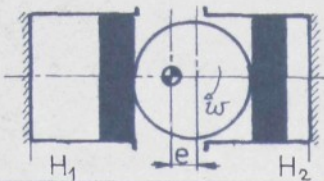
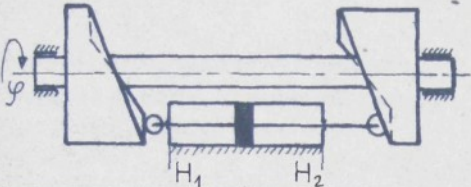
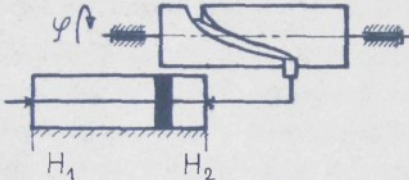
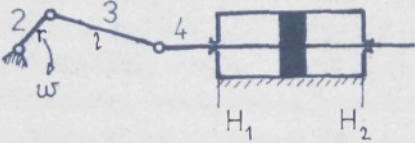
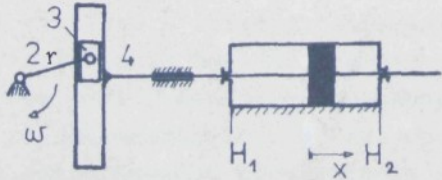
Vačky dávají možnost obecnějšího zdvihového zákona, přičemž periodické kinematické buzení se změnilo na obecné periodické buzení, kde je výsledný pohyb dán periodickou závislostí

$$x = f(\omega t + \gamma), \quad (3.2)$$

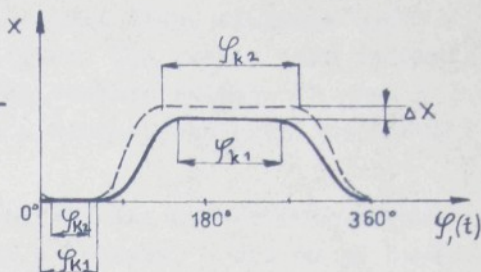
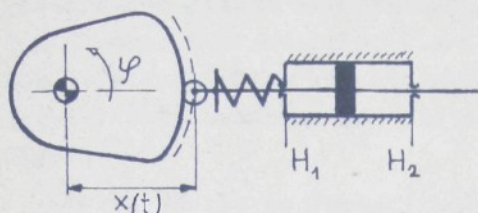
což přináší do dynamiky systému nelinearity, a je tedy nevýhodou daného použití obecné vačky.

Výhodou uplatnění vačky je variabilita zdvihové funkce hydrogenerátoru, čímž by bylo možné v dané aplikaci řídit změnu prohozního úhlu φ_p , změnu zdvihu generátoru $x_{\max}$, zajistit tzv. násobný přířez, měnit poměry přírazu atp.

Z hlediska technologie tkání se jeví výhodným použití generátoru se změnou jeho funkce pro použití v různých typech

Typ generátoru HG	zdvihová funkce	realizace
	$x = e(1 - \cos \omega t)$	excentricky uložený kotouč
	$x = f(\omega t)$	prostorové čelní vačky
	$x = f(\omega t)$	bubnová vačka
	$x = r \cos \varphi +$ $l \left[1 + \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \varphi \right]$ $\lambda = \frac{r}{l}, \quad \varphi = \omega t$	klíkový centrický mechanismus
	$x = r \sin \omega t$	mechanismus pravoúhlé kulisy

Tab. 3.1 Alternativní provedení pohonu hydrogenerátoru



Obr. 3.16 Principiální schéma hydrogenerátoru s obecnou zdvihovou závislostí $x(t)$

Obr. 3.17 Zdvihová funkce hydrogenerátoru podle obr. 3.16

přírázových mechanismů s maximálním uplatněním klidové (prohozní) doby, případně násobným přírázem.

Obecně lze při stavbě kombinovaného hydraulicko-mechanického systému rozšířit možnosti řízení změnou kinematických veličin hydrogenerátoru a hydromotoru tak, že provedeme záměnu umístění hnací a hnané části hydraulického obvodu v kinematickém řetězci. Tak například u 10členného kinematického řetězce lze systematickou klasifikací najít 9 možných variant kombinovaných mechanismů, u kterých binární člen představuje hydraulické vedení mezi hydrogenerátorem a hydromotorem. Hnací a hnaný člen kinematického řetězce mohou být vzájemně zaměnitelné, čímž se rozšíří počet možných variant řešení. V tabulce 3.3 jsou zakresleny možné varianty mechanismů.

Vzhledem k možnosti umístění bidlenu na kterýkoliv člen lze řešit pohyb bidlenu nejenom s kývavým, ale i s komplikovaným pohybem. Při řešení syntézy mechanismů s tuhými členy lze rovněž získat mechanismus s tzv. opakovaným pohybem v jedné z krajních poloh hnaného členu; je-li použito bidlenu jako hnaného členu, je možné získat mechanismus s tzv. násobným přírázem.

Při syntéze kombinovaných hydraulicko-mechanických systémů

(kapitola 3.4) byla získána nová alternativa mechanicko-hydraulického systému (obr. 3.24) v provedení přírazového mechanismu, kde byl binární člen⁵ připojen na rám. V daném případě je realizováno řízení mechanismu s tuhými členy vloženým hydraulickým členem. Systematickou klasifikací lze získat řadu variant, kdy je binární člen kinematického řetězce připojen k rámu a lze jím ovládat zdvihovou závislost a kinematické veličiny hnaného členu.

V kinematickém řetězci kombinovaného hydraulicko-mechanického systému lze rovněž uvažovat s řešením, v kterém je binární člen (představovaný hydraulickým vedením) připojen k rámu. Takto vzniklé mechanismy dovolují řídit jednu geometrickou veličinu (délku členu) kinematického řetězce, tedy ovlivnit převodové poměry kombinovaného mechanismu. Změna geometrických poměrů poté umožňuje řešit změnu pracovního cyklu během jedné otáčky hnacího členu mechanismu.

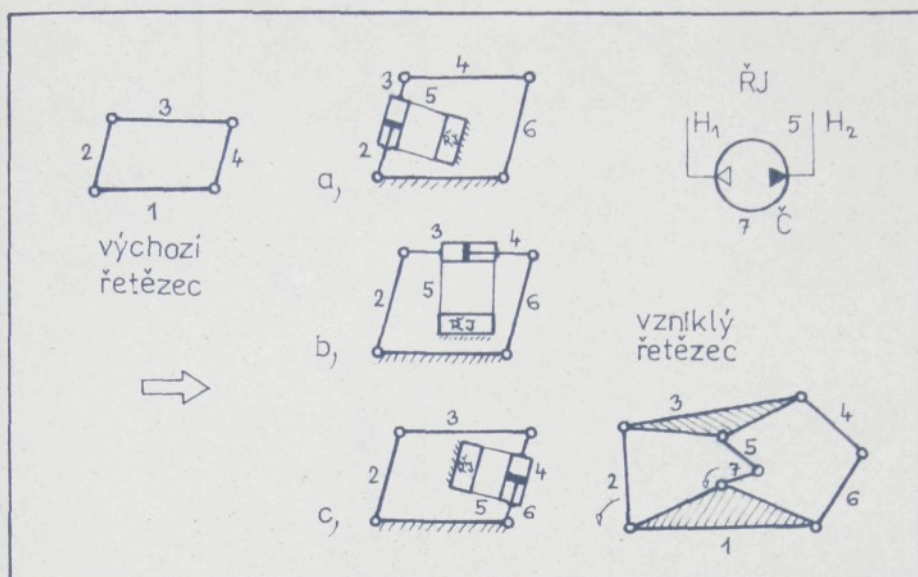
Řízení lze uplatnit v kinematických řetězcích šesti a vícečlenných, které obsahují alespoň jednu posuvnou kinematickou dvojici a ternální člen připojený k rámu binárním členem.

Tak například realizujeme-li u čtyřkloubového mechanismu připojení hydromotoru na kterýkoliv člen takového řetězce, získáme všechny možné varianty uspořádání.

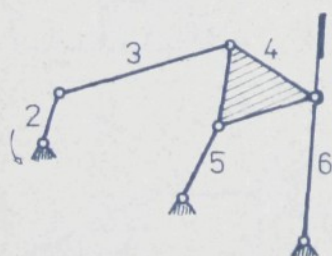
Další úpravou (připojením binárního členu), tj. vedení s řídící jednotkou ŘJ se zvýší počet členů řetězce o 2 členy. Úpravou vznikne z připojené skupiny ternální člen. Takto lze překreslit ze 4 členného kinematického řetězce systematickou klasifikací alternativní 6členné kombinované hydraulicko-mechanické systémy. Postup je zřejmý z tab. 3.2 .

Upravený šestičlenný kinematický řetězec je východiskem pro návrh přírazového řízeného mechanismu tkacího stroje. Na obr. 3.19 je zakreslen přírazový mechanismus pro variantu c tab. 3.2 .

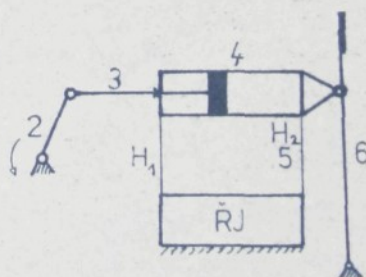
Systematickou klasifikací lze provést ve Wattově a Stephensonově 6členném kinematickém řetězci. Připojením hydraulického



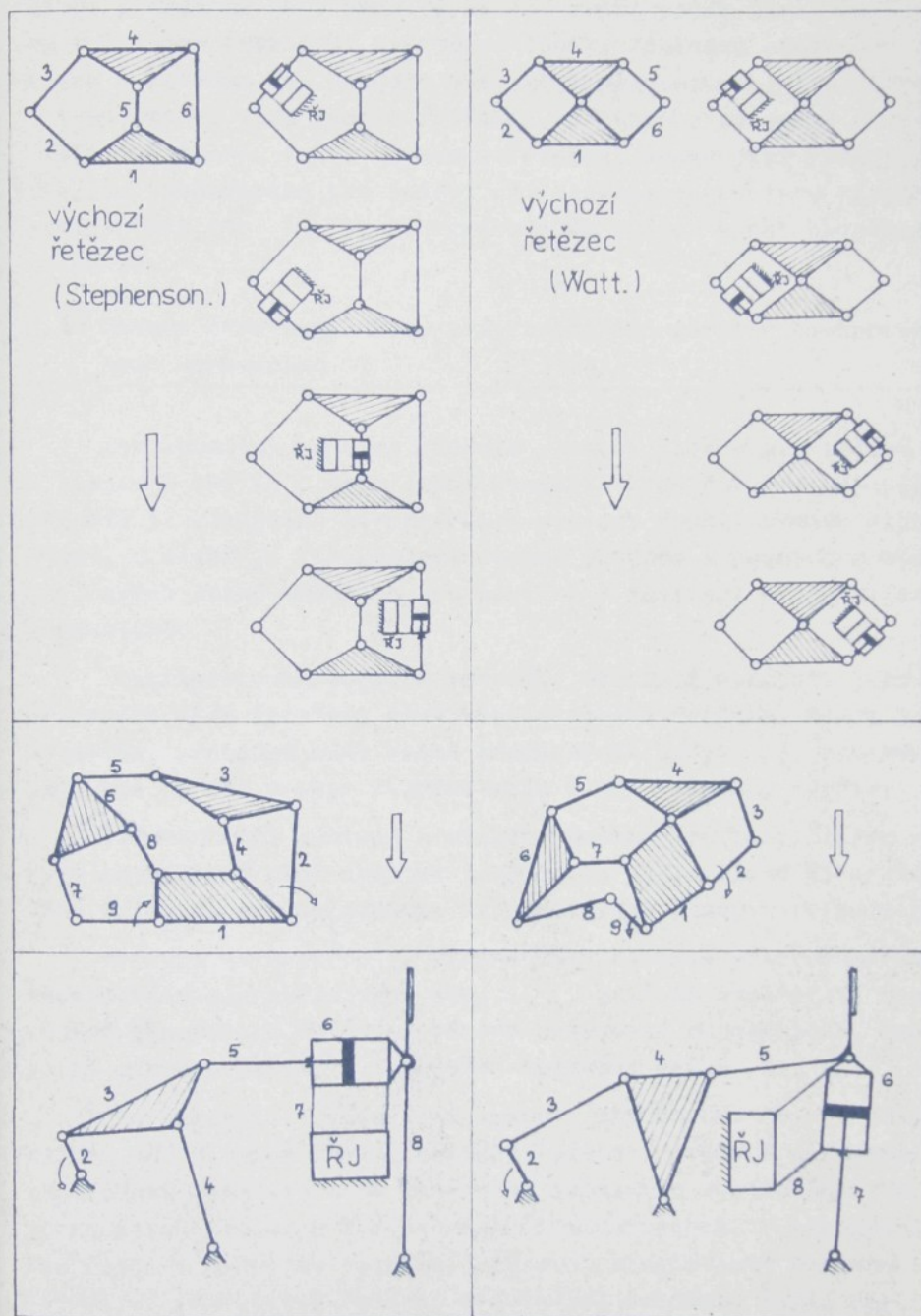
Tab. 3.2 Hydraulické prvky realizované u 4členného kinematického řetězce jeho řídící členy



Obr. 3.18 Kinematický řetězec pro variantu c tab. 3.2



Obr. 3.19 Řízený šestičlenný přírazový mechanismus podle obr. 3.18



Tab. 3.3 Hydraulické prvky realizované u 6členných kinematických řetězců jako řídící členy

členů s řízením se v obou řetězcích zvýší počet členů řetězce o 2 členy (ternární a binární člen). Základní strukturu řetězce z kterého lze odvodit přířazový mechanismus, lze zakreslit po úpravě vždy jedním řetězcem, u kterého se změní pouze číslování členů. Takto upravený řetězec, obsahující řídící prvek, je východiskem pro řešení přířazového mechanismu tkacího stroje (viz tab. 3.3), u kterého může bidlen konat komplanární pohyb.

3.4 Metoda strukturální syntézy k získání variant kombinovaných mechanismů

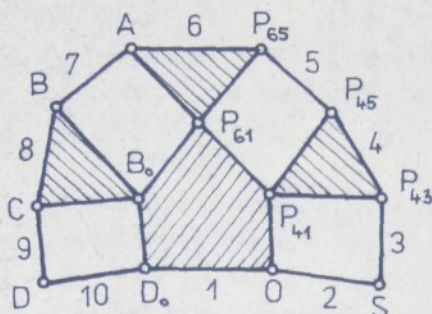
Strukturální syntéza sleduje vlastní stavbu mechanismů z hlediska tvorby a uspořádání kinematických řetězců. V našem případě je sledována strukturální syntéza kombinovaných mechanismů, u nichž je kinematické schéma složeno z pevných a hydraulických členů vhodných pro použití v aplikaci přířazových mechanismů.

Textilně-technologické podmínky dovolují uplatnit jako přířazový člen (bidlen) člen kinematického řetězce, který je vahadlem, případně může konat komplanární pohyb, tj. paprsek může být obecně prvkem kteréhokoliv členu takového řetězce.

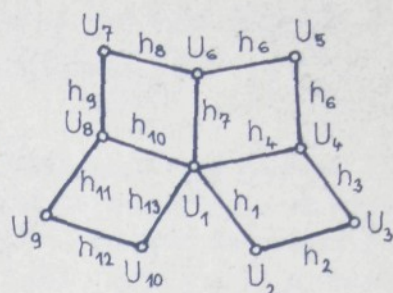
Strukturální syntéza k získání dalších variant přířazových mechanismů není omezena z hlediska počtu členů kinematického řetězce, ani uplatněním hydraulických členů v řetězcích.

Výchozí strukturou je kinematický řetězec přidružený kinematickému schématu podle obr. 3.4 , přičemž excentrové uspořádání generátoru HG je nahrazeno kulisovým mechanismem, což je ze strukturálních i funkčních hledisek možné.

Při vlastní strukturální syntéze mechanismů MH přiřadíme blokům HG, H, HM a PM kinematický řetězec, přičemž excentrové uspořádání generátoru HG nahradíme kulisovým mechanismem, a to je ze strukturálních i funkčních hledisek možné. V kinematickém řetězci označíme rotační i posuvné kinematické dvojice kroužky. Kinematický řetězec přidružený schématu podle obr.



Obr. 3.20 Kinematický řetězec přidružený kinematickému schématu na obr. 3.4



Obr. 3.21 Kinematický graf přidružený kinematickému řetězci na obr. 3.20

3.4 je desetičlenný řetězec s 13 kinematickými dvojicemi. Hnací člen je označen číslem 2 a jeho délka se rovná excentritě $\overline{OS}$. Pist generátoru je v náhradním uspořádání kulisou 4 a člen 3 pak představuje vazbu mezi klikou 2 a kulisou 4 a člen 3 pak představuje vazbu mezi klikou 2 a kulisou 4. Na obr. 3.20 jsou rotační kinematické dvojice označeny písmeny v souladu s označením na obr. 3.4, posuvné kinematické dvojice pak písmeny P. Tak např. P_{65} značí posuvnou vazbu mezi válcem 6 a hydraulickým členem 5.

Kinematický řetězec na obr. 3.20 představuje základní strukturu přířazového mechanismu. Kinematický řetězec obsahuje $n_2 = 6$ binárních členů, $n_3 = 3$ ternárních členů a $n_5 = 1$ paterternárních členů. K získání nových alternativ kinematických řetězců o $n = 10$ členů vyjdeme ze strukturálních rovnic.

Označíme-li n_1 počet členů, které se stýkají s 1 členy a j počet nižších kinematických dvojic v řetězci, pak platí pro rovinné kinematické řetězce strukturální rovnice

$$\sum_{i=2}^{i=i_{\max}} n_i = n, \quad (3.3)$$

$$\sum_{i=2}^{i=i_{\max}} i n_i = 2j \quad (3.4)$$

Číslo $i_{\max}$ udává počet členů řetězce, které mají nejvyšší kontakt s ostatními členy mechanismu. Pro $i_{\max}$ platí

$$i_{\max} = \frac{n}{2} \quad (3.5)$$

kde n je počet členů kinematického řetězce. Každá množina řešení n_i v oboru celých kladných čísel, která splňuje rovnice (3.3), (3.4) tvoří systém možných řešení struktur kinematických řetězců. Řešíme proto rovnice (3.3), (3.4) pro $n = 10$ a dostaneme celkem 7 řešení :

- | | | | | |
|------------|------------|------------|------------|------------|
| 1. řešení: | $n_2 = 4,$ | $n_3 = 6,$ | $n_4 = 0,$ | $n_5 = 0,$ |
| 2. řešení: | $n_2 = 5,$ | $n_3 = 4,$ | $n_4 = 1,$ | $n_5 = 0,$ |
| 3. řešení: | $n_2 = 6,$ | $n_3 = 2,$ | $n_4 = 2,$ | $n_5 = 0,$ |
| 4. řešení: | $n_2 = 6,$ | $n_3 = 3,$ | $n_4 = 0,$ | $n_5 = 1,$ |
| 5. řešení: | $n_2 = 7,$ | $n_3 = 0,$ | $n_4 = 3,$ | $n_5 = 0,$ |
| 6. řešení: | $n_2 = 7,$ | $n_3 = 1,$ | $n_4 = 1,$ | $n_5 = 1,$ |
| 7. řešení: | $n_2 = 8,$ | $n_3 = 0,$ | $n_4 = 0,$ | $n_5 = 2.$ |

Přidružený kinematický řetězec (obr. 3.20) přírazového mechanismu (obr. 3.4) je jedna z možných alternativ 4. řešení. K syntéze struktur další alternativy 4. řešení použijeme topologických vlastností kinematických řetězců.

Každému kinematickému řetězci lze přiřadit kinematický graf $G = [U, H]$, kde U je neprázdná množina uzlů (kloubů) a $H \subset \bar{H}$ neprázdná množina hran (binérních členů) grafu. $\bar{H}$ značí množinu všech dvojprvkových částí množiny H .

Kinematický graf získáme, nahradíme-li členy kinematického řetězce uzly grafu a kinematické dvojice (klouby) pak hranami grafu. Kinematický graf kinematického řetězce na obr. 3.20 je uveden na obr. 3.21. V kinematickém grafu jsou uzly $U_1, \dots, U_{10}$ obrazem členů 1, ..., 10 a hrany $h_1, \dots, h_{13}$ pak odpovídají kinematickým dvojicím $h_1 = O, h_2 = S, h_3 = P_{43}, h_4 = P_{41}, h_5 = P_{45}, h_6 = P_{65}, h_7 = P_{61}, h_8 = A, h_9 = B, h_{10} = B_0, h_{11} = C,$

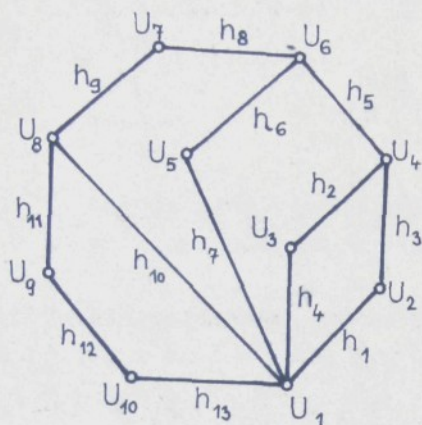
$h_{12} = D$, $h_{13} = D_0$ kinematického řetězce. Matematické zobrazení provádíme pomocí uzlo-hranových incidenčních matic $M_{ij} = (m_{ij})$. Matice je typu $[U, H]$. Patří-li uzel i hraně j , pak prvku matice i -tého řádku a j -tého sloupce přísluší 1, v opačném případě 0. Matice grafu na obr. 3.21 je označena M_1 .

$$M_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 \\ 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 \end{bmatrix} \quad M_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 \end{bmatrix}$$

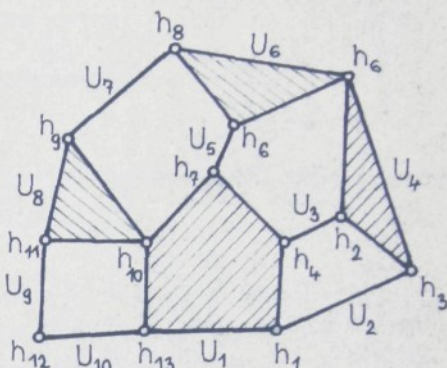
Dvě uzlo-hranové matice jsou ekvivalentní, jestliže se liší pouze permutací řádků a sloupců. Dva grafy jsou izomorfní, jestliže uzlo-hranové matice jsou ekvivalentní. Izomorfismus uchovává u každého uzlu jeho stupeň. Izomorfismus kinematických grafů je východiskem při určování počtu alternativ řešení strukturálních rovnic (3.3), (3.4).

K získání další strukturální alternativy 4. řešení provedeme jednu z možných permutací řádků a sloupců v matici M_1 , čímž získáme ekvivalentní matici M_2 , v níž jsou opět v každém sloupci právě dvě jedničky. K zakreslení kinematického grafu, který je popsán maticí M_2 , zvolíme tento postup. Vyjdeme z uzlu maximálního stupně a kreslíme první kinematickou smyčku grafu (celkem jsou čtyři smyčky). V našem případě vyjdeme z uzlu U_1 (obr. 3.22). Hrana h_1 je incidentní (patří) uzlu U_1 (začneme kreslit první smyčku). Sledujeme první sloupec k druhému nenulovému prvku m_{21} . Hrana h_1 je incidentní s uzlem U_2 . Sledujeme druhý řádek k nenulovému prvku m_{23} . Hrana h_3 je incidentní s uzlem U_2 . Přejdeme v třetím sloupci k nenulovému prvku m_{43} . Hrana h_3 je incidentní s uzlem U_4 . V druhém řádku

přejdeme na nenulový prvek m_{42} . Hrana h_2 je incidentní s uzlem U_4 . V druhém sloupci uvažujeme dále prvek m_{32} . Hrana h_2 je incidentní s uzlem U_3 . Pro prvek m_{34} je hrana h_4 incidentní s uzlem U_3 a pro prvek m_{14} je hrana h_4 incidentní s uzlem U_1 . Tím máme nakreslenou první smyčku. V dalším postupu vyjdeme z vrcholu zakreslené smyčky a kreslíme druhou smyčku a obdobně třetí a čtvrtou smyčku (srovnej s obr. 3.22).



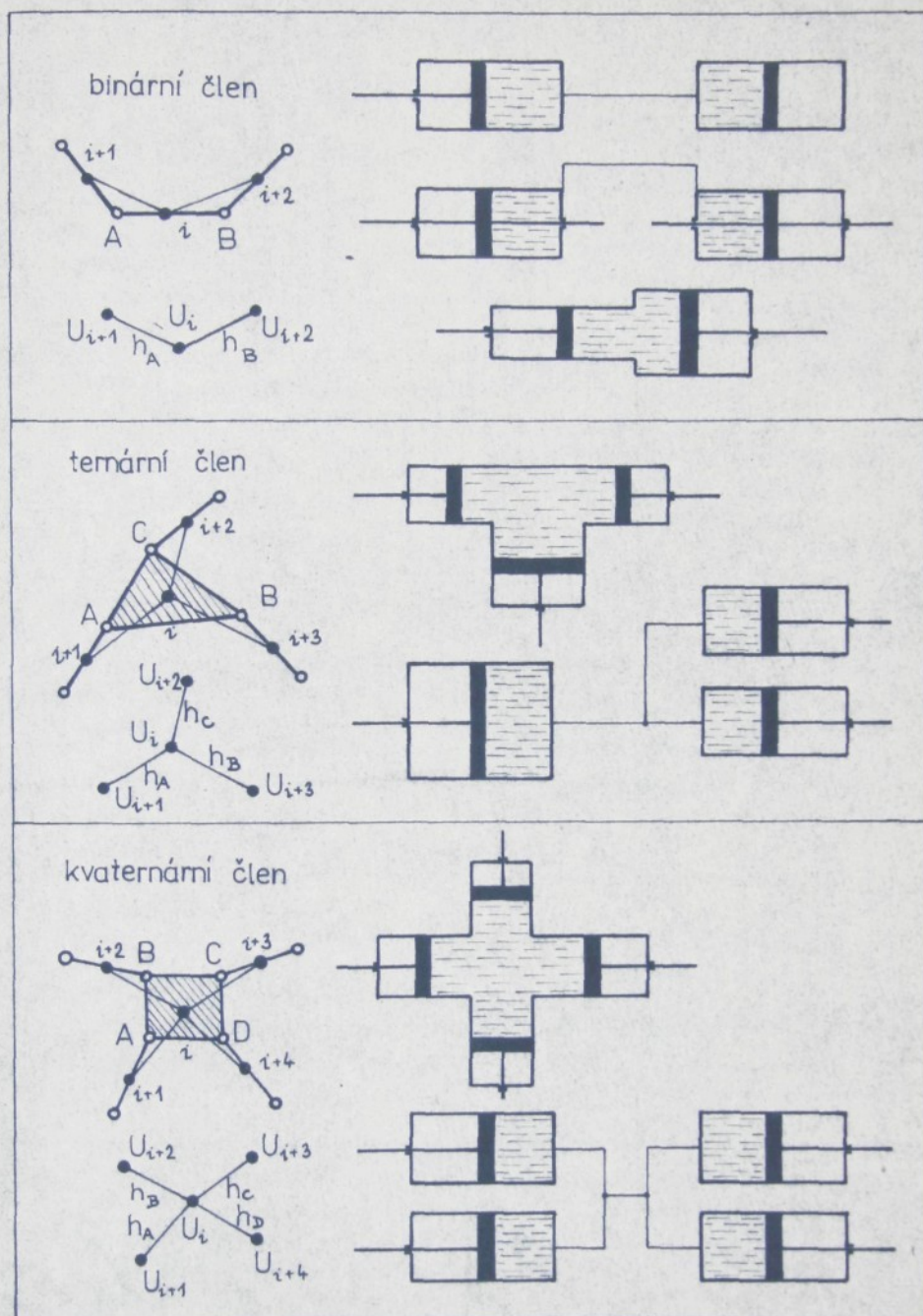
Obr. 3.22 Kinematický graf
příslušný matici
 M_2



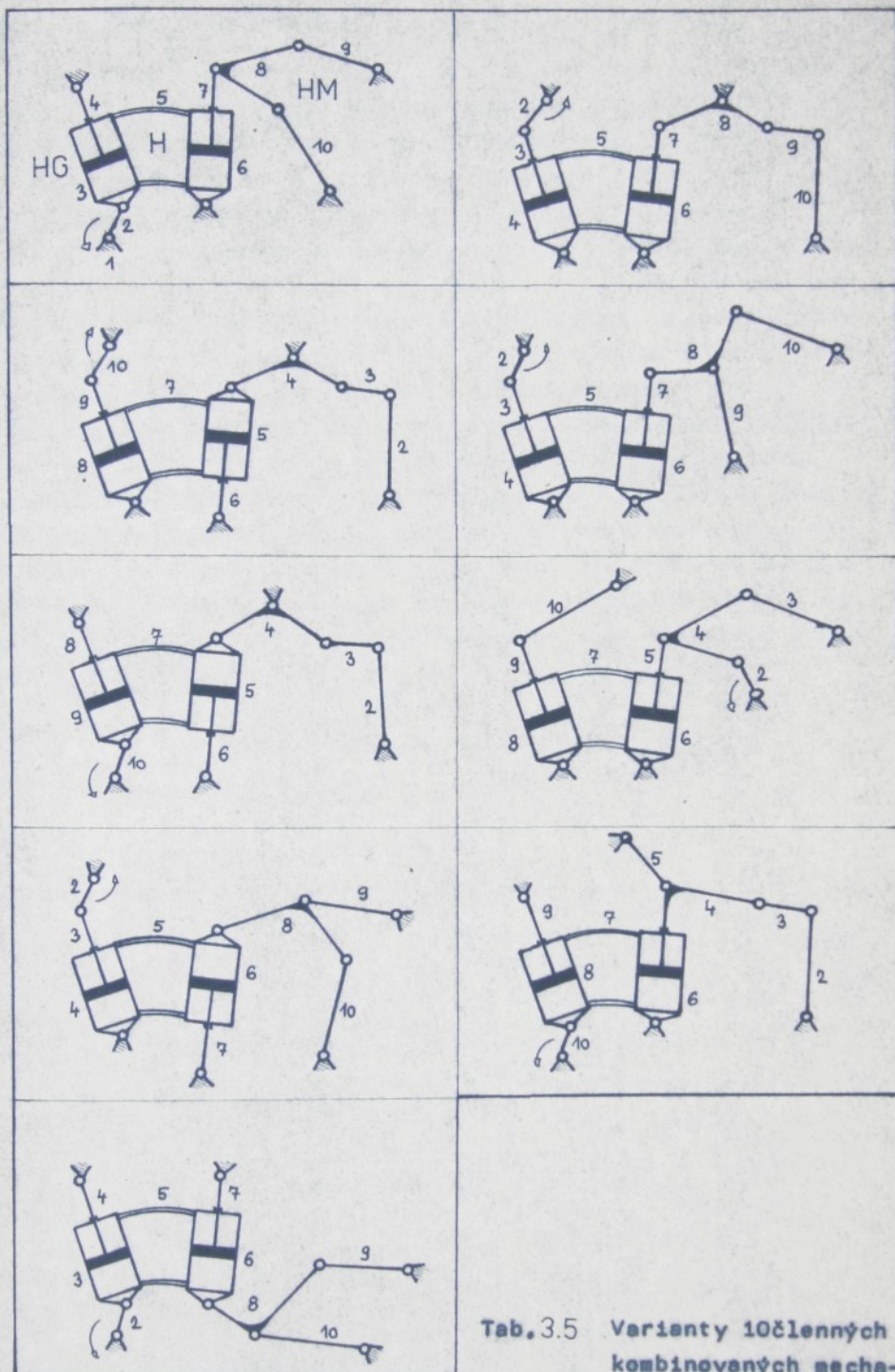
Obr. 3.23 Kinematický řetězec
přidružený kinematic-
kému grafu na obr.3.22

Kinematický graf (obr.3.22) popsaný maticí M_2 je podkladem pro získání kinematického řetězce nové alternativy mechanicko-hydraulického mechanismu (obr.3.23). Nejdříve je zapotřebí přidružit zpětně kinematickému grafu kinematický řetězec tak, že uzlům grafů přísluší člen řetězce a hranám grafu kinematické dvojice. Stupeň uzlu určuje charakter členu. Tak binární člen přísluší uzlu druhého stupně, ternární uzlu třetího stupně atd.

Na obr. 3.24 je uvedeno kinematické schéma přířazového mechanismu, které odpovídá kinematickému grafu na obr.3.22. V kinematickém schématu na obr. 3.24 jsou kinematické dvojice obra-



Tab. 34 Tabulka variant binárních, ternárních a kvaternárních hydraulických členů



nárního hydraulického členu je zobrazeno v tabulce 3.4.

Tak například pro ternární hydraulický člen je přidružen kinematický řetězec s jemu kinematický graf. Kroužky A,B,C představují kinematické dvojice mezi kapalinou i a písty i+1, i+2, i+3. Kinematickým dvojicím A,B,C přísluší hrany h_i , h_{i-1} , h_{i+1} , členům 1, i-1, i+1 pak uzly U_i , U_{i-1} , U_{i+1} , v grafu $G = [U, H]$. Ze schématu je zřejmý postup při tvorbě násobných hydraulických členů. V připojené tabulce 3.5 jsou zakresleny možné varianty 10členných kinematických řetězců s hydraulickým binárním členem, který představuje vodič kapaliny H mezi hydrogenerátorem HG a hydromotorem HM, přičemž paprsek může být připojen ke kterémukoliv členu hnané části kinematického řetězce. Varianty představují pouze aplikace s hydraulickým binárním členem. Z hlediska teorie grafu představuje hydraulický člen "most" kinematického grafu, tedy tvoří kinematickou vazbu mezi dvěma parciálními mechanismy, na které lze kinematické členy řetězce rozložit. Pokud jde o 4členný parciální klikový mechanismus zůstává tentýž a klasifikace se týká 6členného mechanismu druhé parciální části.

4. TEORETICKÝ ROZBOR KOMBINOVANÉHO HYDRAULICKO-MECHANICKÉHO SYSTÉMU POHONU BIDLENU

Kombinovaný hydraulicko-mechanický systém SPK aplikovaný u přirazového mechanismu tkacího stroje vyžaduje řešit řadu problémů, vyplývajících z rozdílných dynamických vlastností obou soustav, zvláště pak při vyšších pohybových frekvencích.

U mechanismů s tuhými členy dochází v důsledku dynamických a silových účinků pracovních členů působících na jednotlivé jeho členy ke vzniku dynamických složek reakcí v kinematických vazbách, k dynamickým namáháním členů mechanismů, ke vzniku chvění, otřesů a hluku. Setrvačné účinky závisí vedle kinematických poměrů na hmotě členů a jejich rozložení, přičemž se odrážejí jak ve vlastní soustavě, tak i na hnacím členu.

U hydraulických mechanismů (rovněž tak u hydraulické části kombinovaných mechanismů) lze očekávat tyto skutečnosti[31].

- 1) Amplitudy posunutí pístů vstupního (generátoru) a výstupního (motoru) převodníku jsou transformovány v poměru jejich pracovních ploch.
- 2) Má-li se posunutí motoru y co nejméně lišit od posunutí generátoru x , je třeba, aby kapacita zátěže C_z byla mnohem větší než kapacita hydraulické větve C_H .
- 3) Amplituda posunutí motoru y je frekvenčně závislá, tzn. závisí na pracovní frekvenci mechanismu a na poměrném tlumení, tzn., že na vlastní frekvenci je závislé fázové posunutí výstupní veličiny y za vstupní veličinou x .
- 4) Poměrné tlumení je závislé na odporech proti pohybu R_H v hydraulické větvi, místních odporech převodníků a odporu zátěže R_z . S rostoucí kapacitou C_H se tlumení zvětšuje, vliv H_z indukčnosti je opačný. S rostoucí kapacitou C_H a indukčností klesá vlastní frekvence hydraulického obvodu.
- 5) Amplituda tlaku v generátoru p_G je nepřímo úměrná celkové kapacitě hydraulického mechanismu a přímo úměrná ploše pístu

generátoru S_G . Celková síla ve styku píst generátoru - pohonný člen bude ovlivněna předpětím systému hydraulického, přičemž je spolu s tlakem p_G frekvenčně závislá.

- 6) Jestliže bude kinematická vazba píst generátoru - pohonný člen jednoznačná, pak může být složka síly od statického předpětí menší než absolutní hodnota proměnné složky síly F_g , což vyhovuje podmínce $C_z \gg C_H$, nutné z hlediska přenosnosti reprodukce pohybu. Naopak jestliže kinematická vazba nebude jednoznačná (dotyk), pak čím vyšší má být pohybová frekvence, tím vyšší musí být předpětí systému.
- 7) Objemové ztráty kapaliny jsou způsobeny funkční vůlí převodníků, což vyžaduje ekvivalentní doplňování kapaliny. Při přechodu systému z nižší na vyšší frekvenci nutně dojde k doplnění systému a z tohoto důvodu i k posunutí základní polohy pístu motoru. S touto skutečností je nutné počítat i při náběhu na pracovní frekvenci. Doplňování je závislé na jakosti plnicího jednosměrného ventilu (dynamické vlastnosti) a kapacitě zátěže C_z .

Z uvedeného hrubého výčtu vlastností jak mechanické, tak hydraulické části kombinovaného systému můžeme již na počátku konstatovat, že podstatnými okolnostmi, které ovlivní praktické aplikační možnosti mechanismu SPK, budou ty, které se promítanou především do fázového posunu pohybu pístu hydromotoru a jeho časové změny.

Proto je dále uvedena analýza jednotlivých částí kombinovaného mechanismu v samostatných kapitolách.

4.1 Teoretický rozbor idealizovaného kombinovaného přírazového mechanismu

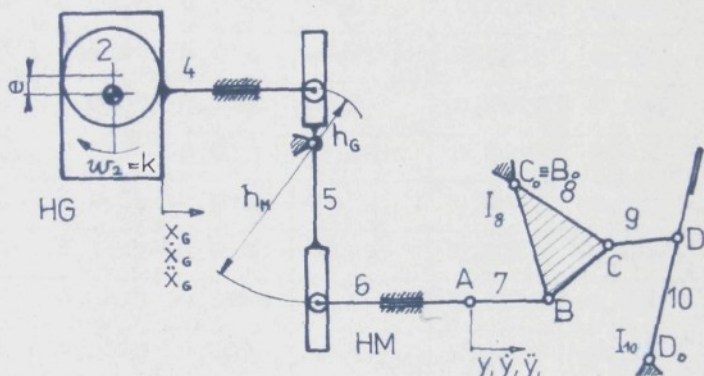
Idealizovaný kombinovaný přírazový mechanismus je mechanismus, u kterého předpokládáme ideální přenos pohybu mezi hydrogenerátorem a hydromotorem, na nějž redukuje hmotu přírazového mechanismu, tedy dynamické účinky mechanické části tohoto mechanismu. Je to hydraulický mechanismus pracující bez rozptylu energie (ideální kapalina, hermetický systém) v kvazista-

cionárním režimu.

U idealizovaného mechanismu předpokládáme tuhou vazbu mezi hydrogenerátorem 4 a hydromotorem 6 podle obr. 4.1 s převodovým poměrem daným transformací pohybu mezi oběma členy, tj. hydraulickým převodem pro uvažovaná technická data hydrogenerátoru a hydromotoru:

$$i = \frac{S_H}{S_G} = \frac{h_G}{h_H} = 3 \quad (4.1)$$

V kinematickém řetězci takovýto převodový poměr je dán převodovým poměrem na vahadle 5 (ternárním členu).



Obr. 4.1 Idealizovaný přírazový mechanismus kombinovaný

Vlastní hydrogenerátor, tak jak bylo naznačeno v kapitole (3), tvoří excentricky uložený kotouč, realizující harmonickou zdvihovou funkci na plochém zvedáku (pístu 4) podle vztahu:

$$x_G = 2e \sin \omega t = h_G \sin \omega t, \quad y_H = i x_G \quad (4.2)$$

Potom platí pro určení kinematických veličin hydrogenerátoru a hydromotoru:

$$\dot{x}_G = h_G \omega \cos \omega t, \quad \dot{y}_H = i h_G \omega \cos \omega t, \quad (4.3)$$

$$\ddot{x}_G = -h_G \omega^2 \sin \omega t, \quad \ddot{y}_H = -i h_G \omega^2 \sin \omega t. \quad (4.4)$$

Ze vztahů (4.2), (4.3) a (4.4) jsou vypočteny kinematické veličiny hydrogenerátoru a hydromotoru pro jednotlivé otáčky $n_2 = 100 \text{ min}^{-1}$ a zaznamenány v tabulce 4.1.

$\varphi [^\circ]$	$x_G [m]$	$v_G [m \cdot s^{-1}]$	$a_G [m \cdot s^{-2}]$	$y_M [m]$	$\dot{y}_M [m \cdot s^{-1}]$	$\ddot{y}_M [m \cdot s^{-2}]$
0	0,0	0,0	0,82	0,0	0,0	2,48
30	0,001	0,039	0,71	0,003	0,118	2,15
60	0,0038	0,068	0,41	0,0114	0,206	1,24
90	0,0075	0,0785	0,0	0,0225	0,238	0,0
120	0,0113	0,068	-0,41	0,0339	0,206	-1,24
150	0,0139	0,039	-0,71	0,0417	0,118	-2,15
180	0,015	0,0	-0,82	0,045	0,0	-2,48
210	0,0139	-0,039	-0,71	0,0417	-0,118	-2,15
240	0,0113	-0,068	-0,41	0,0339	-0,206	-1,24
270	0,0075	-0,0785	0,0	0,0225	-0,238	0,0
300	0,0038	-0,068	0,41	0,0114	-0,206	1,24
330	0,001	-0,039	0,71	0,003	-0,118	2,15
360	0,0	0,0	0,82	0,0	0,0	2,48

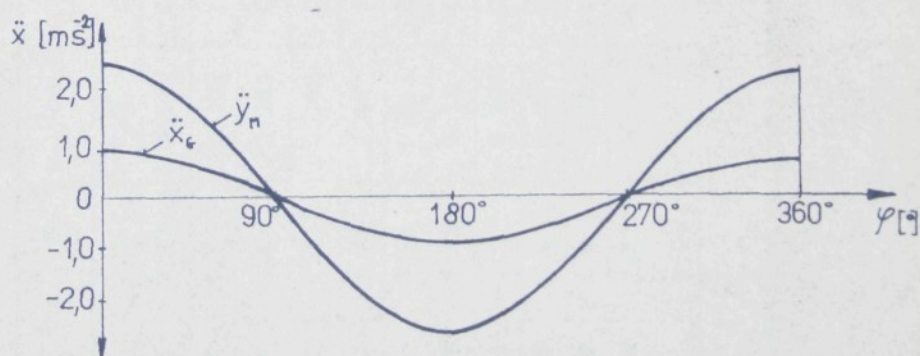
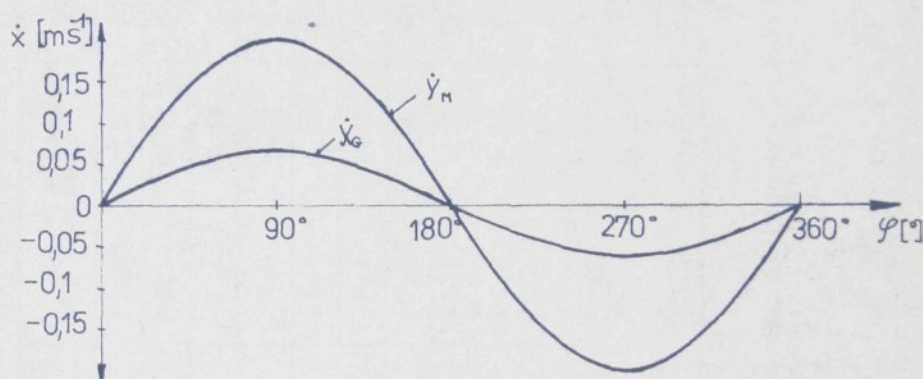
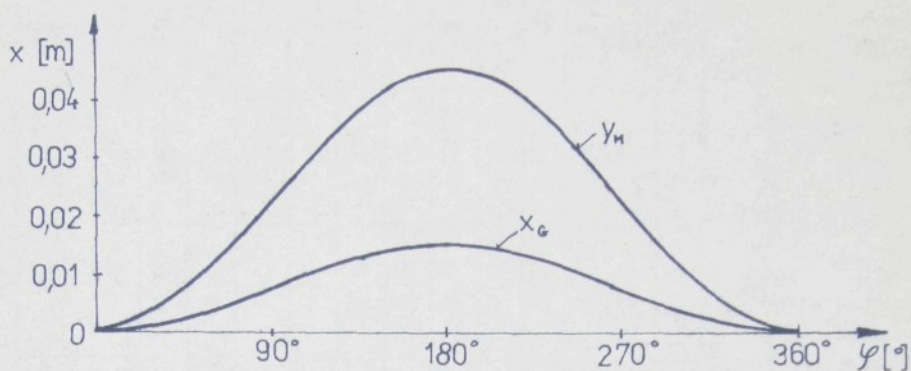
Tab. 4.1 Kinematické veličiny hydrogenerátoru a hydromotoru v závislosti na úhlu pootočení hlavního hřídele pro $n_2 = 100 \text{ min}^{-1}$

Grafické závislosti uvedených veličin jsou zobrazeny na obr. 4.2. Určení kinematických veličin na bidlenu idealizovaného přírazového mechanismu bylo provedeno z výchozích parametrů a rozměrů přírazového mechanismu:

$$l_7 = 55 \text{ [mm]}$$

$$m_c = 1 \text{ [kg]}$$

$$I_8 = 0,063 \text{ [kgm}^2\text{]}$$



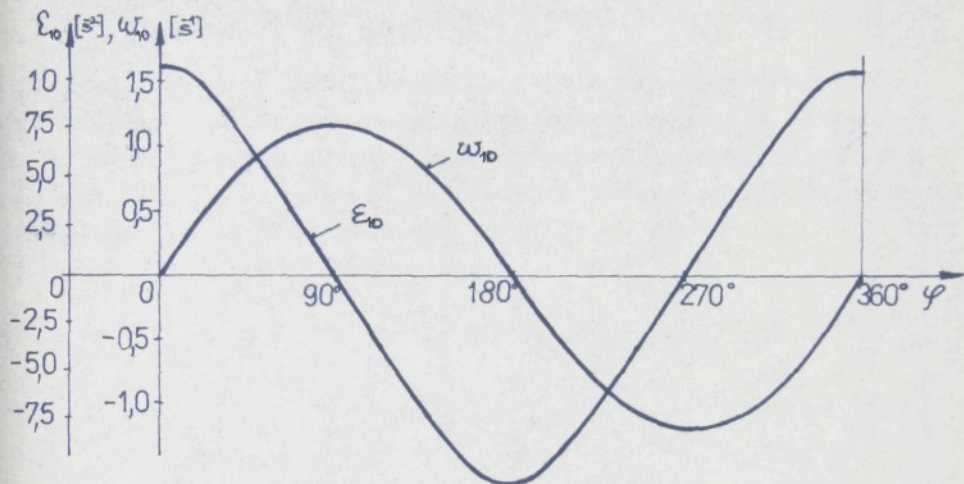
Obr. 4.2 Průběhy kinematických veličin idealizovaného hydro-
generátoru a hydromotoru pro $n_2 = 100 \text{ min}^{-1}$

$\varphi [^\circ]$	$v_C [ms^{-1}]$	$a_{Ct} [ms^{-2}]$	$a_{Cn} [ms^{-2}]$	$v_D [ms^{-1}]$	$a_{Dt} [ms^{-2}]$	$a_{Dn} [ms^{-2}]$	$\omega_8 [s^{-1}]$	$\varepsilon_8 [s^{-2}]$	$\omega_{10} [s^{-1}]$	$\varepsilon_{10} [s^{-2}]$
0	0,0	3,96	0,0	0,0	3,88	0,0	0,0	10,6	0,0	19,4
30	0,18	3,23	0,12	0,18	3,1	0,15	0,56	8,6	0,86	15,5
60	0,32	1,5	0,308	0,3	1,4	0,45	0,91	4,0	1,5	7,0
90	0,36	0,0	0,385	0,34	0,0	0,5	1,01	0,0	1,58	0,0
120	0,32	-1,5	0,308	0,3	-1,4	0,45	0,91	-4,0	1,5	-7,0
150	0,18	-3,23	0,12	0,18	-3,1	0,15	0,56	-8,6	0,86	-15,5
180	0,0	-3,96	0,0	0,0	-3,88	0,0	0,0	-10,6	0,0	-19,4
210	-0,18	-3,23	0,12	-0,18	-3,1	0,15	0,56	-8,6	0,86	-15,5
240	-0,32	-1,5	0,308	-0,3	-1,4	0,45	0,91	-4,0	1,5	-7,0
270	-0,36	0,0	0,385	-0,34	0,0	0,5	1,01	0,0	1,58	0,0
300	-0,32	1,5	0,308	-0,3	1,4	0,45	0,91	4,0	1,5	7,0
330	-0,18	3,23	0,12	-0,18	3,1	0,15	0,56	8,6	0,86	15,5
360	0,0	3,96	0,0	0,0	3,88	0,0	0,0	10,6	0,0	19,4

Tab. 4.2 Kinematické veličiny idealizovaného přířezového mechanismu pro $n_2 = 100 \text{ min}^{-1}$

$l_g = 245$ [mm]	$m_7 = 0,5$ [kg]	$I_{10} = 2,1$ [kgm ²]
$\overline{DD}_0 = 200$ [mm]	$m_8 = 3$ [kg]	
$\overline{CC}_0 = 375$ [mm]	$m_9 = 0,5$ [kg]	
$\overline{BB}_0 = 245$ [mm]	$m_{10} = 10$ [kg]	
$\overline{CB} = 145$ [mm]		

Grafické závislosti kinematických veličin hnaného členu (bidlenu) přírazového mechanismu jsou zobrazeny na obr. 4.3.



Obr. 4.3 Průběh kinematických veličin hnaného členu idealizovaného přírazového mechanismu pro $n_2 = 100 \text{ min}^{-1}$

Pro potřebu dynamického rozboru je uveden výpočet redukované síly a hmoty na píst hydromotoru jako hnací člen mechanické části přírazového mechanismu. Redukovanou sílu určíme kinematickou metodou ze vztahu :

$$F_{\text{red}} = \sum_{i=1}^k F_{iz} \frac{V_i}{V} + \sum_{i=1}^k M_i \frac{a_{iz}}{V} \quad (4.5)$$

Hmoty redukujeme z podmínky ekvivalence pohybové energie mechanismu a pohybové energie redukčního členu, tj.

$$m_{\text{red}} = \frac{1}{V^2} \sum_{i=1}^k (m_i V_i^2 + I_{si} \omega_i^2) \quad (4.6)$$

Protože redukovaná hmota je funkcí pouze polohy mechanismu, a nezávisí tudíž ani na čase ani na rychlosti redukčního členu, lze ji určovat kinematickou metodou. Potom platí vztah

$$m'_{red} = \frac{dm_{red}}{dy} = \frac{2}{v^2} \sum_{i=1}^k m_i v_i \frac{dv_i}{dy} + 2 \sum_{i=1}^k I_i \omega_i \frac{d\omega_i}{dy} , \quad (4.7)$$

po úpravě

$$m'_{red} = \frac{2}{v^3} \sum_{i=1}^k (m_i v_{si} a_{si} + I_{si} \omega_{si} \xi_i) . \quad (4.8)$$

U sledovaného idealizovaného kombinovaného přírazového mechanismu je provedena redukce hmotových parametrů členů 7, 8, 9, 10 na hnací člen (hydromotor) kinematického řetězce podle obr. 4.1. Ze známých hmotových a kinematických veličin mechanismu ze vztahů (4.7), (4.8) lze určit:

$$m_{red} = \frac{1}{v_{61}^2} \left[\left(m_6 + \frac{1}{3} m_7 \right) v_{61}^2 + I_8 \omega_8^2 + I_{10} \omega_{10}^2 \right] , \quad (4.9)$$

$$m'_{red} = \frac{2}{v_{61}^3} \left[\left(m_6 + \frac{1}{3} m_7 \right) v_{61} a_{61} + I_8 \omega_8 \xi_8 + I_{10} \omega_{10} \xi_{10} \right] . \quad (4.10)$$

Vypočtené hodnoty pro základní otáčky $n_2 = 100 \text{ min}^{-1}$ jsou uvedeny v tabulce 4.3 a dále použity v kapitole 5.

V rovnicích (4.5), (4.6), (4.7) a (4.8) značí symboly :

v_{si} rychlost těžiště hmotného bodu,

a_{si} zrychlení těžiště hmotného bodu.

Vzhledem k malým hmotnostem členů 7 a 9 mechanismu podle obr. 4.1 není uvažováno s hmotností členu 9, částečně pak s hmotností členu 7, který je spojen s redukčním členem idealizovaného mechanismu.

$\varphi [^\circ]$	$m_{red} [kg]$	$m'_{red} [kgm]$	$F_{red} [N]$
0	-	-	-
30	114	34444	485
60	113	5097	248
90	0	0	0
120	113	5097	-248
150	114	34444	-485
180	-	-	-
210	114	34444	-485
240	113	5097	-248
270	0	0	0
300	113	5097	248
330	114	34444	485
360	-	-	-

Tab. 4.3 Dynamické účinky mechanické části idealizovaného přírazového mechanismu na hydromotor pro $n_{21} = 100 \text{ min}^{-1}$

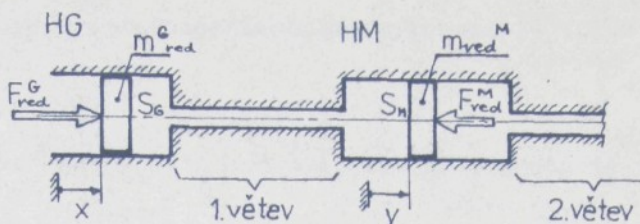
4.2 Teoretický rozbor dvojfázového hydraulického mechanismu se střídavým proudem kapaliny

Dynamické chování hydraulických obvodů lze zásadně řešit dvěma rozdílnými způsoby,

První způsob vychází z nahrazení skutečného hydraulického obvodu (nebo jeho části) zjednodušeným myšleným modelem, ve kterém jsou všechny dynamické parametry, tj. R , L , C , soustředěny do jednoho místa. Jde o tzv. obvod se soustředěnými parametry. Předpokládáme-li v hydraulickém obvodu jednorozměrné proudění, obdržíme proměnné veličiny :

$$p = f(t) , \quad Q = f(t) ,$$

přičemž p a Q probíhají v celém obvodu současně. Dynamický model má jeden stupeň volnosti [31].



Obr. 4.4 Schéma hydraulické větve dvojfázového mechanismu

Hmotnost mechanismu pulsátoru (generátoru) je respektována pístem generátoru a redukovanou hmotností m_{red}^G a síly působící na mechanismus pulsátoru pak redukovanou silou F_{red}^G na pístu. Obdobně je hmotnost pracovního mechanismu respektována redukovanou hmotností pístu m_{red}^M a síly redukovanou silou F_{red}^M - viz obr. 4.4.

Nechť v době t je poloha pístu generátoru dána souřadnicí x a poloha pístu pracovního mechanismu souřadnicí y . Předpokládáme-li, že oba mechanismy jsou složeny z dokonale tuhých členů a zanedbáme-li vůle a pasivní odpory v kinematických dvojicích, dostaneme pohybové rovnice mechanismu pulsátoru a pracovního mechanismu.

$$m_{red}^G(x) \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{1}{2} \frac{dm_{red}^G(x)}{dx} \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 = F_{red}^G - p_G S_G - R_G \frac{dx}{dt} \quad , \quad (4.11)$$

$$m_{red}^M(y) \frac{d^2y}{dt^2} + \frac{1}{2} \frac{dm_{red}^M(y)}{dy} \left(\frac{dy}{dt} \right)^2 = F_{red}^M + p_M S_M - R_M \frac{dy}{dt} \quad (4.12)$$

Síly F_{red}^G , F_{red}^M jsou obecně funkcí plochy a rychlosti pístu, v nejobecnějších případech i funkcí času t .

Předpokládáme-li že hydraulický člen je vytvořen nehmotnou a nestlačitelnou kapalinou a že kapalina protéká dokonale hladkým a nepružným vodičem, pak tlak i průtok kapaliny je pouze funkcí času; jejich změna probíhá v celém vodiči současně, (po-

čítáme s nekonečně velkou rychlostí této změny).

Za uvedených předpokladů lze z rovnic (4.11) a (4.12) určit vztahy :

$$p_G^{(t)} = p_M^{(t)} , \quad x(t) = y(t) . \quad (4.13)$$

Obvykle však bude v hydraulickém obvodu platit vztah :

$$p = p_0 \sin \omega t , \quad (4.14)$$

přičemž předpokládáme přepřínování mechanismu na tlak

$$p_s = \frac{p_{\max}}{2} . \quad (4.15)$$

Při řešení vycházíme z dané pohybové závislosti (4.11) hnacího členu mechanismu pulsátoru. Kinematickým řešením mechanismu pulsátoru pak dostaneme závislost polohy x pístu generátoru na čase, tj. závislost $x = f(t)$. Z rovnice (4.12) určíme průběh tlaku p ve vodiči v závislosti na čase, resp. na poloze pístu pracovního mechanismu.

Z rovnice (4.11) určíme časový průběh hnací síly, resp. momentu hnací dvojice. V další fázi provádíme kinetostatické řešení, tj. stanovení přenášených sil a reakcí u mechanismu pulsátoru a pracovního mechanismu.

Znalost průběhu tlaků ve vodiči nám umožňuje dimenzovat pojistné a přepouštěcí ventily.

Uvedeného postupu řešení lze s jistou přibližností použít v případech, kdy jde o krátké vodiče a nízkou frekvenci kmitavého pohybu sloupce kapaliny.

Vliv stlačitelnosti kapaliny zahrneme do výpočtu, připojíme-li k rovnicím (4.11) (4.12) proudovou rovnici :

$$S_G \frac{dx}{dt} = S_M \frac{dy}{dt} + \frac{1}{D_n} \frac{p_G + p_M}{2} , \quad (4.16)$$

v níž jsme pro zjednodušení použili jako střední hodnotu tlaku kapaliny ve vedení, tj. aritmetického průměru vstupního p_G a výstupního tlaku p_M .

Řešením rovnic (4.11), (4.12), (4.16) je závislost $y(t)$. V rovnici (4.16) značí D_h součinitel odporu proti deformaci kapaliny, S_G plochu pístu hydrogenerátoru a S_M plochu pístu hydromotoru.

U prakticky realizovaných HM mechanismů je dosud jako pulsátor převážně použito vačky, která generuje harmonickou funkci. V tom případě vycházíme pro krátké vodiče a nízké frekvence z pohybové rovnice sloupce kapaliny ve tvaru :

$$H \frac{d^2 Q_h}{dt^2} + R_h \frac{dQ_h}{dt} + D_h Q_h = \frac{dp}{dt} \quad (4.17)$$

V rovnici (4.17) značí H odpor proti zrychlení a R_h odpor proti pohybu sloupce kapaliny. Rovnice (4.17) má po doznění přechodového jevu řešení ve tvaru :

$$\text{kde je} \quad Q = Q_0 \sin(\omega t - \varphi) \quad (4.18)$$

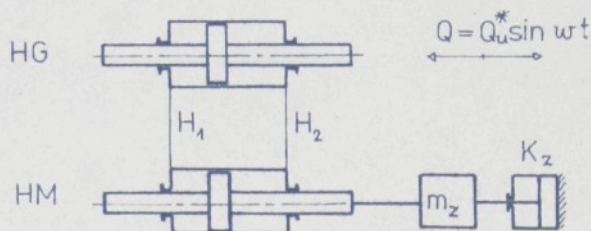
$$Q_0 = \frac{p_0}{\sqrt{R_h^2 + (\omega H - \frac{D_h}{\omega})^2}} \quad (4.19)$$

Mezi proudem Q a tlakem p dochází k fázovému posunutí

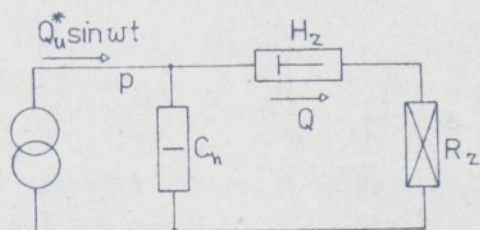
$$\varphi = \arctg \frac{\omega H - \frac{D_h}{\omega}}{R_h} \quad (4.20)$$

Jde-li o dlouhá vedení a vysoké frekvence kmitání kapaliny, je tlak i průtok kapaliny funkcí jak času, tak i polohy. V tom případě jsou dynamické parametry ve sloupci kapaliny rozloženy spojitě a rychlost šíření tlakových a průtokových změn je konečná. V tomto případě přibližná řešení nevyhovují.

Uvedená úvaha se dá rozšířit na dvojfázový hydraulický mechanismus SPK s hmotou m_z zatěžující hydromotor s odporem K_z podle obr. 5.4. V uvažovaných podmínkách krátkého vedení, kde dochází ke tlakové ztrátě ve vedení jen vlivem tření a při změně rychlosti proudění i indukčnosti sloupce kapaliny je řešení obvodu se soustředěnými parametry bez uvažování vlivu vedení [32]. Takovýto mechanismus lze zakreslit ve schématu podle obr. 4.6.



Obr. 4.5 Schéma dvojfázového hydraulického mechanismu se zátěží



Obr. 4.6 Náhradní schéma dvojfázového hydraulického obvodu podle obr. 4.5

kde
$$H_z = \frac{m_z}{2S_H^2} \quad (4.21)$$

$$R_z = \frac{K_z}{2S_H^2} \quad (4.22)$$

Diferenciální rovnice popisující daný obvod má tvar :

$$H_z \frac{d^2 Q}{dt^2} + R_z \frac{dQ}{dt} + \frac{1}{C_n} Q = \frac{1}{C_n} Q_u^* \sin \omega t \quad (4.23)$$

Řešení rovnice (4.23) lze zapsat ve formě :

$$Q = Q_u^* \sin(\omega t - \varphi) \quad (4.24)$$

Sledujeme-li poměry fázového posunutí hydromotoru proti poloze hydrogenerátoru, tj. přesnost kopírování poloh, je dána poměrem :

$$\frac{Q}{Q_u^*} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\Omega}\right)^2\right]^2 + \left(2\mathcal{F} \frac{\omega}{\Omega}\right)^2}}, \quad (4.25)$$

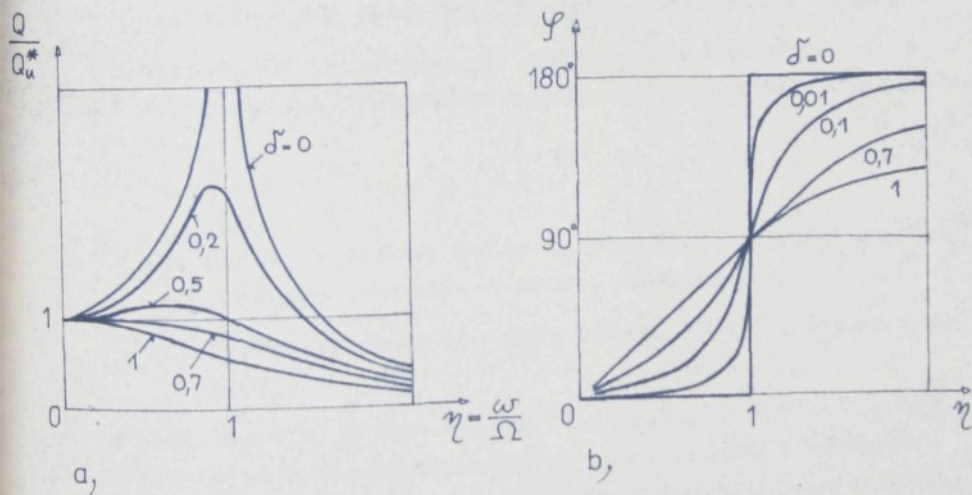
$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{2\mathcal{F} \frac{\omega}{\Omega}}{1 - \left(\frac{\omega}{\Omega}\right)^2}, \quad (4.26)$$

kde

$$\Omega = \sqrt{\frac{1}{C_h H_2}} = \sqrt{\frac{2S_m^2}{\beta_1 m_2 (V + V_2)}}, \quad (4.27)$$

$$\mathcal{F} = \frac{R}{2\sqrt{\frac{H_2}{C_h}}}. \quad (4.28)$$

Grafická závislost fázového posuvu φ na poměrné frekvenci $\eta = \frac{\omega}{\Omega}$ (činiteli naladění) pro různé měrné útlupy $\mathcal{F} = \frac{N}{\Omega}$ je zaznamenána na obr. 4.7 a, poměrná amplituda proudů $\frac{Q}{Q_u^*}$ v závislosti na η pro různé $\mathcal{F}$ je na obr. 4.7 b.



Obr. 4.7 Grafické záznamy závislosti mezi proměnnými

$\frac{Q}{Q_u^*}, \mathcal{F}, \eta, \varphi$

Je zřejmé, že se v daném uspořádání mechanismu objevuje fázové zpoždění chodu hydromotoru, respektující zátěžný odpor a součinitel tlumení v závislosti na jeho rozměrech ve tvaru :

$$\varphi = \frac{R_z}{2H_z\Omega} = \frac{K_z}{2m_z\Omega} = \frac{K_z}{2m_z\sqrt{\frac{2S_m^2}{\beta_1 m_z V_z}}} = K_z \sqrt{\frac{\beta_1 V_z}{8m_z S_m^2}} \quad (4.29)$$

Daná soustava představuje ideální mechanismus s uvažováním zatížení hydromotoru H_z a R_z , avšak bez vlivu vedení, mechanické soustavy atp. : to znamená, že plně nevystihuje potřeby námi sledované hydraulicko-mechanické soustavy.

Druhý způsob respektuje skutečné poměry, kdy dynamické parametry jsou v obvodu spojitě rozloženy, tzv. obvod s rozloženými parametry, jako je tomu u dlouhých vedení s vysokými frekvencemi kmitání kapaliny, kdy tlak a objem kapaliny jsou funkcí času a polohy. V tomto případě přibližná řešení nevyhovují. Za předpokladu jednorozměrného proudění máme proměnné veličiny :

$$p = f(t, x), \quad Q = f(t, x).$$

Tento dynamický model má konečně mnoho stupňů volnosti.

Rozlišovacím kritériem mezi oběma uvedenými způsoby je vlnová délka časově proměnného tlaku, resp. průtok kapaliny

$$\lambda_v = \frac{a}{f_0}, \quad (4.30)$$

kde a ... rychlost šíření změny tlaku, resp. proudu kapaliny v obvodu (v rozmezí $1000 \div 1400 \text{ ms}^{-1}$),

f_0 ... frekvence časových změn tlaku, resp. průtoku kapaliny.

Platí, že čím je $\lambda_v > l$ (kde l je délka hydraulického obvodu), tím více souhlasí model se soustředěnými parametry se skutečností. Naopak pro $\lambda_v < l$ je již nutno brát v úvahu spojitě rozložení parametrů.

Pro teoretický popis hydraulického mechanismu (včetně mechanismu SPK) se s výhodou rovněž používá blokové algebry [40], přičemž celkové blokové schéma hydraulického mechanismu je sestavováno z dílčích schémat obvodu, které sledují silové a průtokové poměry ve válci generátoru, přechodu generátor-vedení, ve vlastním vedení, na přechodu vedení-motor a válci motoru s uvažováním zátěžné síly. Každé dílčí blokové schéma lze popsat přenosovou maticí, která je konvenčním uspořádáním přenosů mezi jednotlivými veličinami.

4.3 Možnosti použití "analogií" k řešení kombinovaných mechanismů

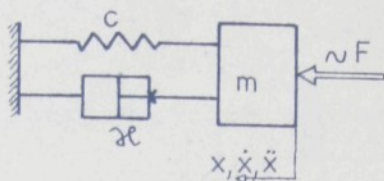
Jednou z forem matematického popisu hydraulického obvodu je jeho popis pomocí náhradních elektrických obvodů, kdy lze s výhodou využít podobnosti matematických rovnic popisujících průtok kapaliny hydraulickými impedancemi a rovnic platných pro průtok elektrického proudu impedancemi elektrickými. Tato okolnost dala vzniknout elektrohydraulické analogii [34], [35].

Obdobně lze najít vztah mezi popisem dějů v mechanických soustavách a elektrických obvodech, které daly vzniknout elektromechanické analogii [28] - [30].

Sledujme jednodimenzionální mechanický systém podle obr. 4.8. Řazením Hookova a Newtonova tělesa paralelně vzniká Kelvinovo těleso, obsahující kmitající hmotu, pružný člen a tlumící člen, dále pak zdroj budicí síly. Předpokládáme pouze pružnou deformaci nehmotného pružného členu, lineární viskozitní tlumení, dále pak budicí sílu, která je harmonickou funkcí času.

Patřící pohybová rovnice mechanické soustavy má tvar :

$$m \ddot{x} = -cx - \alpha \dot{x} + F \quad (4.31)$$



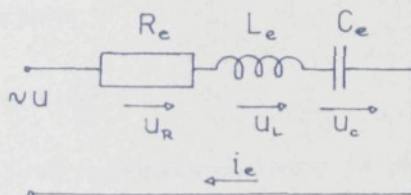
Obr. 4.8 Mechanický model Kelvinova tělesa

Vydeme-li z jednorozměrného elektrického obvodu s prvky R_e , L_e , C_e (odporem, indukčností a kapacitou) v sériovém zapojení podle obr. 4.9, lze okamžité vstupní napětí vyjádřit diferenciální rovnicí :

$$u = L_e \frac{di_e}{dt} + R_e i_e + \frac{1}{C_e} \int i_e dt, \quad (4.32)$$

nebo v jiném tvaru :

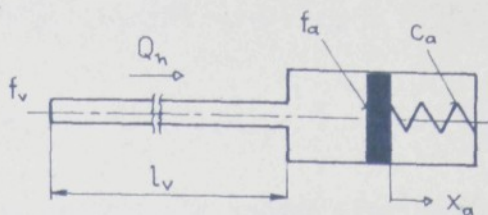
$$u = L_e \ddot{Q}_e + R_e \dot{Q}_e + \frac{1}{C_e} Q_e. \quad (4.33)$$



Obr. 4.9 Ekvivalentní elektrický obvod

V hydraulickém obvodu podle obr. 4.10 platí, že rozdíl tlaku hydraulického obvodu Δp se skládá z rozdílu tlaku na hydraulickém akumulátoru Δp_a a ve vedení Δp_v :

$$\Delta p = \Delta p_a + \Delta p_v \quad (4.34)$$



Obr.4.10 Ekvivalentní hydraulický náhradní obvod

Jestliže připustíme, aby byl úsek vedení nekonečně malý, rychlost pohybu kapaliny v uvažované délce vedení je v obou průřezech stejná a rovná se střední hodnotě, hodnota rozdílu tlaku je rovna výrazu :

$$\Delta p_v = k_{pq} Q_n + \int \frac{l_v}{f} \cdot \frac{dQ_n}{dt} \quad (4.35)$$

Rozdíl tlaku v hydroakumulátoru je přímo úměrný hodnotě dráhy pístu x_a z neutrální polohy a nepřímo úměrný jeho ploše f_a dle vztahu :

$$\Delta p_a = \frac{c_a}{f_a} x_a \quad (4.36)$$

Posuv pístu hydroakumulátoru je popsán vztahem :

$$x_a = \frac{1}{f_v} \int Q_n dt \quad (4.37)$$

Stejným způsobem je popsán rozdíl tlaku na sledovaném hydraulickém obvodu; s použitím rovnice (4.35), (4.36), (4.37) je možné ho přepsat ve tvaru :

$$\Delta p = k_{pq} Q_n + \int \frac{dQ_n}{dt} \cdot \frac{l_v}{f_v} + \frac{c_a}{f_a} \int Q_n dt, \quad (4.38)$$

resp.

$$\Delta p = R_h Q_h + L_h \frac{dQ_h}{dt} + \frac{1}{C_h} \int Q_h dt, \quad (4.39)$$

kde $R_h = k_{pg}; L_h = \rho \frac{l_v}{f_v}; C_h = \frac{f_a}{c_a}.$

Pokud je hydraulické vedení představováno hydraulickými odpory R_h , $H = \frac{1}{L_h}$, $D_h = \frac{1}{C_h}$, diferenciální rovnice popisující toto uspořádání má tvar :

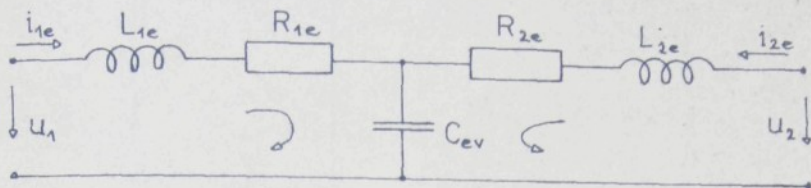
$$p = H \frac{dQ_h}{dt} + R_h Q_h + D_h \int Q_h dt \quad (4.40)$$

Porovnáme-li získané rovnice (4.31) (4.33) (4.40) hydraulického obvodu, elektrického zapojení a mechanické soustavy, můžeme konstatovat shodu řešení a analogii, při které je splněna diferenciální rovnice druhého řádu s konstantními koeficienty a s pravou stranou, která je funkcí času :

$$A \ddot{q} + B \dot{q} + C q = Q(t) \quad (4.41)$$

V zápisu diferenciální rovnice (4.41) značí A, B, C koeficienty diferenciální rovnice, Q všeobecnou sílu a q všeobecnou souřadnici. V tabulce 4.4 jsou souhrnně uvedeny ekvivalentní veličiny popisu matematického modelu.

Stejným způsobem lze postupovat při popisu celých obvodů (hydraulického, resp. elektrického). Jako příklad je proveden popis elektrického obvodu podle obr. 4.11 a hydraulického obvodu na obr. 4.12, přičemž bývá z hlediska popisu kapalina rozdělena na dvě části [22] [32] a mezi nimi je uvažováno se střední hodnotou tlaku při kterém se uvažuje současně změna proudu kapaliny. Konstanta tuhosti potrubí je zahrnována do hodnoty tuhosti kapaliny.



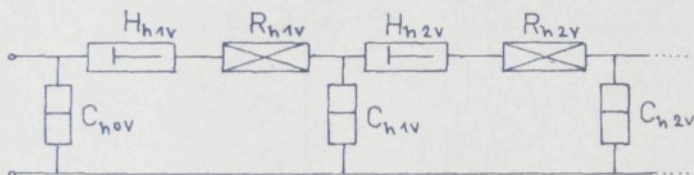
Obr. 4.11 Elektrický náhradní obvod

Okamžitá hodnota úbytku napětí na obou částech je vyjádřena výchozími vztahy :

$$U_1 = L_{e1} \frac{di_{1e}}{dt} + R_{e1} i_{1e} + \frac{1}{C_{ev}} \int i_{e1} dt + \frac{1}{C_{ev}} \int i_{e2} dt, \quad (4.42)$$

$$U_2 = L_{e2} \frac{di_{2e}}{dt} + R_{e2} i_{2e} + \frac{1}{C_{ev}} \int i_{e2} dt + \frac{1}{C_{ev}} \int i_{e1} dt. \quad (4.43)$$

V práci [32] se uvažuje hydraulické vedení s rozložením na n - elementárních částí, které představuje obr. 4.12.

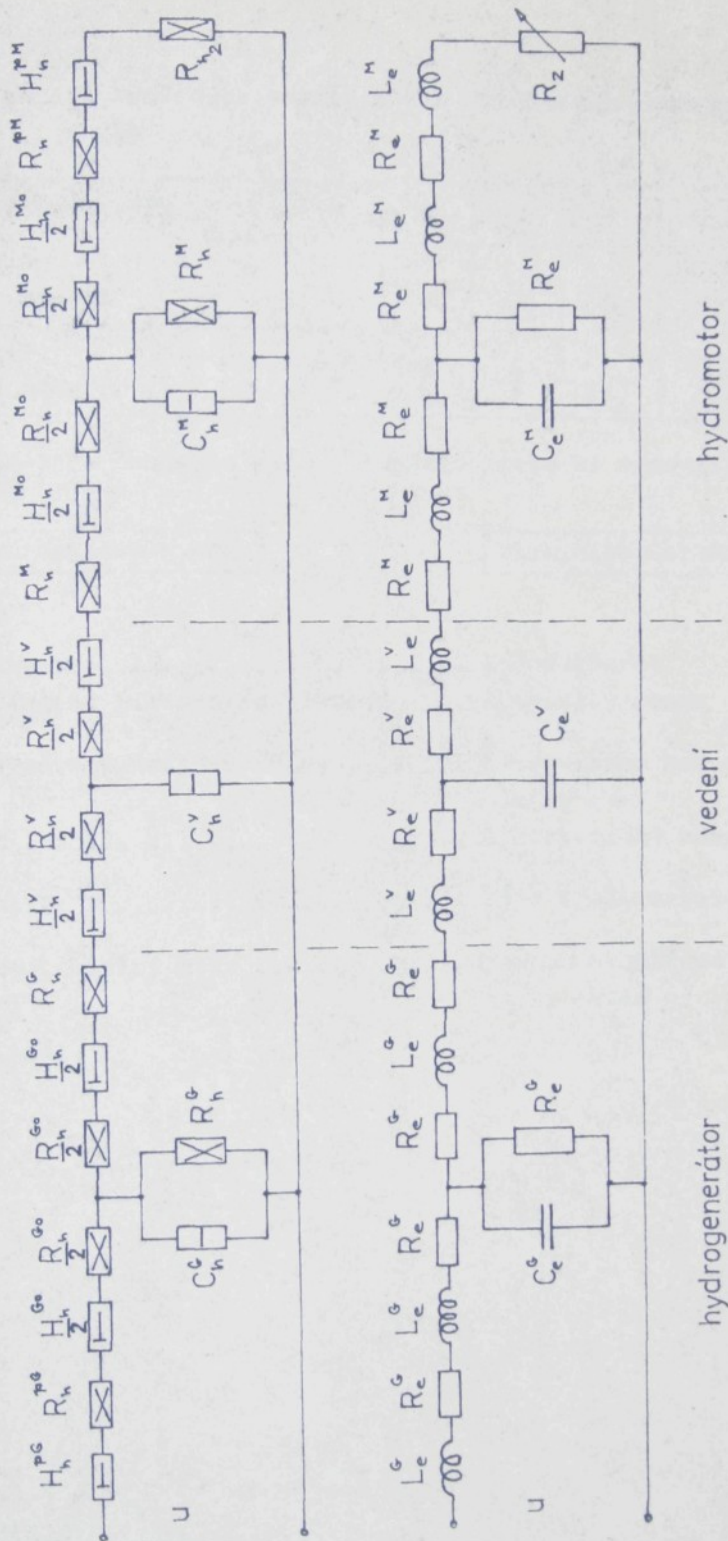


Obr. 4.12 Hydraulický náhradní obvod

Popis takového obvodu je značně komplikovaný a není dále rozpracován. Je bráno v úvahu zjednodušení a symetrie obvodu, přičemž pro obvod platí :

$$\begin{aligned} H_{1v} &= H_{2v} = H_{3v} \dots = H_{nv} = \frac{H_v}{n}, \\ C_{nov} &= C_{nvv} = \frac{C_{nv}}{2n}, \\ C_{n1v} &= C_{n2v} = C_{n3v} \dots = C_{nvv} = \frac{C_{nv}}{n}, \\ R_{n1v} &= R_{n2v} = R_{n3v} \dots = R_{nvv} = \frac{R_{nv}}{n}. \end{aligned} \quad (4.44)$$

Na obr. 4.13 je znázorněn náhradní hydraulický a elektrický obvod jedné fáze hydraulického mechanismu.



Obr. 4.13 Náhradní hydraulický a elektrický obvod jedné fáze hydraulického mechanismu

Použití uvedených analogií lze zaznamenat souhrnně v tabulce:

mechanický systém	A	B	C	q	Q(t)
analogie síla - napětí	L_e	R_e	$\frac{1}{C_e}$	Q_e	$U_e(t)$
analogie síla - proud	C_e	$\frac{1}{R_e}$	$\frac{1}{L_e}$	$I_e(t)$	$\frac{dI_e}{dt}$

Vyjdeme-li z analogie síla - napětí, potom si odpovídají veličiny:

mechanický systém

elektrický obvod

takto:

m hmotnost L_e indukčnost
 $\mathcal{H}$ součinitel lineárního tlumení R_e ohmický odpor
 C konstanta tuhosti pružiny $\frac{1}{C_e}$ převratná hodnota kapacity
 x výchylka Q_e elektrický náboj
 $\dot{x}$ rychlost $\frac{dQ_e}{dt} = I_e$ elektrický proud
 $F_0 \sin \omega t$ budící síla $U_0 \sin \omega t$ elektromotorická síla

a následně:

$$\begin{aligned}
 S = cx & \dots\dots\dots \frac{1}{C_e} Q_e, \\
 D = m\ddot{x} & \dots\dots\dots L_e \frac{dI_e}{dt}, \\
 0 = \mathcal{H}\dot{x} & \dots\dots\dots R_e I_e, \\
 \frac{1}{2} m\dot{x}^2 & \dots\dots\dots \frac{1}{2} L_e I_e^2.
 \end{aligned}$$

Vydáme-li z elektrohydraulické analogie, potom si odpovídají veličiny takto:

hydraulický systém

elektrický obvod

Δp tlaková změna	$U_L = L_e \frac{dI_e}{dt}$ napětí na indukčnosti
Q_n protékající proud	I_e proud elektrický
$L_n = \frac{m}{S^2}$ hydraulická indukčnost	L_e indukčnost
G_p svodová propustnost	R_e svodový odpor
$C_n = \beta_k V$ hydraulická kapacita	C_e kapacita

a následně:

$$p = p_m \sin \omega t \quad \dots \quad U = U_0 \sin \omega t$$

Odpovídající si veličiny jsou souhrnně shrnuty v tabulce 4.4.

Hydraulický systém	elektrický obvod	mechanický systém
tlak p	napětí u	síla F
odpor proti zrychlení H	elektrická indukčnost .. L_e	hmotnost m
odpor proti pohybu R_n	elektrický odpor R_e	součinitel lineárního tlumení $\mathcal{K}$
odpor proti deformaci D_n	převrácená hodnota kapacity $\frac{1}{C_e}$	konstanta tuhosti pružiny c
objem V	elektrický náboj Q_e	výchylka x
proud $Q_n(q)$	elektrický proud i_e	rychlost $\dot{x}$
derivace proudu $\dot{q}$	derivace proudu $\frac{di_e}{dt}$	zrychlení $\ddot{x}$

Tab. 4.4 Tabulka "analogických veličin"

Výše uvedená elektrická zapojení představovala jednu z možných aplikací použitelných (v analogické formě) k popisu jednoduchých hydraulických obvodů.

Z hlediska konkrétních aplikací však zůstávají elektrická zapojení značně složitá pro popis jevů, přičemž pro uvažované hydraulické mechanismy se střídavým proudem kapaliny nebyly teoreticky využity, přestože byla přijata řada zjednodušení, jako např. z hlediska proměnlivého množství kapaliny generátoru a motoru, proměnlivých hydraulických odporů atp. V neposlední řadě bývají pracovní zátěže hydromotorů uvažovány buď konstantní nebo lineárně vzrůstající s jejich posuvem.

5. MODELOVÁNÍ KOMBINOVANÉHO HYDRAULICKO-MECHANICKÉHO SYSTÉMU POHONU BIDLENU TKACÍHO STROJE

Jednou z možností, jak posoudit vlastností kombinovaných mechanismů, je jejich modelování. Na modelu lze potom snadno posoudit řadu základních vlastností a parametrů, které ještě před vlastním návrhem technické realizace mohou zásadně ovlivnit způsob řešení soustavy.

Modely dělíme v zásadě na :

- 1) fyzikální modely, jejichž známkem je fyzikální podobnost, které je dána stejným typem nositele energie,
- 2) matematické modely, kde je využito matematické podobnosti mezi modelem a dílem. Této skutečnosti se využívá při sledování statických a dynamických charakteristik celých soustav. Při realizaci matematických modelů můžeme použít jak homologických, tak i analogických modelů; u těch probíhají jevy na díle a modelu podobně. Homologické modely, u nichž mezi jednotlivými prvky modelu a díla existují pouze místní souvislosti, mají řadu dalších nevýhod. Proto se v současnosti považují za nejvýhodnější modely analogické.

Zadané úlohy lze potom řešit dvojím způsobem: přímým modelováním diferenciálních rovnic soustavy nebo modelováním přenosů nebo dynamických propustností jednotlivých prvků.

Vzhledem ke složitosti kombinovaných mechanismů (jde o dvě soustavy s rozdílnými vlastnostmi) je nutné volit způsob modelování právě se zřetelem k této skutečnosti. Při studiu odborné literatury bylo možno se setkat s oběma způsoby modelování hydraulických mechanismů. Ve spojení s mechanismy s tuhými členy však není sledován v dostupné literatuře žádný model.

Při sledování dynamických vlastností hydraulických mechanismů jsou zajišťovány zpravidla tyto parametry :

1. Propustnost hydraulických motorů a mechanismů s ním spojených, tj. určuje množství informace, které může mechanismus přenést za časovou jednotku.

2. Změnu energetické hladiny nebo úrovně některé složky energie
 - a) v závislosti na čase,
 - b) v závislosti na zátěži mechanismu,
 - c) v závislosti na změně určitého parametru.
3. Přenos nebo dodržení hodnoty sledovaného parametru.
4. Přenos výkonu nebo energie.

Uvedené vlastnosti tvoří základní souhrn vlastností, které jsou nutné k popisu jakékoliv technické aplikace hydraulického systému. Tyto požadavky jsou vodítkem pro sledování dynamického chování kombinovaných systémů [23]-[26].

Na základě poznatků o způsobu řešení dynamiky hydraulických soustav, které nepostihly dynamické vlastnosti mechanických soustav (kapitola 4), přistoupilo se k řešení matematického modelu, a to především s ohledem na tyto skutečnosti :

1. Přenos výkonu se děje v soustavě silovými účinky v pevných členech i v kapalině.
2. Problémy týkající se hydromechaniky jsou chápány z hlediska newtonovské tekutiny.
3. Dále je přijata řada zjednodušujících předpokladů s ohledem na hydraulickou část kombinovaného systému (z hlediska dynamiky procesů v kapalině) :
 - a) hodnota součinitele stlačitelnosti kapaliny β_k je z důvodu zjednodušení výpočtu uvažována pro střední pracovní tlak,
 - b) z důvodu zjednodušení výpočtů jsou ztráty způsobené pohybem kapaliny a jejím stlačováním vzhledem k ostatním ztrátám zanedbatelné a nemají podstatný vliv na průběh cyklu,
 - c) vliv hmotnosti, který nastává při rázech způsobených náhlým zastavením pohybu motoru není uvažován,
 - d) není uvažováno s rázovými ději při pohybu kapaliny v potrubí,
 - e) není uvažována poddajnost vedení a pracovních prostorů

- generátoru a motoru,
- f) pro složitost není uvažováno se svodovou propustností a doplňováním kapaliny během pracovního cyklu obdobně jako s odtoky kapaliny,
 - g) při výpočtech není uvažováno se vznikajícím teplem v kanálech vlivem přechodových odporů. Otázka tepelné bilance systému by tvořila samostatnou kapitolu řešení daného problému. Vzhledem k tomu, že jde o uzavřený systém, kde vzniká a současně je odváděno teplo, bylo by nutné na základě porovnání výsledků matematického, resp. experimentálního řešení připojit výpočet přidavného chladicího systému.

5.1 Matematický model kombinovaného hydraulicko-mechanického systému pohonu bidlenu

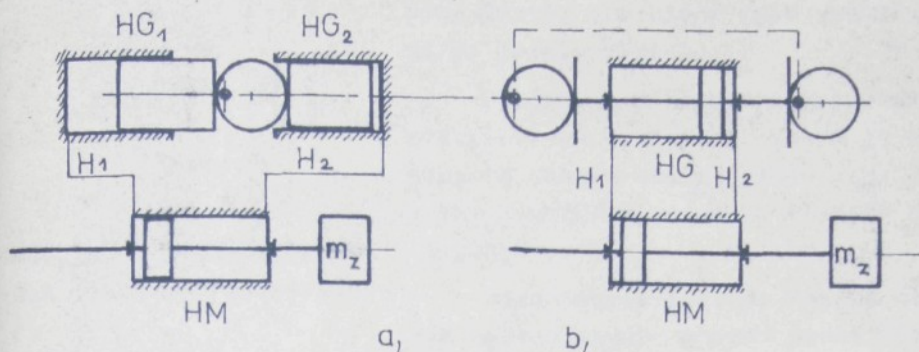
Pro matematický popis dvojfázového hydraulického mechanismu se střídavým proudem kapaliny vycházíme z kinematického schématu kombinovaného hydraulicko-mechanického systému podle obr. 3.4. Pohyb hydrogenerátorů HG 1 a HG 2 je odvozen od hnacího členu - vaček umístěných na společné hřídeli fázově posunutých o úhel π . Hydromotor HM je hnáným členem tohoto obvodu, přičemž je zatěžován dynamickými silami mechanické soustavy s tuhými členy.

Výchozím schématem pro teoretický popis dvojfázového hydraulického mechanismu SPK se silou zatěžující hydromotor je obvod nakreslený na obr. 5.1 a. Vzhledem k pevné a symetrické vazbě obou částí hydromotoru v realizovaném systému lze nahradit původní schéma uspořádání hydrogenerátoru schématem podle obr. 5.1 b.

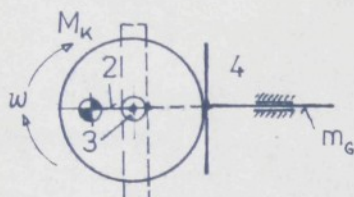
Generátor tvoří propojená dvojice excentricky uložených kotoučů s fázovým posunem π . Pro harmonickou budící sílu působící na píst generátoru platí:

$$F_{(t)} = F_0 \sin \omega t \quad , \quad (5.1)$$

kde
$$F_0 = \frac{M_k}{r} = \text{konst.}$$



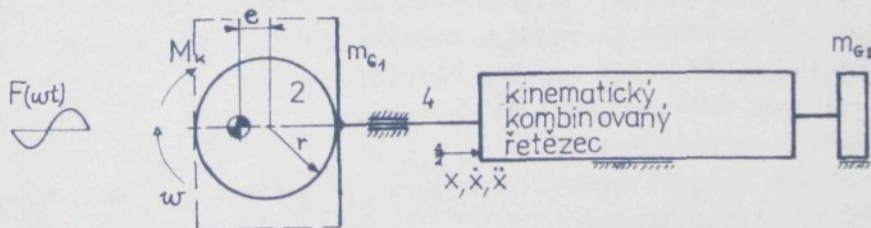
Obr. 5.1 a) Schéma obvodu prakticky realizovaného systému
b) Schéma náhradního hydraulického systému



Obr. 5.2 Kinematické schéma generátoru

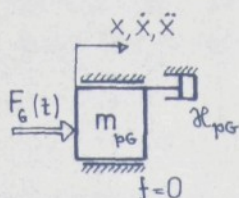
Na obr. 5.2 je naznačeno kinematické schéma generátoru, tvořící hnací člen kinematického řetězce kombinovaného mechanismu.

Při dostatečně "tvrdém" silovém účinku budící síly nebude nutné uvažovat o hmotnosti hydromotorů m_{G1} , m_{G2} ; jde tedy o případ kinematicky buzené soustavy. Náhradní schéma takovéto vazby je nakresleno na obr. 5.3.

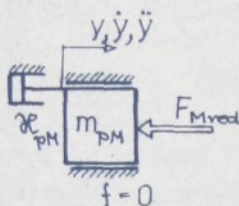


Obr. 5.3 Blokové schéma kombinovaného hydraulicko-mechanického systému

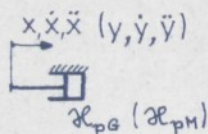
Pro popis hydraulického obvodu je navržen mechanický model, kde pro jednu větev tohoto obvodu vycházíme z dále uvede-



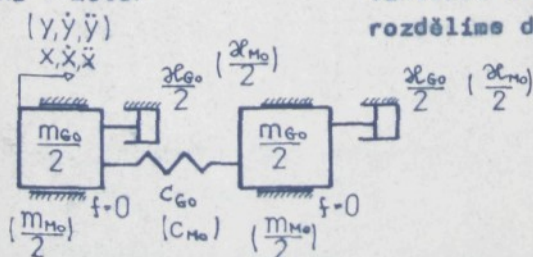
Obr. 5.4 Mechanický model pístu hydrogenerátoru



Obr. 5.5 Mechanický model hydromotoru



Obr. 5.6 Odpor proti pohybu na přechodu generátor - vedení, resp. vedení - motor



Obr. 5.7 Mechanický model kapaliny generátoru resp. kapaliny hydromotoru

ných částí, pro které jsou vytvořeny dílčí modely obvodu:

Obecně je píst hydrogenerátoru představován hmotností, která je uváděna do pohybu budicí silou $F_G(t)$ o vačky a bržděna v pohybu odporem proti pohybu.

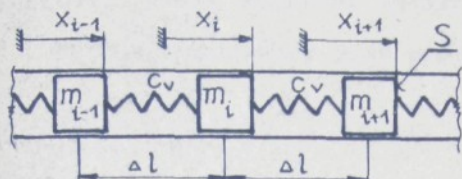
Píst hydromotoru je hnáným členem hydraulického obvodu jedné fáze, který je zatížen mechanickou soustavou se zátěží, odpovídající redukováné síle F_M red. dynamických sil na tento člen.

Přechod hydrogenerátor - vedení a vedení - hydromotor je v případě stejných geometrických poměrů zúžení resp. rozšíření vedení kapaliny ve vodičích vyjádřen odporem proti pohybu se součinitelům α_{pg} a α_{pm} .

Kapalina v hydromotoru, resp. hydrogenerátoru, je z hlediska množství a časem harmonicky proměnlivá, přičemž by tuto okolnost bylo možné zaznamenat. Pro zjednodušení je uvažováno s konstantní hodnotou, a to vzhledem k malým množstvím. Kapalinu rozdělíme do dvou hmotných bodů spojených pružinou, cha-

arakterizující stlačitelnost kapaliny s přípojenými odpory proti zrychlení.

Hydraulické vedení představuje v případě, kdy nelze hmotnost kapaliny zanedbat systém kontinuua se soustředěnými parametry.



Platí:

$$m_{i-1} = m_i = m_{i+1} = \rho S \Delta l,$$

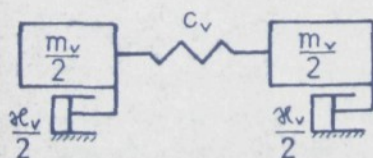
$$V_{i-1} = V_i = V_{i+1} = S \Delta l.$$

Obr. 5.8 Obecný náhradní systém hydraulického vedení

Při naznačené náhradě lze vyjádřit pohybovou rovnici i -tého elementu hmoty kapaliny pohybovou rovnici:

$$m_i \ddot{x}_i - \frac{S^2 C_v}{V_i} (x_{i-1} - x_i) - \frac{S^2 C_v}{V_i} (x_i - x_{i+1}) - \mathcal{R}_v S^2 \dot{x}_i. \quad (5.2)$$

Na tomto místě si je potřeba uvědomit možnosti výpočtu při sledování vlivu vedení na funkci hydraulického mechanismu. Tak například náhrada vedení 3 elementy vyžaduje při použití analogového počítače MEDA 42 TA 6 integrátorů, což je půlovina kapacity uvedeného počítače a znamená jistou omezenost analogového výpočtu se soustředěným parametrem hmoty kapaliny do jednoho hmotného bodu. Kapalina ve vedení představuje při nu-



Obr. 5.9 Mechanický model kapaliny hydraulického vedení

připojenými odpory proti zrychlení.

Na základě dílčích nahrazení lze sestavit model kombin

lové svodové propustnosti stejné množství, přičemž je z hlediska výpočtu rozdělena na dvě stejné části (dvou hmotných bodů) spojených pružinou charakterizující stlačitelnost kapaliny (spolu s poddajností vedení) a

vaného hydraulicko-mechanického systému. Na obr. 5.10 je sestaven mechanický model jednofázového hydraulického obvodu. Jak je patrné, můžeme některé členy tohoto mechanického systému redukovat, a tím obdržíme schéma dle obr. 5.11.

Jednotlivé úpravy jsou provedeny následujícím způsobem:

$$\begin{aligned}
 m_{Gred} &= m_{pG} + \frac{m_{Go}}{2} & \mathcal{H}_{Gred} &= \mathcal{H}_{pG} + \frac{\mathcal{H}_{Go}}{2} \\
 m_{Gv} &= \frac{m_{Go}}{2} + \frac{m_v}{2} & \mathcal{H}_{Gv} &= \mathcal{H}_{G1} + \frac{\mathcal{H}_{Go}}{2} + \frac{\mathcal{H}_v}{2} \\
 m_{vM} &= \frac{m_v}{2} + \frac{m_{Mo}}{2} & \mathcal{H}_{vM} &= \mathcal{H}_{M1} + \frac{\mathcal{H}_v}{2} + \frac{\mathcal{H}_{Mo}}{2} \\
 m_{Mred} &= \frac{m_{Mo}}{2} + m_{pM} & \mathcal{H}_{Mred} &= \frac{\mathcal{H}_{Mo}}{2} + \mathcal{H}_{pM} \quad (5.3)
 \end{aligned}$$

Pro zjednodušení sestavení pohybových rovnic je zavedeno následující označení:

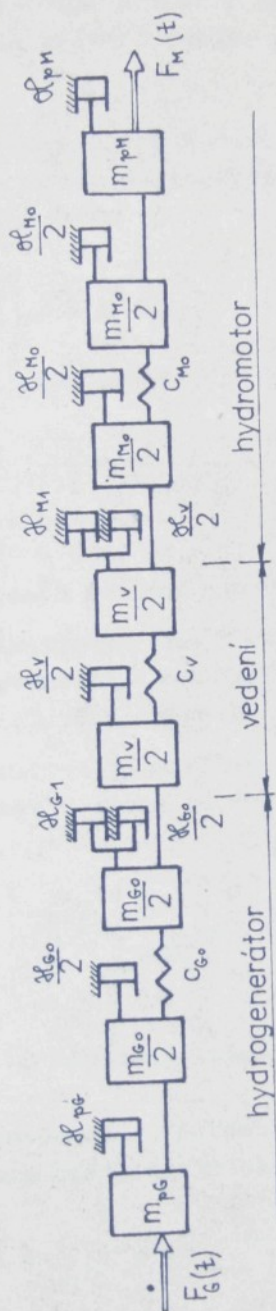
$$\begin{aligned}
 m_{Gred} &= m_1 & C_{Go} &= C_1 & \mathcal{H}_{Gred} &= \mathcal{H}_1 \\
 m_{Gv} &= m_2 & C_v &= C_2 & \mathcal{H}_{Gv} &= \mathcal{H}_2 \\
 m_{vM} &= m_3 & C_{Mo} &= C_3 & \mathcal{H}_{vM} &= \mathcal{H}_3 \\
 m_{Mred} &= m_4 & & & \mathcal{H}_{Mred} &= \mathcal{H}_4 \quad (5.4)
 \end{aligned}$$

Na obr. 5.10 a 5.11 značí $F_G(t)$ sílu, která pohání generátor, a $F_{Mred}(t)$ značí sílu, kterou je zatěžován motor.

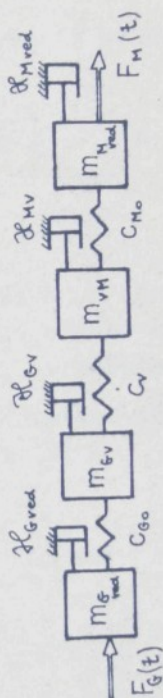
Při dostatečně "tvrdém" pohonu generátoru, můžeme považovat pohon systému jako kinematický. Silným pohonem předpokládáme takový přenos výkonu, resp. síly $F_G(t)$, který je zajišťován periodicky s konstantní amplitudou a úhlovou frekvencí.

Potom platí pro prvky soustavy (5.4):

$$\begin{aligned}
 m_{Gred} &= m_1 = 0 \\
 \mathcal{H}_1 &= 0 \quad (5.5)
 \end{aligned}$$



obr. 5.10 Mechanický model jedné fáze hydraulického obvodu



obr. 5.11 Redukovaný model jedné fáze hydraulického obvodu

Kinematický pohon soustavy lze popsat přesně podle nemě-
řených veličin, případně odhadnout podle nerovnoměrnosti chodu.
V ideálním případě (našem případě) má kinematické buzení tvar:

$$u = u_0 \sin(\omega t + \varphi). \quad (5.6)$$

Pro odvození pohybových rovnic mechanické soustavy jedno-
fázového obvodu s kinematickým buzením je použito Lagrangeovy
rovnice 2. druhu:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial K}{\partial x} = F(t). \quad (5.7)$$

Soustava pohybových rovnic se vyjádří ve tvaru:

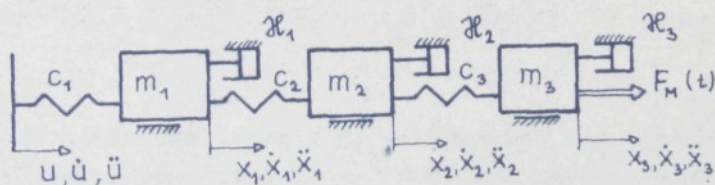
$$\left[\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_i} \right) + \frac{\partial K}{\partial x_i} + \frac{\partial U}{\partial x_i} + \frac{\partial R}{\partial \dot{x}_i} \right] = F_i(t). \quad (5.8)$$

i probíhá index $1 \rightarrow n$

V tomto případě značí:

K ... kinetickou energii	$F(t)$... Lagrangeovou sílu
U ... potenciální energii	x ... všeobecnou souřadnici
R ... disipační energii	$\dot{x}$... všeobecnou rychlost

Označení jednotlivých veličin jednofázového obvodu s ki-
nematickým buzením je zobrazeno na obr. 5.12.



Obr. 5.12 Náhradní model jedné fáze hydraulického obvodu

Kinematické, potenciální a disipační energie jsou vyjád-
řeny pro model podle obr. 5.12 vztahy:

$$K = \frac{1}{2} [m_1 \dot{x}_1^2 + m_2 \dot{x}_2^2 + m_3 \dot{x}_3^2],$$

$$U = \frac{1}{2} \left[c_1 (x_1 - u)^2 + c_2 (x_2 - x_1)^2 + c_3 (x_3 - x_2)^2 \right],$$

$$R = \frac{1}{2} \left[\mathcal{H}_1 \dot{x}_1^2 + \mathcal{H}_2 \dot{x}_2^2 + \mathcal{H}_3 \dot{x}_3^2 \right]. \quad (5.9)$$

Po dosažení vztahů (5.9) do rovnic (5.8) a úpravě obdržíme soustavu diferenciálních rovnic:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 (x_1 - u) - c_2 (x_2 - x_1) + \mathcal{H}_1 \dot{x}_1 = 0,$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_2 (x_1 - x_1) - c_3 (x_3 - x_2) + \mathcal{H}_2 \dot{x}_2 = 0,$$

$$m_3 \ddot{x}_3 + c_3 (x_3 - x_2) + \mathcal{H}_3 \dot{x}_3 = F_M(t). \quad (5.10)$$

Obdobným způsobem lze postupovat při popisu sledované dvojfázové soustavy. Podle obr. 5.13 lze odvodit jednotlivé druhy energie ve tvaru:

$$K = \frac{1}{2} \left[\tilde{m}_1 \dot{\tilde{x}}_1^2 + \tilde{m}_2 \dot{\tilde{x}}_2^2 + m_3 \dot{x}_3^2 + \tilde{m}_2 \dot{\tilde{x}}_2^2 + \tilde{m}_1 \dot{\tilde{x}}_1^2 \right],$$

$$U = \frac{1}{2} \left[\tilde{c}_1 (\tilde{x}_1 - \tilde{u})^2 + \tilde{c}_2 (\tilde{x}_2 - \tilde{x}_1)^2 + \tilde{c}_3 (x_3 - \tilde{x}_2)^2 + \tilde{c}_3 (\tilde{x}_2 - x_3)^2 + \tilde{c}_1 (\tilde{x}_1 - \tilde{x}_2)^2 + \tilde{c}_1 (\tilde{u} - \tilde{x}_1)^2 \right],$$

$$R = \frac{1}{2} \left[\tilde{\mathcal{H}}_1 \dot{\tilde{x}}_1^2 + \tilde{\mathcal{H}}_2 \dot{\tilde{x}}_2^2 + \tilde{\mathcal{H}}_2 \dot{\tilde{x}}_2^2 + \mathcal{H}_3 \dot{x}_3^2 + \tilde{\mathcal{H}}_1 \dot{\tilde{x}}_1^2 \right]. \quad (5.11)$$

Pomocí kinetické energie K, potenciální U a disipační R energie je možné posléze sestavit pohybové rovnice sledované soustavy - lineární nehomogenní diferenciální soustavu s konstantními koeficienty:

$$\tilde{m}_1 \ddot{\tilde{x}}_1 + \tilde{c}_1 (\tilde{x}_1 - \tilde{u}) - \tilde{c}_2 (\tilde{x}_2 - \tilde{x}_1) + \tilde{\mathcal{H}}_1 \dot{\tilde{x}}_1 = 0,$$

$$\tilde{m}_2 \ddot{\tilde{x}}_2 + \tilde{c}_2 (\tilde{x}_1 - \tilde{x}_1) - \tilde{c}_3 (x_3 - \tilde{x}_2) + \tilde{\mathcal{H}}_2 \dot{\tilde{x}}_2 = 0,$$

$$\begin{aligned}
m_3 \ddot{x}_3 + \tilde{c}_3 (x_3 - \tilde{x}_2) - \tilde{c}_3 (\tilde{x}_2 - x_3) + \mathcal{H}_3 \dot{x}_3 &= F_M(t) , \\
\tilde{m}_2 \ddot{\tilde{x}}_2 + \tilde{c}_3 (\tilde{x}_2 - x_3) - \tilde{c}_2 (\tilde{x}_1 - \tilde{x}_2) + \tilde{\mathcal{H}}_2 \dot{\tilde{x}}_2 &= 0 , \\
\tilde{m}_1 \ddot{\tilde{x}}_1 + \tilde{c}_2 (\tilde{x}_1 - \tilde{x}_2) - \tilde{c}_1 (\tilde{u} - \tilde{x}_1) + \tilde{\mathcal{H}}_1 \dot{\tilde{x}}_1 &= 0 .
\end{aligned} \tag{5.12}$$

Zavedením následujících proměnných:

$$\tilde{x}_1 = x_1 , \quad \tilde{x}_2 = x_2 , \quad \tilde{x}_3 = x_4 , \quad \tilde{x}_4 = x_5$$

převědeme soustavu (5.12) na soustavu 1. řádu:

$$\begin{aligned}
\dot{x}_1 &= x_6 , \quad \dot{x}_2 = x_7 , \quad \dot{x}_3 = x_8 , \quad \dot{x}_4 = x_9 , \quad \dot{x}_5 = x_{10} , \\
\dot{x}_6 &= - \frac{\tilde{c}_1 + \tilde{c}_2}{\tilde{m}_1} x_1 + \frac{\tilde{c}_2}{\tilde{m}_1} x_2 - \frac{\tilde{\mathcal{H}}_1}{\tilde{m}_1} x_6 + \frac{\tilde{c}_1}{\tilde{m}_1} \tilde{u} , \\
\dot{x}_7 &= - \frac{\tilde{c}_2 + \tilde{c}_3}{\tilde{m}_1} x_2 + \frac{\tilde{c}_3}{\tilde{m}_1} x_3 + \frac{\tilde{c}_2}{\tilde{m}_2} x_1 - \frac{\tilde{\mathcal{H}}_2}{\tilde{m}_2} x_7 , \\
\dot{x}_8 &= \frac{\tilde{c}_3 x_2}{m_3} - \frac{\tilde{c}_3 + \tilde{c}_3}{m_3} x_3 - \frac{\mathcal{H}_3}{m_3} x_8 + \frac{F_M(t)}{m_3} , \\
\dot{x}_9 &= - \frac{\tilde{c}_2 + \tilde{c}_3}{\tilde{m}_2} x_4 + \frac{\tilde{c}_3}{\tilde{m}_2} x_3 + \frac{\tilde{c}_2}{\tilde{m}_2} x_5 - \frac{\tilde{\mathcal{H}}_2}{\tilde{m}_2} x_9 , \\
\dot{x}_{10} &= - \frac{\tilde{c}_1 + \tilde{c}_2}{\tilde{m}_1} x_6 + \frac{\tilde{c}_2}{\tilde{m}_1} x_4 - \frac{\tilde{\mathcal{H}}_1}{\tilde{m}_1} x_{10} + \frac{\tilde{c}_1}{\tilde{m}_1} \tilde{u} .
\end{aligned} \tag{5.13}$$

Soustava $\dot{x}_1, \dot{x}_2, \dot{x}_3, \dots, \dot{x}_{10}$ představuje systém lineárních diferenciálních rovnic s pravou stranou s konstantními koeficienty a lze ji zapsat ve vektorovém tvaru, kde:

$$\vec{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_{10} \end{bmatrix}, \quad \vec{\dot{x}} = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \vdots \\ \dot{x}_{10} \end{bmatrix} \quad (5.14)$$

Funkce $f(t)$ pak představuje pravou stranu systému rovnic, kterou můžeme rovněž zaznamenat jako vektor:

$$\vec{f}(t) = \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ \frac{\tilde{c}_1}{\tilde{m}_1} \tilde{u} \\ \frac{F_m(t)}{m_3} \\ \frac{\tilde{c}_1}{\tilde{m}_1} \tilde{u} \end{bmatrix} \quad (5.15)$$

Matice systému A je následujícího tvaru:

$$\vec{A} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{\tilde{c}_1 + \tilde{c}_2}{\tilde{m}_1}, \frac{\tilde{c}_2}{\tilde{m}_1}, 0 & 0 & 0 & -\frac{\tilde{a}_1}{\tilde{m}_1}, 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\tilde{c}_2}{\tilde{m}_2}, -\frac{\tilde{c}_2 + \tilde{c}_3}{m_3}, \frac{\tilde{c}_3}{\tilde{m}_2}, 0 & 0 & 0 & -\frac{\tilde{a}_2}{\tilde{m}_2}, 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0, \frac{\tilde{c}_3}{m_3}, -\frac{\tilde{c}_3 + \tilde{c}_3}{m_3}, 0 & 0 & 0 & 0, -\frac{\tilde{a}_3}{m_3}, 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\tilde{c}_3}{\tilde{m}_2}, \frac{\tilde{c}_2 + \tilde{c}_3}{\tilde{m}_2}, \frac{c_2}{m_3}, 0 & 0 & 0, -\frac{\tilde{a}_2}{\tilde{m}_2}, 0 \\ 0 & 0 & 0, \frac{\tilde{c}_1}{\tilde{m}_1}, -\frac{\tilde{c}_1 + \tilde{c}_2}{\tilde{m}_1}, 0 & 0 & 0 & 0, -\frac{\tilde{a}_1}{\tilde{m}_1} \end{bmatrix} \quad (5.16)$$

a systém rovnic (5.12) lze zapsat takto:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{f}(t) . \quad (5.17)$$

Obecné řešení systému (5.17) má tvar:

$$\mathbf{x}(t) = e^{t\mathbf{A}} \mathbf{C} + \int_0^t e^{(t-\lambda)\mathbf{A}} \mathbf{f}(\lambda) d\lambda , \quad (5.18)$$

kde vektor $\mathbf{C}$ představuje zobecněný vektor počátečních podmínek.

Matici $e^{t\mathbf{A}}$ je možno hledat pomocí inverzní Laplaceovy transformace:

$$e^{t\mathbf{A}} = \mathcal{L}^{-1}[(p\mathbf{E} - \mathbf{A})^{-1}] , \quad (5.19)$$

kde $\mathcal{L}^{-1}$ je inverzní Laplaceova transformace.

Vzhledem k symetrii obou větví modelu dvojfázové hydraulické soustavy podle obr. 5.13 a soustavy diferenciálních rovnic (5.12), lze uvedený model zjednodušit a pracovat pouze s polovinou modelu; to ve skutečnosti znamená řešit jednofázový obvod s polovičním zatížením hnaného členu (hydromotoru). Náhradním modelem je model podle obr. 5.12 a popis dán soustavou diferenciálních rovnic (5.10).

Dále je možné připustit následující zjednodušení, kterého je s výhodou použito i vzhledem k dalšímu řešení na analogovém počítači:

- hmotnost kapaliny $m_2 \ll m_3$, resp. $m_2 \ll m_{\text{red.}}$, přičemž je tato zahrnuta ke hmotnosti hydromotoru,
- hmotnost hydromotoru m_3 je nahrazena redukovanou hmotou $m_{\text{red.}}$ mechanické soustavy na tento člen,
- za předpokladu kontaktu obou pístů hydromotorů s vačkou bude platit:

$$\tilde{m}_1 = \tilde{m}_1 = 0 ,$$
- dále platí ze symetrie obou větví podle obr. 5.13 vztahy:

$$\begin{aligned} \tilde{C}_1 = \tilde{C}_1 &\rightarrow \infty , & \tilde{x}_3 = \tilde{x}_3 &= 0 , \\ \tilde{C}_2 = \tilde{C}_2 &= 0 , & \tilde{x}_2 = \tilde{x}_2 &= x_2 , \\ \tilde{C}_3 = \tilde{C}_3 &= c , & \tilde{x}_1 = \tilde{x}_1 &= x_1 . \end{aligned} \quad (5.20)$$

[illegible]

Model náhradního mechanismu je potom s použitím vztahů (5.20) popsán diferenciální rovnicí:

po úpravě

kde značí:

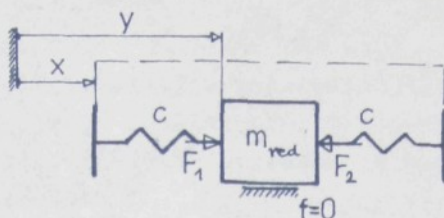
Redukovaná hmota hydromotoru kmitá vybuzenými tlumenými kmity způsobenými vynuceným kinematickým buzením hydrogenerátoru. Pro získání hodnoty součinitele tuhosti pružiny C k popisu mechanického modelu se vychází z ideálního pracovního mechanismu, který je realizován modelem podle obr. 5.15.

Kinematické buzení, které vyplývá z konstrukce generátoru, popisuje rovnice:

$$x = -2e \cos \omega t$$

Pohybová rovnice soustavy podle obr. 5.15 má tvar:

$$m_{\text{red}} \ddot{y} = 2c(x-y) = 2c(-2e \cos \omega t - y), \quad (5.23)$$



Obr. 5.15 Ideální pracovní mechanismus

po úpravě:

$$\ddot{y} + \Omega^2 y = -\Omega^2 2e \cos \omega t, \quad (5.24)$$

kde: $\Omega^2 = 2 \frac{c}{m_{red}}.$

$$(5.25)$$

Řešení dráhy hydromotoru y vyplývá z řešení rovnice (5.23) pro počáteční podmínky

$$y = -2e, \quad \dot{y} = 0 \quad \text{pro } t - t_0 = 0,$$

poté

$$y = 2e \frac{1}{\omega^2 - \Omega^2} (\Omega^2 \cos \omega t - \omega^2 \cos \Omega t). \quad (5.26)$$

Síly působící na hydromotor F_1, F_2 jsou popsány rovnicemi:

$$F_1 = c(y - x), \quad (5.27)$$

$$F_2 = c(x - y) = -c(y - x) = -F_1. \quad (5.28)$$

Maximální hodnoty síly $F_1 \max$, resp. $F_2 \max$ vzhledem k symetrii daného modelu lze určit z podmínky:

$$\frac{dF}{dt} = 0 = c(\dot{y} - \dot{x}) = -2ec \frac{\Omega}{2} (\sin \Omega t + t \Omega \cos \Omega t). \quad (5.29)$$

Maximální hodnota

$$F_{1 \max} = |F_{2 \max}| = 2ec \cdot 2,41$$

pro hodnotu úhlu

$$\varphi_2 = 281^\circ 30'.$$

Obdobně lze získat hodnotu maximálního zdvihu $y_{\max}$ hydromotoru:

$$y_{\max} = 2e \cdot 2,41$$

pro hodnotu úhlu $\varphi_1 = 257^\circ 27'$.

Odvozené vztahy platí v intervalu $\langle 0, 2\pi \rangle$ pro $\omega = \Omega = \frac{2\pi}{T}$ a charakterizují ideální pracovní cyklus (viz obr. 5.16). K opakování cyklu v nových periodách je nutné dodržení stejných počátečních podmínek

$$\dot{y} = 0; y = -2e \quad \text{pro } \varphi = 2\pi, 4\pi, \dots, 2n\pi.$$

Hodnotu součinitele tuhosti pružiny C lze získat z rovnice (5.25):

$$c = \frac{m_{\text{red}}}{2} \Omega^2. \quad (5.30)$$

Je-li frekvence proměnlivá, je nutné uvažovat jmenovitou frekvenci systému. Pro $f = 1,66$ a $m_{\text{red}} = 114$ [kg] (viz tab. 4.3) vyplývá tuhost pružiny 6200 [N/m].

Vzhledem k poklesu modulu pružnosti kapaliny k nulové hodnotě při tlaku nižším než atmosferický tlak je nutné v obou větších hydraulického obvodu SPK udržovat přetlak v průběhu celé periody. Určíme-li minimální tlak v systému hodnotou $p_{\min}$, potom musí být splněna podmínka:

$$p_{\min} S \geq p_s S - |S p_{2\min}|. \quad (5.31)$$

Naopak pro $p_{\max}$, odpovídající maximální hodnotě tlaku, vyplývající z přípustné hodnoty dané např. pevnostním výpočtem pak platí:

$$p_{\max} = p_s + \frac{F_{1\max}}{S}. \quad (5.32)$$

Současně lze rovněž odvodit pro daný objem, stlačitelnost kapaliny a součinitel tuhosti pružiny C idealizovaného mechanického systému odvodit součinitel stlačitelnosti kapaliny β_k daného obvodu [21]:

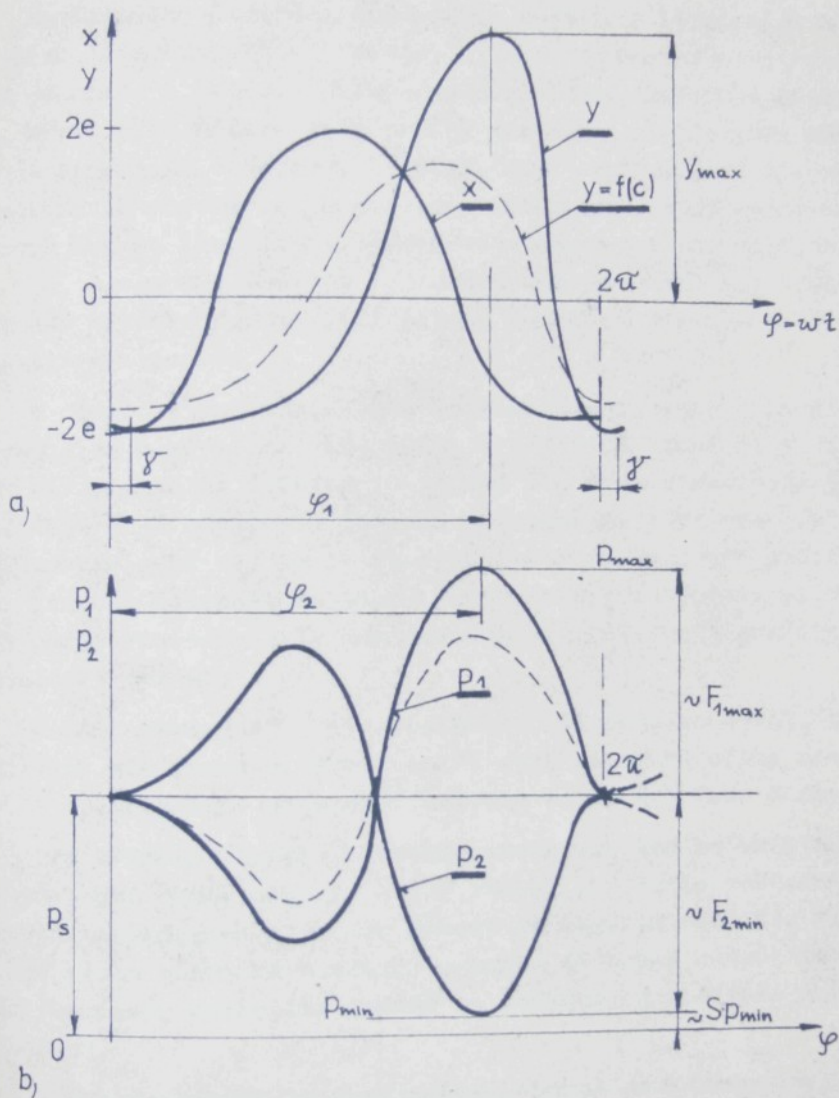
$$c = \frac{\Delta p S}{\Delta y} = \frac{S^2}{\beta V}, \quad \text{resp. } \beta = \frac{1}{c} \frac{S^2}{V}, \quad (5.33)$$

$$\Delta p \cdot S = \frac{S \Delta V}{\beta V} = \frac{S^2 \Delta y}{\beta V} \quad (5.34)$$

Teoretické grafické závislosti vynuceného pohybu hydrogenerátoru a vybuzeného pohybu y hydromotoru v závislosti na čase jsou zobrazeny na obr. 5.16 a) a tomu odpovídající průběhy sil F_1 a F_2 , resp. tlaků p_1 a p_2 jsou zobrazeny na obr. 5.16 b). Průběhy sledovaných veličin jsou určeny pro $m_{red} = konst.$

Při zvýšení frekvence kinematického buzení ω dojde ke změně průběhu dráhy y a tlaků p_1 , p_2 . Rovněž tak při změně tuhosti pružiny, odpovídající např. změně doplňovacího tlaku p_3 , tj. změně součinitele stlačitelnosti kapaliny β_k , resp. tuhosti vedení, dojde ke změně průběhu dráhy hydromotoru a obou tlaků. Jde o teoretické průběhy veličin, které jsou v dané aplikaci vlivem variabilní redukované hmoty a působením pracovních sil deformovány.

Znamená to, že se jedná o dynamický model kombinovaného hydraulicko-mechanického systému, sestavený pro jednu fázi obvodu mezi hydrogenerátorem a hydromotorem s redukcí hmoty a hnaný člen s uvažováním hydraulického vedení SPK. Je uvažováno s hmotností kapaliny v jednotlivých částech hydraulického obvodu, její stlačitelností a vnějším tlumením jednotlivých mot (viz model podle obr. 5.10 s pružinami a viskózními tlumiči). Viskoelastická složka se v kapalině neuvažuje.



Obr. 5.16 a) Zdvihové závislosti pohybu hydromotoru y
a hydrogenerátoru x
b) Průběhy tlaků obou větví hydraulického obvodu

5.2 Modelování a řešení výpočtů na analogovém počítači

Analogového počítače lze využít k řešení lineárních a nelineárních diferenciálních rovnic, k identifikaci dynamických poměrů soustav, k řešení optimalizačních úloh, simulaci procesů atp. Kromě toho můžeme analogového počítače použít jako modelu reálné dynamické soustavy, přičemž řešení na počítači je podmíněno vhodným matematickým popisem takové soustavy, stanovení číselných hodnot (konstant), nastavením správným maximálních hodnot atp. Analogový počítač má rovněž své nevýhody jako jsou přesnost výpočtu oproti číslicovým, pracnost při zapojování a omezenost v zapojení.

K řešení úlohy modelování kombinovaného systému použít diferenciální analyzátor MEDA 42TA, který řeší lineární a nelineární diferenciální rovnice maximálně 12. řádu a umožňuje jednodušší iterační výpočty a logické rozhodování. Při výpočtu byla použita základní síť prvků používaných u analogových počítačů jako jsou zesilovače, sumátory, kvadrátory, integrátory, násobičky atp. Výsledky byly zaznamenány na zapisovači grafických závislostí BAK 5T.

Řešení obyčejných diferenciálních lineárních rovnic s konstantními koeficienty, které patří mezi základní úlohy pro analogový počítač bylo prováděno metodou snižování řádu derivace.

Při přenosu energie v kombinovaném systému se uplatňují tři základní druhy odporů, které působí zpravidla současně v různých kombinacích a jejich účinek je obtížné oddělit; přitom průběh tlaků a proudů nositele energie je možné popsat periodickými funkcemi, které lze rovněž na analogovém počítači snadno modelovat.

V našem případě je východiskem řešení na analogovém počítači zjednodušený matematický model podle obr. 5.14 popsaný diferenciální rovnicí (5.21).

Pohybová rovnice (5.21) upravená na jednotlivé derivace

pro integrátory počítače má tvar:

$$\ddot{y} = \frac{c}{m_{red}} x - \frac{1}{m_{red}} F_{red} - \frac{\partial \mathcal{L}}{m_{red}} \dot{y} - \frac{c}{m_{red}} y, \quad (535)$$

$$\dot{y} = \int \ddot{y} dt,$$

$$y = \int \dot{y} dt.$$

Provedení amplitudové a časové transformace je řešeno pomocí norem proměnných: N_x , N_F , $N_{\ddot{y}}$, $N_{\dot{y}}$, N_y . Výchozími normami proměnných byly zvoleny následující veličiny:

$$N_x = 5 \cdot 10^{-3}; \quad N_F = 1 \cdot 10^4; \quad N_{\ddot{y}} = 50; \quad N_{\dot{y}} = 0,5; \\ N_y = 5 \cdot 10^{-3}; \quad C = 10^7; \quad \mathcal{L} = 2 \cdot 10^4.$$

Po dosazení konstant v rámci řešení získáme po provedení amplitudové transformace soustavu rovnic:

$$N_{\ddot{y}} \left(\frac{\ddot{y}}{N_{\ddot{y}}} \right) = \frac{c}{m_{red}} N_x \left(\frac{x}{N_x} \right) - \frac{1}{m_{red}} N_F \left(\frac{F_{red}}{N_F} \right) - \frac{\partial \mathcal{L}}{m_{red}} N_{\dot{y}} \left(\frac{\dot{y}}{N_{\dot{y}}} \right) - \frac{c}{m_{red}} N_y \left(\frac{y}{N_y} \right)$$

$$N_{\dot{y}} \left(\frac{\dot{y}}{N_{\dot{y}}} \right) = N_{\ddot{y}} \int \left(\frac{\ddot{y}}{N_{\ddot{y}}} \right) dt,$$

$$N_y \left(\frac{y}{N_y} \right) = N_{\dot{y}} \int \left(\frac{\dot{y}}{N_{\dot{y}}} \right) dt, \quad (536)$$

$$\left(\frac{\ddot{y}}{50} \right) = 500 \left(\frac{x}{5 \cdot 10^{-3}} \right) - 500 \left(\frac{y}{5 \cdot 10^{-3}} \right) - 100 \left(\frac{\dot{y}}{0,5} \right) - 100 \left(\frac{F_{red}}{1 \cdot 10^4} \right),$$

$$\left(\frac{\dot{y}}{0,5} \right) = 100 \int \left(\frac{\ddot{y}}{50} \right) dt,$$

$$\left(\frac{y}{5 \cdot 10^{-3}} \right) = 100 \int \left(\frac{\dot{y}}{0,5} \right) dt. \quad (537)$$

Pro velikost hodnot na potenciometrech počítače bylo zvoleno časové měřítko $M_t = 10^3$ a všechny členy (konstanty) na pravých stranách rovnice (5.37) vynásobeny členem $\frac{1}{M_t}$. Tím byly získány konečné rovnice pro vlastní řešení.

$$\begin{aligned} \left(\frac{\ddot{y}}{50}\right) &= 0,5 \left(\frac{x}{5 \cdot 10^{-3}}\right) - 0,5 \left(\frac{y}{5 \cdot 10^{-3}}\right) - 0,1 \left(\frac{\dot{y}}{0,5}\right) - 0,1 \left(\frac{F_{red}}{1 \cdot 10^4}\right), \\ \left(\frac{\dot{y}}{0,5}\right) &= 0,1 \int \left(\frac{\ddot{y}}{50}\right) dt, \\ \left(\frac{y}{5 \cdot 10^{-3}}\right) &= 100 \int \left(\frac{\dot{y}}{0,5}\right) dt. \end{aligned} \quad (5.38)$$

Na obr. 5.17 je zobrazeno blokové schéma zapojení soustavy. Hodnota frekvence $\omega^2 = 10^3$ byla vynásobena členem $\left(\frac{1}{M_t}\right)$. Na potenciometru byla tedy nastavena hodnota o velikosti 1. Vzhledem k možnosti regulace potenciometrů od 0,01 + 1, mohou se měnit otáčky podle potřeby od 30 $[\text{min}^{-1}]$ do 300 $[\text{min}^{-1}]$. Obdobně je možné postupovat při změnách velikosti síly, tuhosti pružiny a velikosti tlumení.

Po zapojení jednotlivých obvodů na analogovém počítači a nastavení základních hodnot podle obr. 5.17 byla provedena kontrola vstupního harmonického ^{pohybu} pístu motoru (kinematického buzení soustavy) a průběhu odporové síly Fred. Při řešení je uvažováno s harmonickou odporovou silou Fred, jejíž frekvence odpovídá frekvenci kinematického buzení a s amplitudou odpovídající síle $1 \cdot 10^4$ [N] a sledovány průběhy dráhy y hydromotoru pro různé varianty tlumení, tuhosti pružiny a frekvence otáček vačky hydrogenerátoru.

Na analogovém počítači byl rovněž modelován zjednodušený model kombinovaného mechanismu podle obr. 5.15 pro konstantní hmotnost hnaného členu, bez tlumení a odporové síly, tedy tzv. "harmonický generátor", kde průběh dráhy y hydromotoru rovněž odpovídal charakteru pohybu hnaného členu idealizovaného mechanismu podle obr. 5.16.

Na obr. 5.18 jsou zakresleny průběhy dráhy pístu hydromoto-

ru v závislosti na úhlu pootočení hlavního hřídele tkacího stroje a tlumení. Konstanta tlumení byla nastavena na základní velikost $2 \cdot 10^4$, dále postupně zvyšována až na hodnotu $2 \cdot 10^5$, což představovalo případ utlumení soustavy. Jelikož je tento součinitel tlumení srovnáván s odporem proti pohybu, je velikost tohoto součinitele pro provoz hydraulického mechanismu kritická a přenos energie by byl znemožněn. Je zde rovněž zakreslen průběh dráhy bez tlumení.

Na obr. 5.19 jsou zaznamenány průběhy dráhy pístu hydromotoru při změnách tuhosti systému. Při dvojnásobném zvýšení tuhosti nastal fázový posun přibližně o 180° a dále soustava pracovala normálně. Při čtyřnásobném zvýšení tuhosti nastal opět stejný fázový posun. Amplituda se v obou případech snížila. Tato konstanta tuhosti odpovídá odporu proti deformaci kapaliny v hydraulickém mechanismu. Na obr. 5.20c, je naznačen průběh a tlumením ale s dvojnásobnou tuhostí proti předchozímu případu.

Při změně otáček generátoru byly zaznamenány průběhy dráhy pístu hydrogenerátoru a hydromotoru rovněž na obr. 5.20; u varianty b, c značí průběhy dráhy pístu generátoru pro otáčky $100 [\text{min}^{-1}]$ a varianta a pro $300 [\text{min}^{-1}]$ hlavního hřídele stroje.

Na obr. 5.21 jsou zakresleny průběhy zdvihu pístu hydromotoru při změnách síly, která byla měněna v rozsahu $< 1 \cdot 10^4 + 1 \cdot 10^5 > [\text{N}]$; na obr. 5.22 pak průběhy dráhy pístu hydromotoru v závislosti na tuhosti pružiny pro konstantní sílu a frekvenci otáček.

Dále bylo na analogovém počítači sledováno řešení (y - x) téhož modelu, které představuje relativní posunutí hydrogenerátoru proti hydromotoru pro porovnání s měřeným průběhem tlaku kapaliny v jedné větvi hydraulického obvodu. Grafické závislosti různých variant řešení jsou zakresleny v přílohách práce

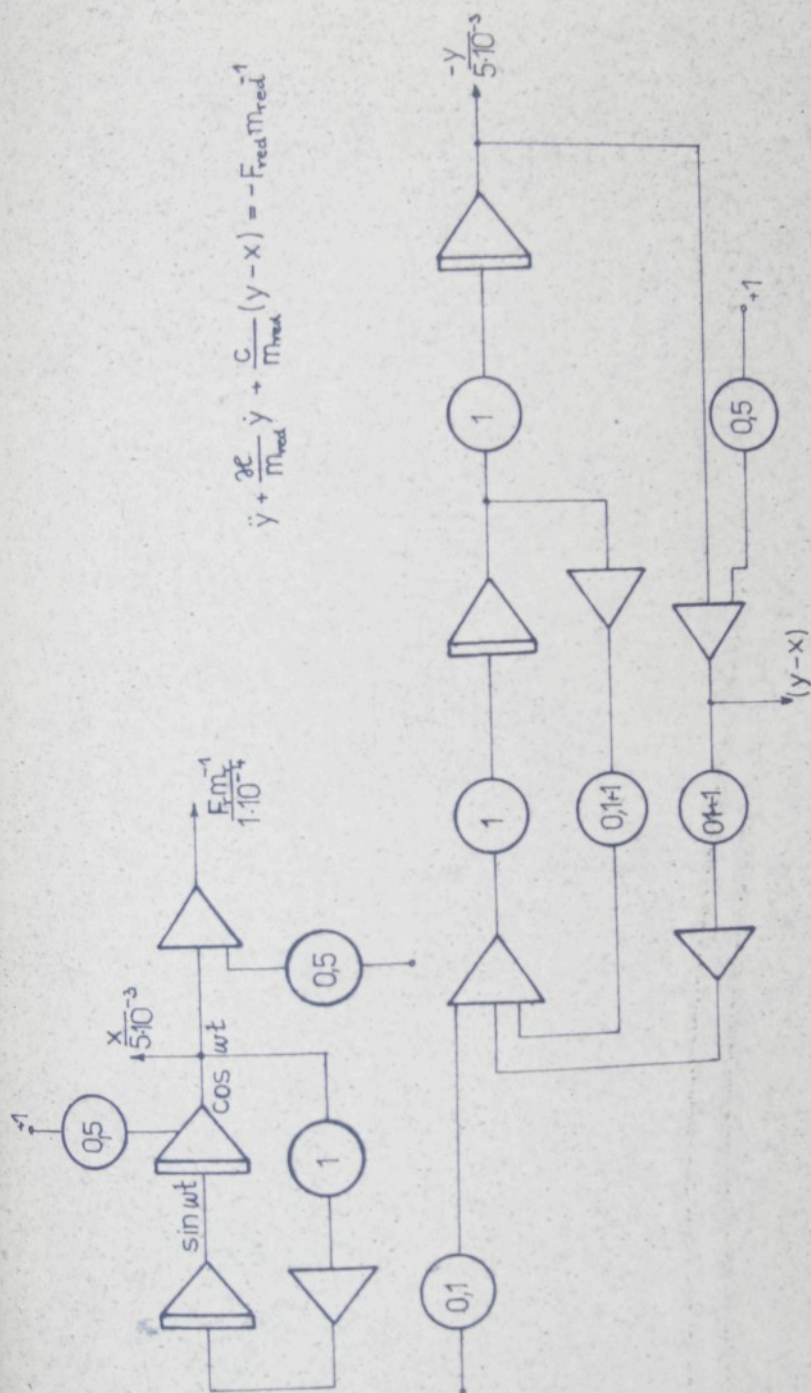
P₁₇ + P₂₁.

Souhrnně lze konstatovat, že dráha pohybu y pístu hydromotoru při dané odporové síle $F = 1 \cdot 10^4 [\text{N}]$ je tlumena bez ohledu na velikost tlumení soustavy. Z přílohy P₁₈ vyplývá, že pro za-

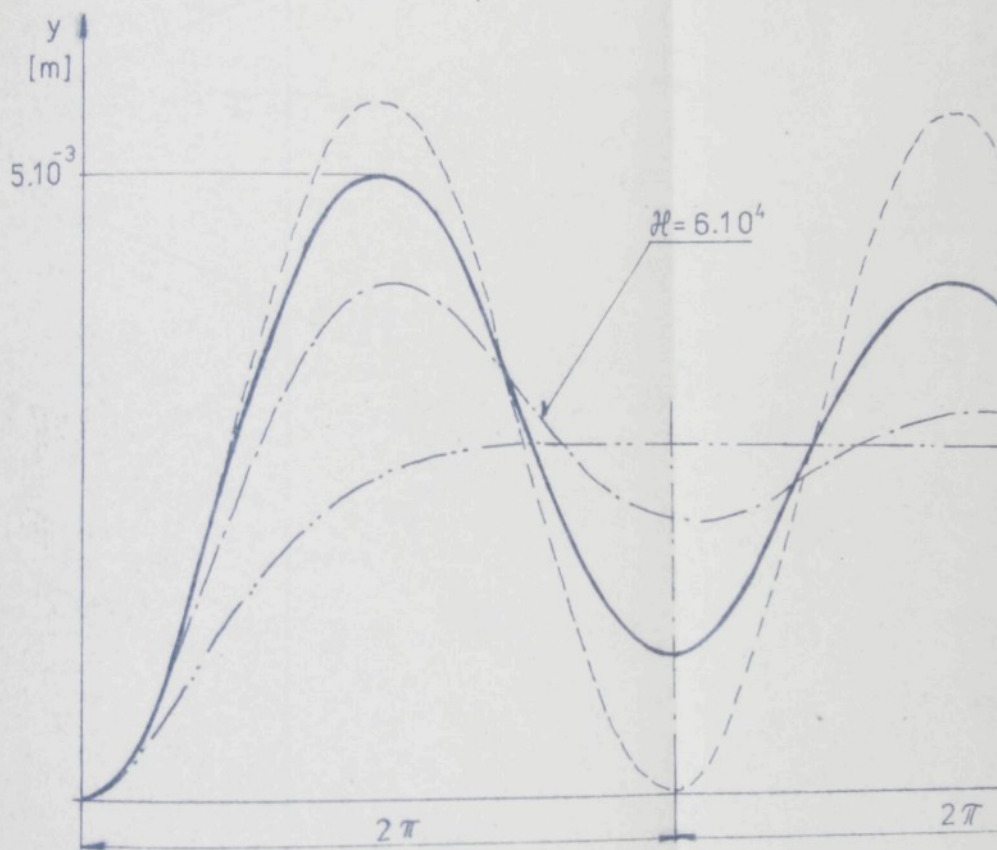
chování stejné frekvence vynuceného kmitání hnacího členu je nutné se zvyšující se hmotou zatížení hydromotoru měnit tuhost pružiny. U reálného mechanismu to znamená zvyšovat doplňovací tlak kapaliny hydraulického obvodu. Poměr $\frac{c}{m_{red}}$ rovněž ovlivňuje středisko kmitání soustavy, což potvrzují výsledky experimentálních měření. V příloze P 21 je tento jev patrný zvláště pro $\frac{c}{m_{red}} = 0,05$ velmi výrazně; pro měkkou pružinu je zřejmá přechodová charakteristika systému.

Dále je zřejmé, že k dosažení vynuceného kmitání nezatiženého hydromotoru odporovou silou je hodnota tlumení soustavy mnohem menší $|\alpha| \ll c$, než hodnota tuhosti pružiny. U reálného mechanismu to znamená, že největší podíl na kvalitě přenosu pohybu mezi hnacím a hnaným členem má tuhost hydraulického obvodu.

Na základě výše uvedených skutečností lze konstatovat, že stejných zdvihů hnaného členu u sledovaného modelu mechanické soustavy podle obr. 5.14 je možné dosáhnout při určité dynamické síle zatěžující hnaný člen, tj. určité hmotnosti a zrychlení, tedy síle, kterou musí současně přenést hydraulický obvod při stanoveném tlaku kapaliny. Z uvedené zákonitosti je sestrojen nomogram 5.1 základních konstrukčních veličin kombinovaného hydraulicko-mechanického systému pro jeho návrh. Nomogram je navržen pro ideální kombinovaný systém, tedy pro 100% účinnost přenosu sil a jednofázový hydraulický obvod. Při jeho použití pro dvojfázový systém je nutné uvažovat s přenosem sil druhou fází a účinností hydraulického obvodu.



Obr. 5.17 Blokové schéma zapojení analogového počítače



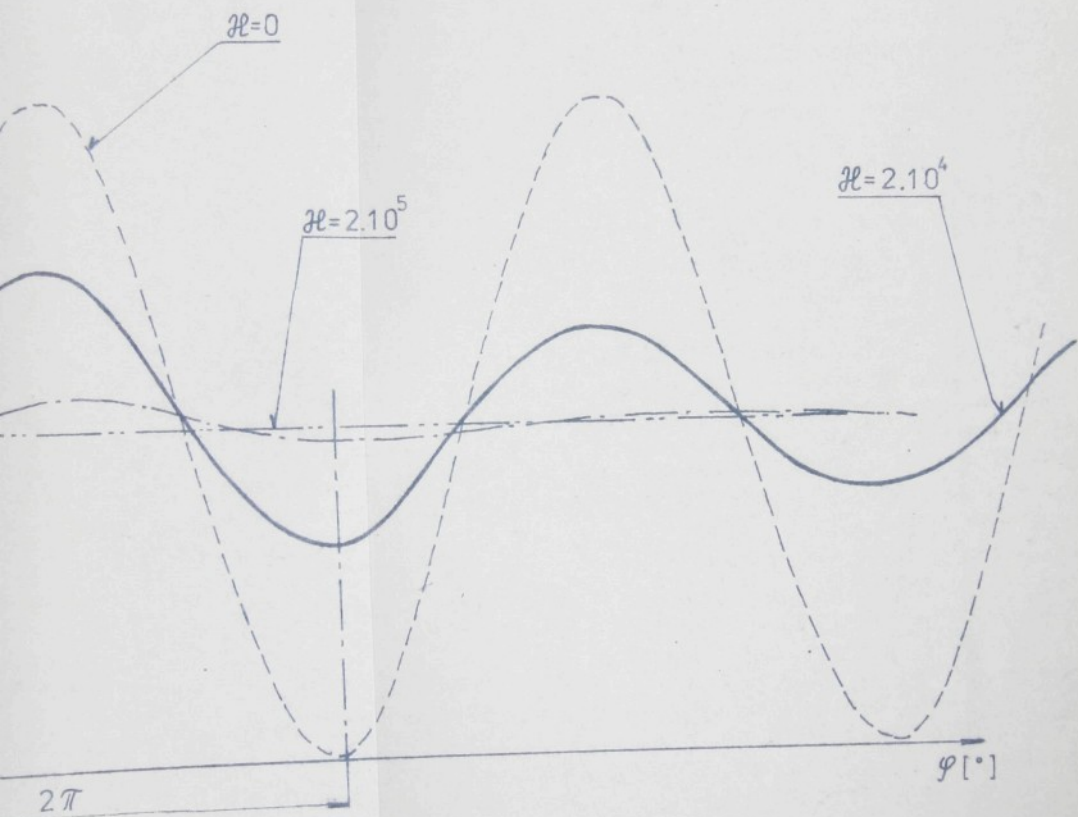
Obr. 5.18 Dráha hydromotoru v závislosti na tlumení

$$y = f(\varphi, \mathcal{H})$$

$$n = 300 \text{ [1/min]}$$

$$C = 1.10^7 \text{ [N/m]}$$

$$F = 1.10^4 \text{ [N]}$$



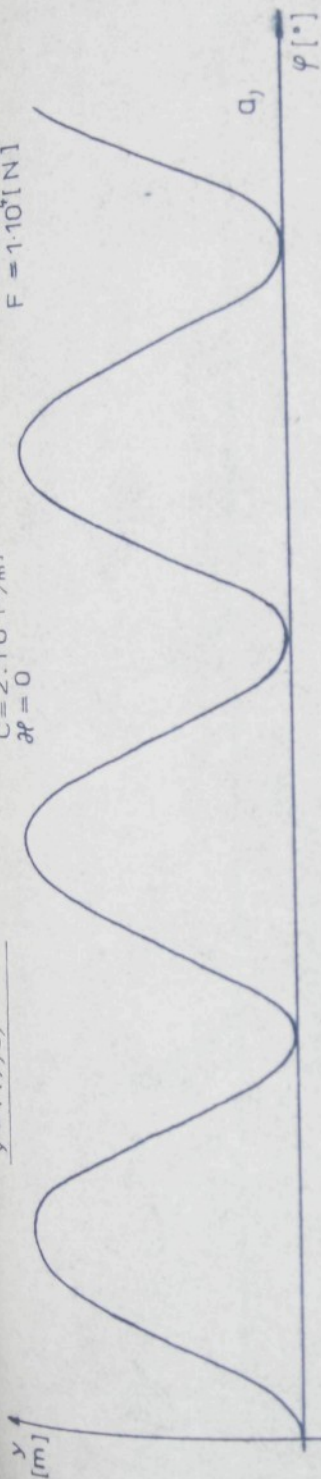
$$y = f(y, c, \omega)$$

$$C = 2 \cdot 10^7 \text{ (N/m)}$$

$$\beta = 0$$

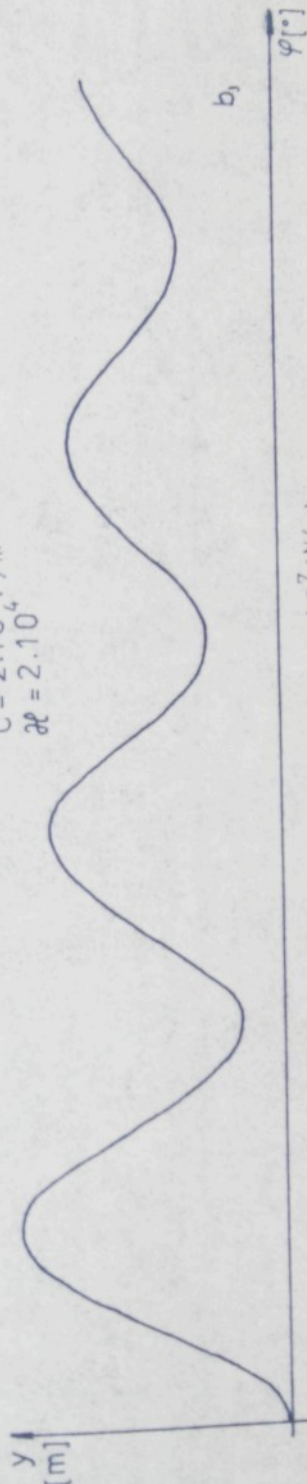
$$n = 300 \text{ (1/min)}$$

$$F = 1 \cdot 10^4 \text{ (N)}$$



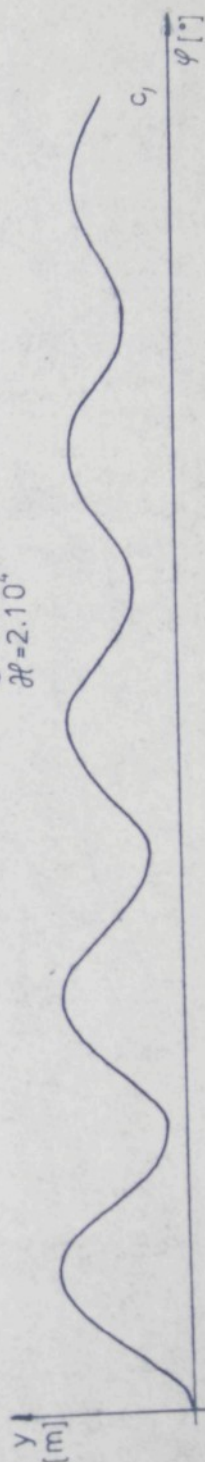
$$C = 2 \cdot 10^7 \text{ (N/m)}$$

$$\beta = 2 \cdot 10^4$$



$$C = 4 \cdot 10^7 \text{ (N/m)}$$

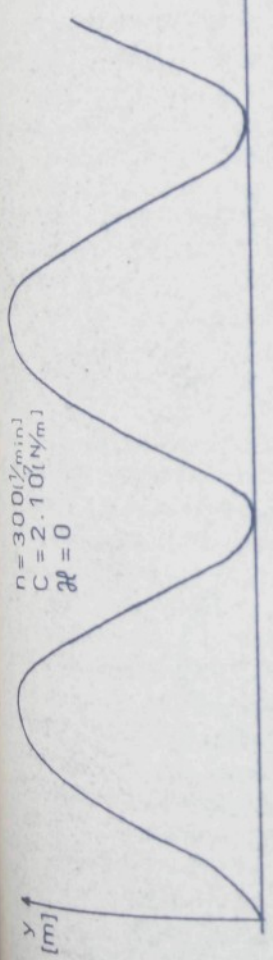
$$\beta = 2 \cdot 10^4$$



$$y = f(\varphi, n, \partial \varphi)$$

$$C = 2 \cdot 10^7 [\text{N/m}]$$

$$F = 1 \cdot 10^4 [\text{N}]$$

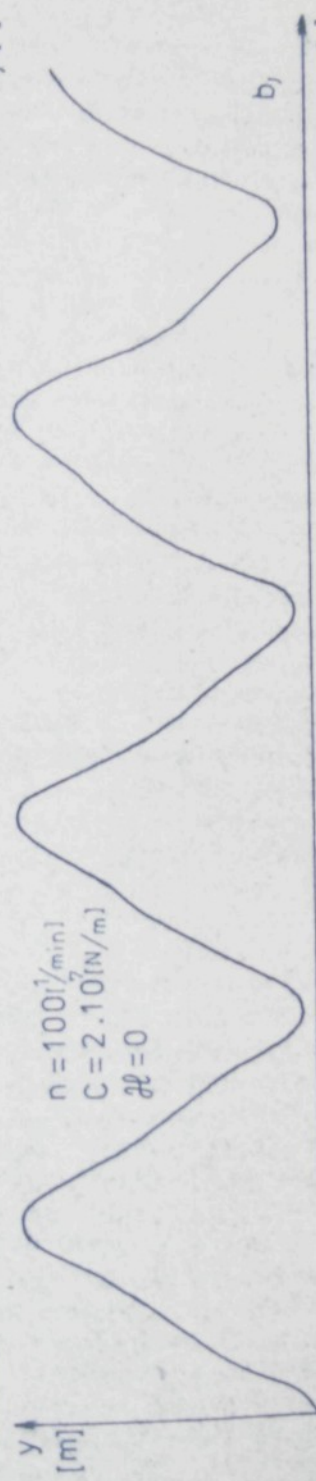


$$n = 300 [\text{1/min}]$$

$$C = 2 \cdot 10^7 [\text{N/m}]$$

$$\partial \varphi = 0$$

a_1 $\varphi [^\circ]$

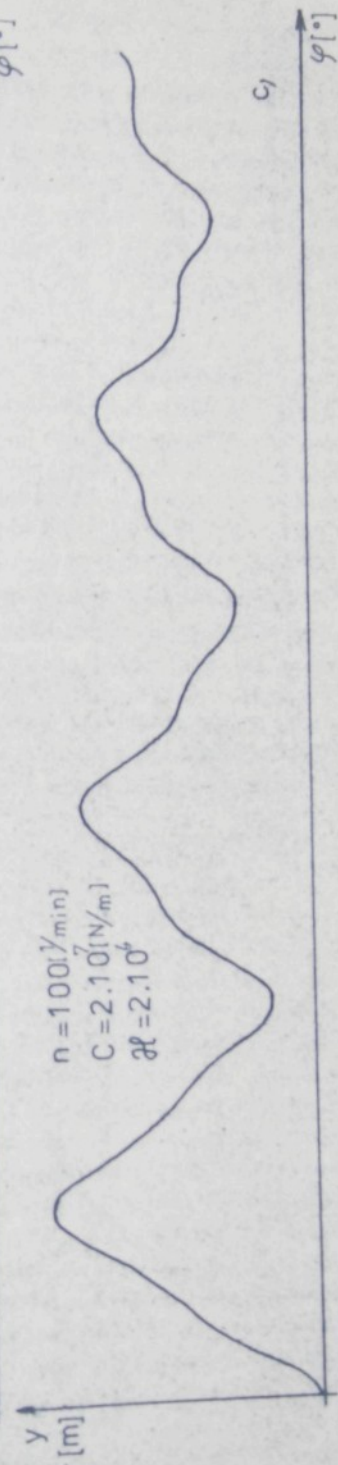


$$n = 100 [\text{1/min}]$$

$$C = 2 \cdot 10^7 [\text{N/m}]$$

$$\partial \varphi = 0$$

b_1 $\varphi [^\circ]$



$$n = 100 [\text{1/min}]$$

$$C = 2 \cdot 10^7 [\text{N/m}]$$

$$\partial \varphi = 2 \cdot 10^4$$

c_1 $\varphi [^\circ]$

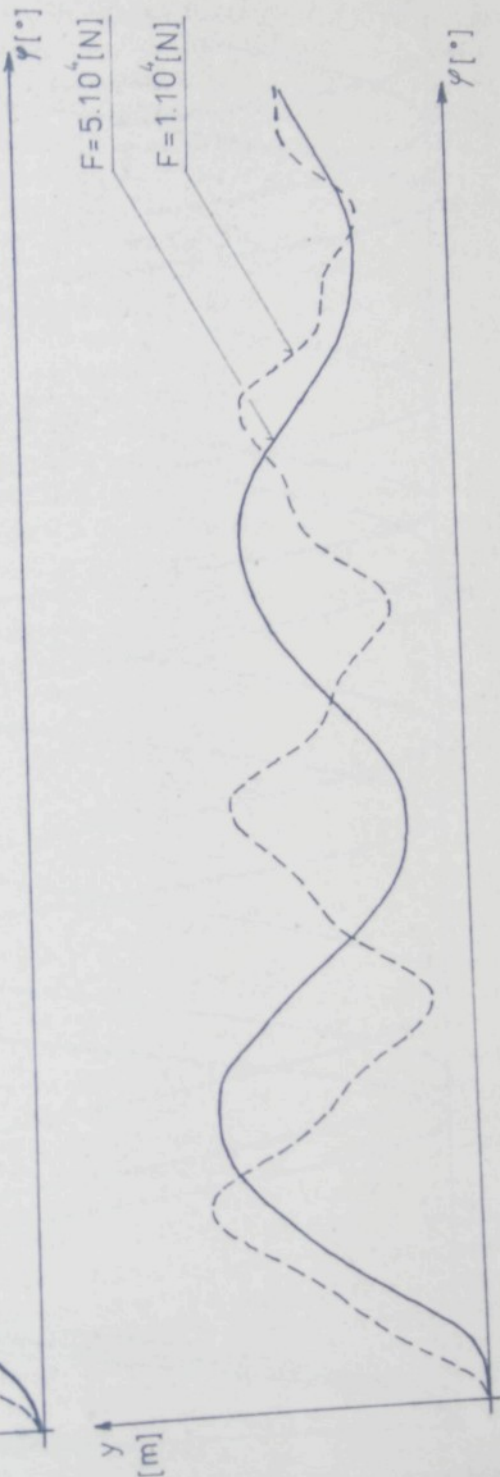
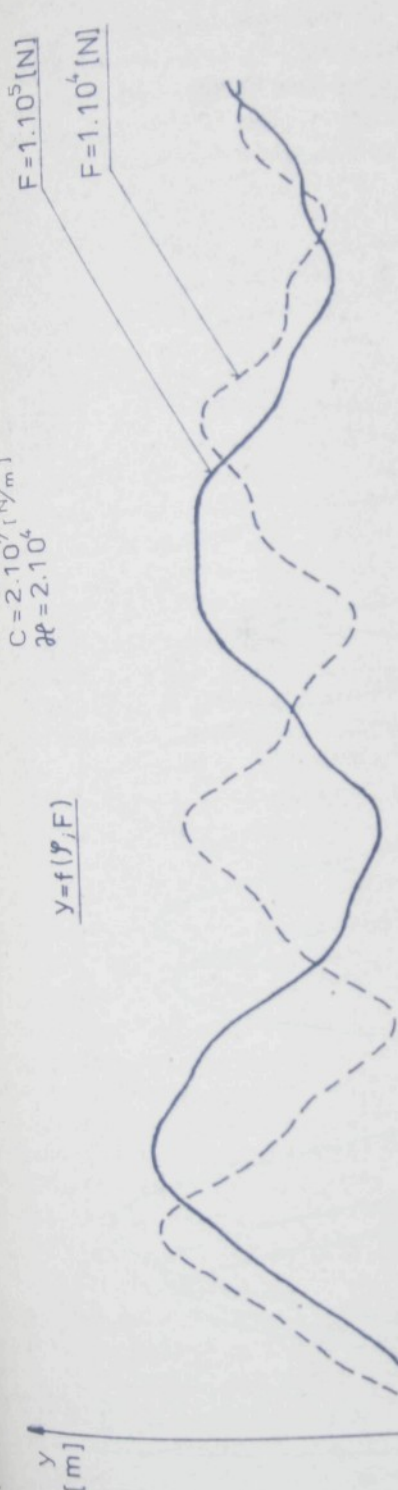
Obř. 5.20 Dráha hydrometru v závislosti na tuhosti pružiny

$$n = 100 \text{ (} \frac{1}{\text{s}} \text{)}$$

$$C = 2 \cdot 10^4 \text{ (N/m)}$$

$$R = 2 \cdot 10^4$$

$$y = f(\varphi, F)$$

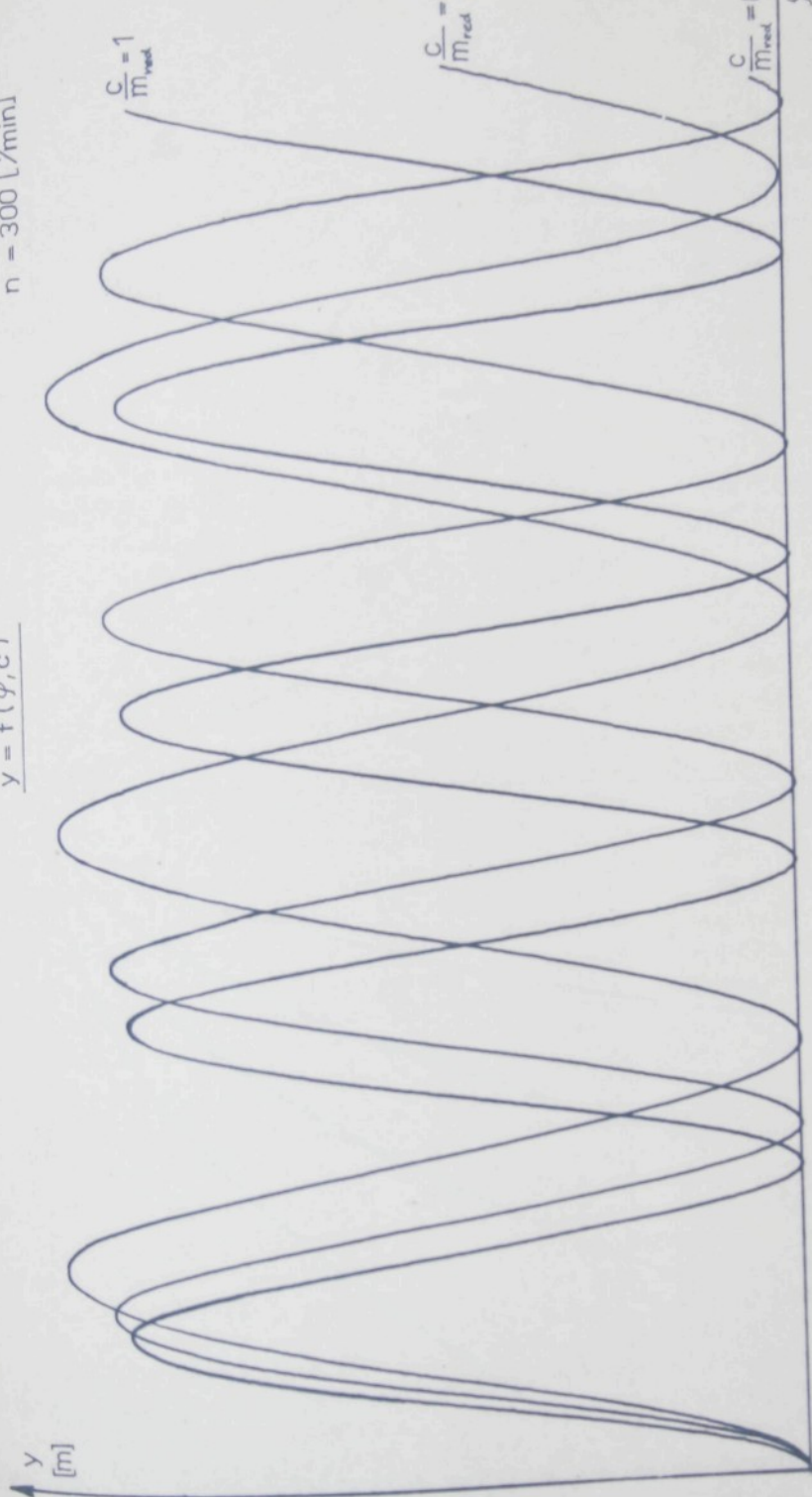


Obr. 5.21 Dráha hydromotoru v závislosti na odporové síle

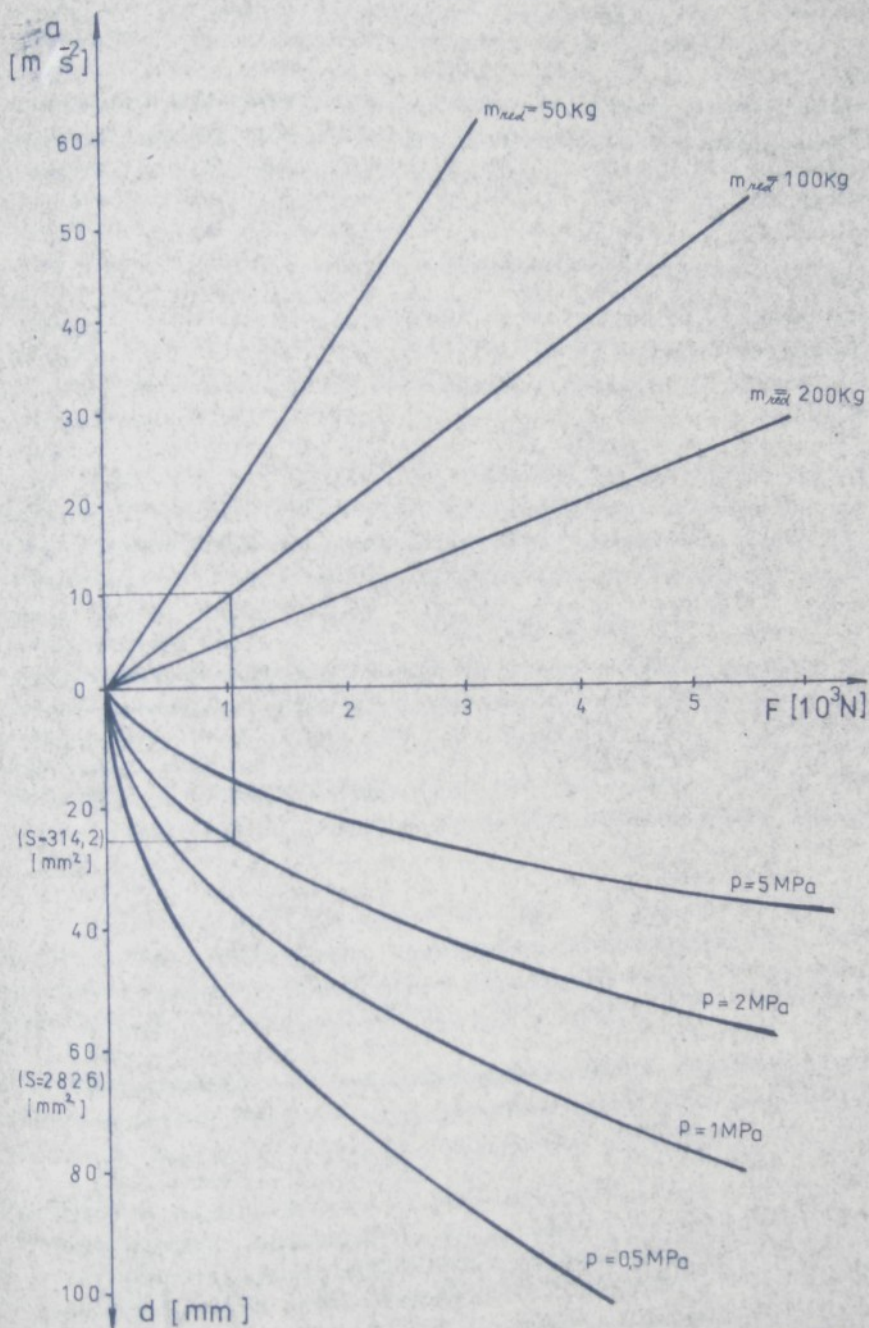
$$\alpha = 0$$

$$n = 300 \text{ [1/min]}$$

$$y = f(\varphi, c)$$



Obr. 5.22 Dráha hydromotoru v závislosti na tuhosti pružiny



Nomogram 5.1 Volba základních veličin pro návrh kombinova-
 ného hydraulicko-mechanického systému

6. EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ KOMBINOVANÉHO HYDRAULICKO-MECHANICKÉHO SYSTÉMU POHONU BIDLENU TKACÍHO STROJE

K popisu kombinovaného systému z hlediska požadovaných vlastností, spolehlivosti a chování jednotlivých částí, tj. zjištění technických parametrů soustavy, je možno použít experimentálních metod měření.

Měření navazují na část výzkumnou - teoretickou. Měla by potvrdit teoretické úvahy a výpočty, současně shromáždit podklady sledovaného systému k dalšímu rozvíjení teorie, případně podat informace o dalších veličinách v provozních podmínkách chodu stroje.

Za normálního chodu stroje jsou současně kontrolovány jednotlivé parametry a správná funkce jednotlivých částí, případně celého systému. Ve všech případech jsou navrhována přímá měření. Zároveň je snahou získat epojitá měření veličin za nejruznějších režimů chodu stroje, tedy měření dynamická.

Hlavními veličinami, které je nutno sledovat, jsou pracovní tlaky nutné pro zajištění spolehlivosti a bezpečnosti provozu, dráhy pohybu hydrogenerátoru a hydromotoru pro zajištění technologie tkacího procesu, dále pak vedlejší veličiny, např. svodovou propustnost obvodů a prvků hydraulické části obvodu atp.

K měření je využito elektronických měření neelektrických veličin, a to s ohledem na rychlost a přesnost měření, možnost dálkového přenosu informací a v neposlední řadě i s ohledem na vcelku jednoduchou instalaci měřicí techniky.

Výběr snímačů pro realizovaná měření byl do jisté míry omezen možnostmi získání takovýchto snímačů, případně možnostem zpracování výsledků, a dalším technickým veličinám vlastních převodníků.

Protože jde o zjištění mechanických veličin, silových působení, kinematických veličin (nepřímo), byly sledovány tyto veličiny:

a) tlaky nositele energie u hydromotorů $M_1, M_2 (p_1, p_2)$,

- b) dráha pístu generátoru - nahrazena polohou hřídele,
 - dráha pístu hydromotoru (y_M),
 - c) svodové propustnosti (V_1, V_2),
 - d) teplota nositele energie (t°)
- při určitých frekvencích otáček hnacího členu kombinovaného systému a zatížení na nezatkaném tkacím stroji ENSHU.

6.1 Použitá aparatura

K zajištění měření uvedených veličin na tkacím stroji při různých frekvencích otáček a režimech chodu bylo použito k pohonu tkacího stroje a generátorů kombinovaného hydraulicko-mechanického systému a stejnosměrného motoru s cizím buzením - souprava ROME s řídící skříní.

Na obr. 6.1 je schématicky zakresleno připojení náhonového motoru ke tkacímu stroji. Na témže obrázku jsou rovněž naznačena měřicí místa hydraulické části kombinovaného systému.

Na obr. 6.2 je zobrazena měřicí souprava pro měření sdružených veličin sledovaného systému. Byla použita dále uvedená a popsaná zařízení:

Tenzometrický snímač tlaku TT

Tenzometrický snímač tlaku je převodníkem, který mění mechanickou veličinu (tlak kapaliny působící na kruhovou desku vetknutou po obvodě snímače) na veličinu elektrickou, na změnu napětí tenzometrů uspořádaných do můstku. Vlivem výchylky desky způsobené mechanickou deformací se mění odpor tenzometrů, a tím i výstupní elektrický signál.

Snímače mají přímé spojení s univerzálním, případně víceúčelovým měřicím zařízením typu UM 131, resp. UMM 16. V našem případě bylo použito snímače typu TT s těmito parametry:

tlakový rozsah	[MPa]	0 + 10
napájecí napětí	[V]	10
vlastní frekvence		10 000
membrány	[Hz]	
teplotní závislost	[°C]	0 + 50

vnitřní odpor snímače
(výrobek ZPA Jinonice)

$[\Omega]$

> 120

Tenzometrická aparatura UM

Tenzometrická aparatura zpracovává signál ze snímačů, tvoříc přitom druhou (vnitřní) polovinu můstku; může tvořit i plný můstek, přídavný zdroj, případně urovnávací můstek. K aparatuře je možno připojit jeden, dva nebo čtyři aktivní tenzometry, eventuálně i induktivní snímače.

Napájecí střídavé napětí můstku je možno nastavit na hodnoty 1, 2, 4 a 8 V o frekvenci 5 000 Hz. Statistické veličiny aparatura měří s přesností 2,5 %. Při frekvenci 800 Hz je maximální zkreslení 5 % s hodnotou maximální snímací frekvence 1 200 Hz.

Pro měření byla použita aparatura UM 131 s těmito technickými parametry:

počet kanálů aparatury	3
oblast pracovní frekvence	0 ... 1 200 [Hz]
vstupní odpor zesilovače	
při frekvenci 5 kHz	cca 200 $[k\Omega]$
přepojení rozsahu	6 stupňů za 10 [dB]
základní chyba po kalibraci	≤ 2 % vztažená na plnou výchylku
napájení aparatury	vmontovanou síťovou částí 220 [V]

(výrobek NDR)

Oscilograf 8LS - 1

Oscilograf je elektrický přístroj dovolující současný záznam osmi elektrických signálů na světlocitlivý záznamový papír. Měřená veličina (napětí, resp. proud) je vedena na tužkový galvanometr a její výchylka se v daném zařízení projeví pootočením zrcátka, které odráží světelný paprsek prostřednictvím registrační optiky na světlocitlivý papír.

Posuv papíru provádí motorek přístroje s možností volby rychlosti, jako světelný zdroj slouží výbojka HBO 100 s vnějším

zdrojem zážehu.

Použité smyčky galvanometru jsou typu 4623.11 a 4623.14 s těmito parametry:

	typ 4623.14	4623.11
Statické proudové zesílení S	$\geq 1,2$ [mm/mA]	≥ 30 [mm/mA]
vlastní frekvence fo	$\approx 4\,000$ [Hz]	$\approx 1\,000$ [Hz]
vnitřní odpor R_G	38 [Ω]	36 [Ω]
maximální zatížení efektivní	25 [mA]	2 [mA]
útlumový odpor R_{agr} (Výrobek NDR)	≥ 150 [Ω]	≥ 200 [Ω]

Indukční snímač dráhy IWT

Indukční snímač dráhy typu IWT pracuje na principu realizace proporcionální změny napětí můstku vlivem indukčnosti dvou cívek snímače, které představují vnější polovinu můstku a jsou doplněny dvěma vnitřními cívkami můstkového frekvenčního zesilovače.

Vlivem výchyly jádra ze středové polohy vyváženého můstku dochází k výchylce napětí můstku, které je zesíleno a přeneseno do citlivého fázového demodulátoru. Cívky jsou u tohoto typu vestavěny uvnitř krytu, který je chrání před mechanickým poškozením, umožňuje snadnou montáž a připojení kabelu. Dotykový čep (jádro cívek) je uložen volně a připojen na měřený objekt s možností registrace posuvů, rozdílů v délkách a kmitání v rozsahu 0 ... 200 mm.

Snímače mají přímé zástrčkové spojení s univerzálním, případně víceúčelovým měřicím zařízením, na které mohou být připojeny kabelem do délky 20 m bez vlivu na citlivost snímače. Připojení snímačů je možné i na ostatní můstkové frekvenční zesilovače.

V našem případě bylo použito pro měření dráhy hydromotorů indukčního snímače IWT 402 s těmito parametry:

lineární měřicí dráha	± 100 [mm]
můstkové napájecí napětí	8 [V]
nosná frekvence	5 [kHz]

pracovní frekvence	0 ... 400 [Hz]
max. lineární odchylka	
v oblasti jmenovité dráhy	± 1 [%]
rozsah teploty	- 20 ... + 100 [°C]
(výrobek NDR)	

Snímač polohy - pootočení hlavního hřídele

Dotykový snímač polohy byl zkonstruován pro potřebu měření. Byl představen dvěma kontakty: pohyblivým - umístěným na hlavní hřídeli stroje a pevným na rámu stroje a od něho izolovaným. Elektrický obvod byl napájen do série zapojeným monočlánkem 1,5 V s připojením na jednu smyčku oscilografu.

Při měření odtoků pro přesné stanovení počtu otáček bylo použito čidla polohy UBM 232, umístěného pevně na rámu stroje s rotačně umístěným kontaktem (stíněním) na hlavní hřídeli. Princip čidla je založen na změně indukčnosti, přičemž každá otáčka hlavního hřídele byla registrována jako proudová změna na čítači BM 520.

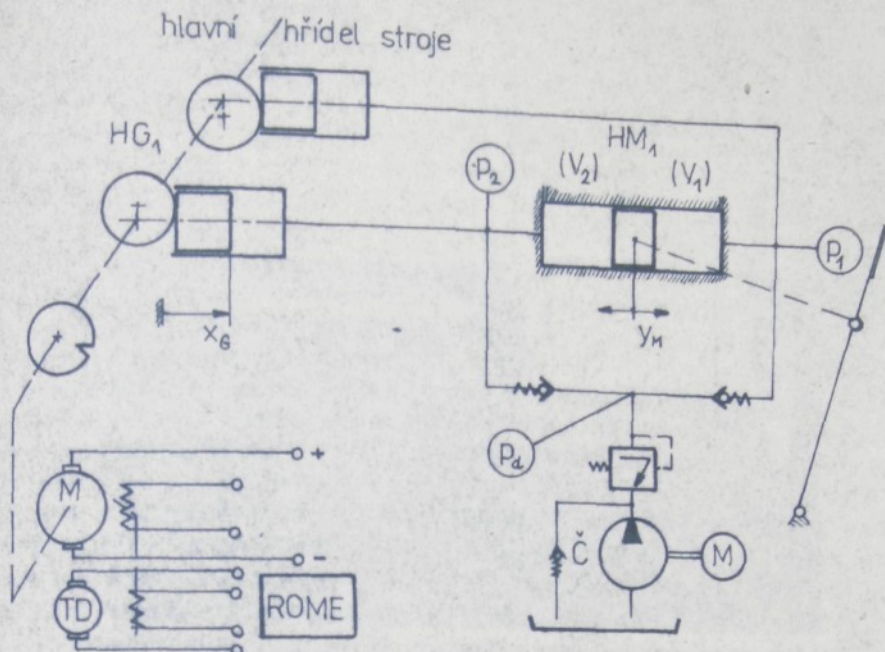
Univerzální čítač BM

Univerzální čítač umožňuje přesné měření kmitočtů a přístroje lze použít pro měření délky periody, časových intervalů, šířky impulzů, poměrů kmitočtů a jako prostého čítače impulzů.

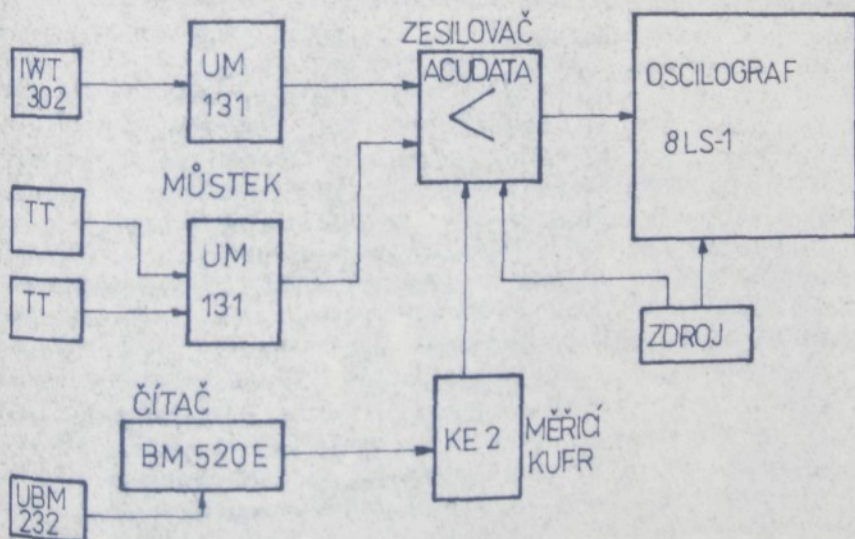
Měřené výsledky jsou indikovány jednořádkově číslicovými výbojkami - digytrony s automatickým přepínáním desetinné tečky a znaků podle měření.

V našem případě byl použit čítač typu BM 520 s těmito parametry:

Rozsah frekvence	0 + 12 [MHz]
Kapacita	10^6 impulzů
(Výrobek Tesla)	



Obr. 6.1 Schéma rozmištní enimačů hydraulického obvodu,
způsob řešení náhonu tkacího stroje a značení
veličin



Obr. 6.2 Měřicí souprava pro měření sdružených veličin kombinovaného systému

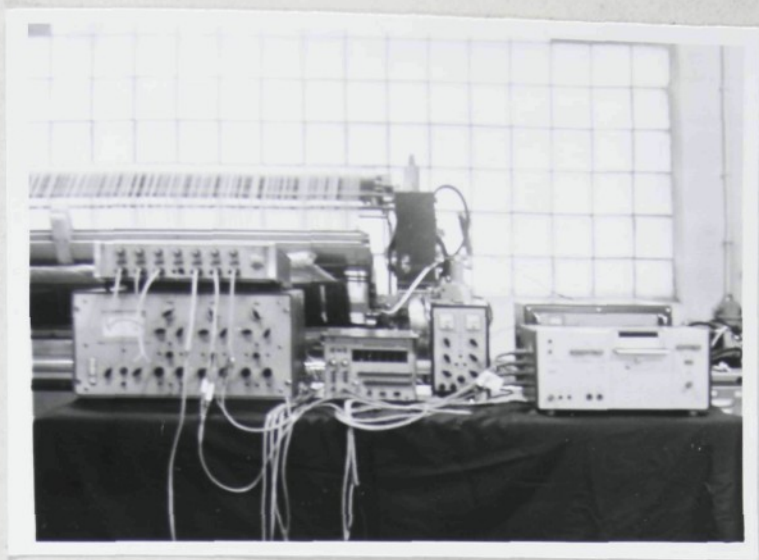


Foto 6.1 Celkový pohled na měřicí soupravu sdružených veličin

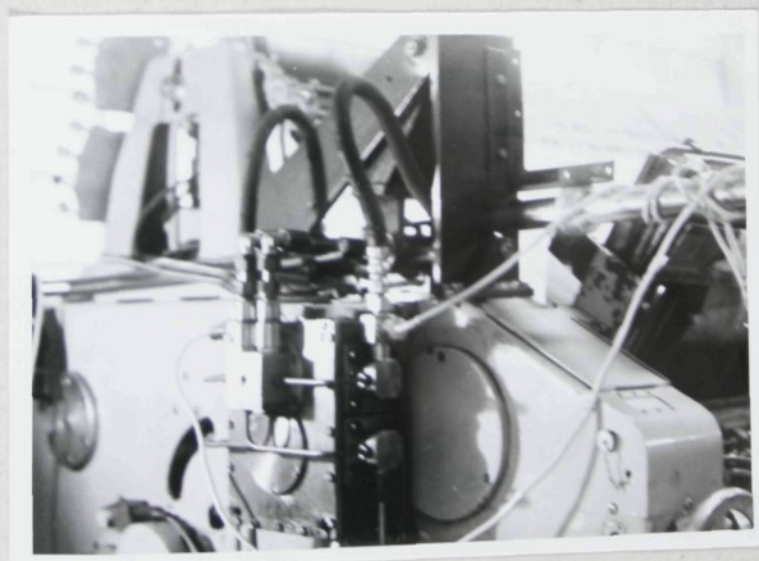


Foto 6.2 Pohled na umístění snímačů tlaku a dráhy hydromotoru

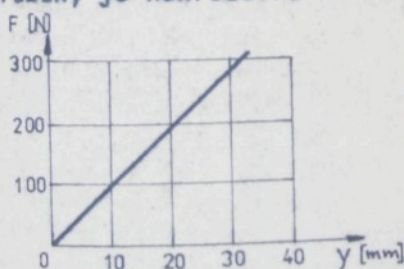
6.2 Výsledky experimentálních měření

Měření výše uvedených veličin kombinovaného hydraulicko-mechanického systému bylo prováděno současně pro různé frekvence otáček hlavního hřídele stroje (náhonu hydrogenerátoru) a jeho zatížení, tzn. měřeny současně dráha, tlaky kapaliny, odtoky kapaliny v závislosti na otáčkách atp. s tím, že oscilografický záznam byl pořizován vždy pro jednu veličinu (viz přílohy P₁₊₁₆).

Měření bylo prováděno na obou hydromotorech při těchto variantách režimů zatížení:

- A ... hydromotory pracují bez zátěže (bidlen odpojen)
- B ... bidlen je připojen pouze na označený hydromotor
- C ... na bidlen jsou připojeny oba hydromotory
- D ... bidlen je připojen pouze na označený hydromotor, současně je k bidlenu připojena pružina

Varianta D byla realizována pro vytvoření příznivějších poměrů při pohybu bidlenu v přírazové poloze, aby nedocházelo k rázům bidlenu do přeníku stroje a byla současně částečně simulována odporová síla tkaniny. Pružina byla připojena na vaha-dlo bidlenu na straně uchycení hydromotoru M 1. Charakteristika pružiny je nakreslena na obr. 6.3.

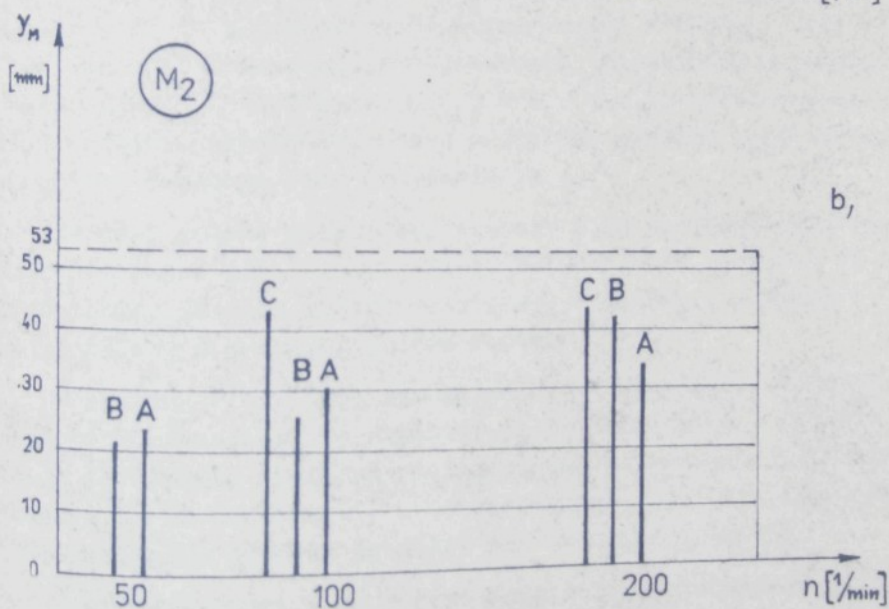
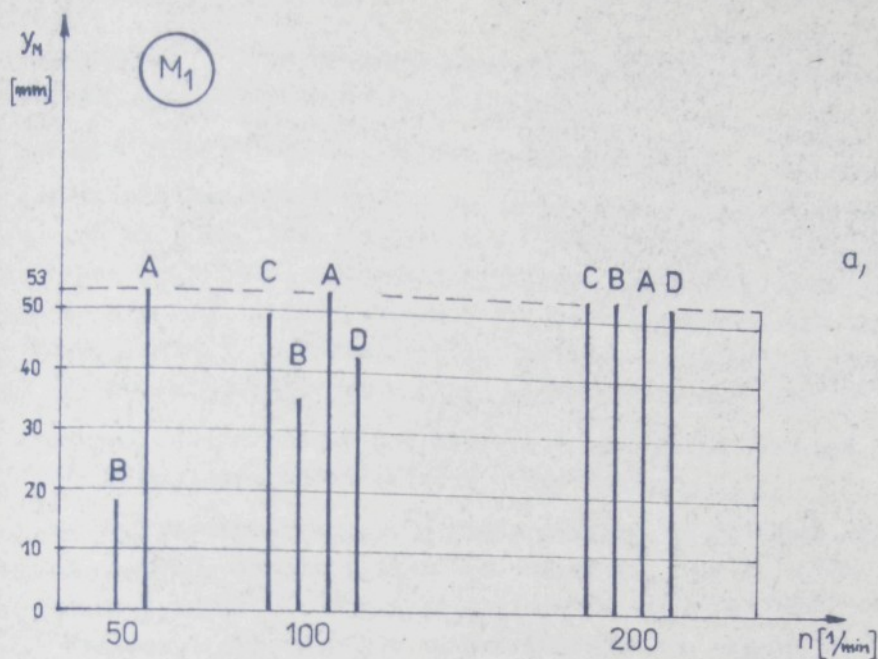


Dynamické síly působící na hydromotor byly sníženy cca o 250 N, přičemž se zdvih hydromotoru snížil při otáčkách stroje 200 min⁻¹ o 0,1 mm.

Výsledky měření jsou dále popsány samostatně podle příslušných měřených veličin. V příloze práce jsou uvedeny tak, jak byly naměřeny.

Obr. 6.3 Charakteristika připojené pružiny

Dosažení požadované klidové polohy bidlenu v obou úvratích (dráhy pohybu bidlenu) je důležité z hlediska dosažení textilně-technologických parametrů. K posouzení tohoto požadavku byly měřeny maximální hodnoty zdvihu hydromotorů pro různé frek-



Graf 6.1 Závislost zdvihu hydromotorů na otáčkách

vence otáček (50, 100 a 200 min^{-1}) stroje a zatížení (varianty A, B, C, D).

V grafu 6.1 jsou souhrnně zaznamenány naměřené veličiny v závislosti na frekvenci otáček a zatížení:

- a) pro hydromotor M 1, b) pro hydromotor M 2.

Souhrnně lze konstatovat, že maximálních hodnot zdvihu hydromotorů bylo dosaženo na motoru M 1 při 200 $[\text{min}^{-1}]$ a různých variantách (A, B, C, D). Maximálních hodnot zdvihu dále dosáhl hydromotor M 1 bez zátěže (varianta A) pro sledovaný rozsah otáček 50÷200 $[\text{min}^{-1}]$. Pokud se týká varianty C, je patrné zvětšení zdvihu na hydromotoru M 1 pro otáčky 100 + 200 $[\text{min}^{-1}]$.

Nárůst zdvihu pohybu hydromotoru s rostoucími otáčkami je patrný i u varianty B a D (měřeno pouze u motoru M 1).

Na hydromotoru M 2 nebylo nikdy dosaženo maximálních zdvihů, což znamená, že pro technologii tkaní při použití takto umístěného hydromotoru a při jednostranném náhonu bidlenu není možné dosáhnout požadovaného výkyvu bidlenu. Pro hydromotor M 2 platí rovněž ta skutečnost, že s rostoucími otáčkami roste při všech variantách i výchylka hydromotoru. U varianty C dochází vlivem různých posuvů hydromotorů M 1 a M 2 ke křížení bidlenu a ovlivňování jednoho hydromotoru druhým, přičemž vyšších hodnot zdvihu dosahuje vždy hydromotor M 1.

Střední poloha pohybu hydromotorů byla ve všech případech blíže přírazové poloze. U varianty D (uplatněna pružina) se střed pohybu posunul směrem od přírazové polohy a dosahoval krajní polohy v prohozní poloze bidlenu.

V příloze P 1+7 jsou zakresleny oscilografické záznamy zdvihových závislostí ve všech čtyřech variantách, v příloze P 8 je zakreslena zdvihová závislost pohybu hydromotoru M 1 pro variantu C při 200 $[\text{min}^{-1}]$, z které je zřejmé, že klidová prodléva bidlenu v přírazu je delší než v poloze prohozní.

V příloze P 3a) jsou patrné na zdvihové závislosti rázy bidlenu do prsníku stroje, přičemž není dosaženo maximální zdvihové závislosti pohybu hydromotoru při 100 $[\text{min}^{-1}]$, v příloze

p 5a) pak rázů bidlenu v obou krajních polohách při 200 [min⁻¹].

V příloze P 6a) a P 7a)b) jsou patrné změny dráhy hydromotoru M 1 při vypnutí doplňovacího čerpadla. Po několika desítkách zdvihů pohyb bidlenu vždy ustal.

Dosažení požadované klidové polohy v obou úvratích pohybu bidlenu ovlivňují odtoky tlakové kapaliny V 1 a V 2 hydromotorů. Objem V 1 představuje množství odtoku kapaliny při pohybu hydromotoru z přirazové polohy do prohozní, V 2 potom objem odtoku kapaliny při pohybu z prohozní do přirazové polohy u téhož hydromotoru.

V grafu 6.2 jsou zakresleny hodnoty objemů otoků kapaliny v závislosti na otáčkách a zátěži hydromotorů, kde značí:

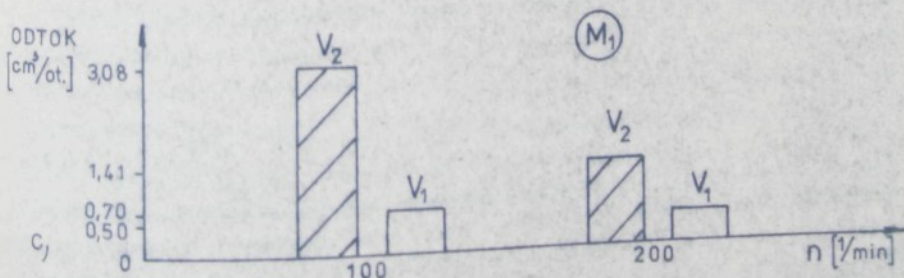
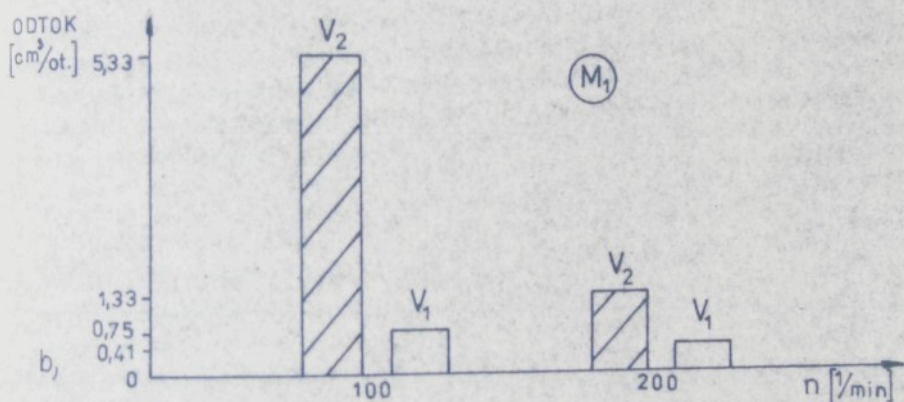
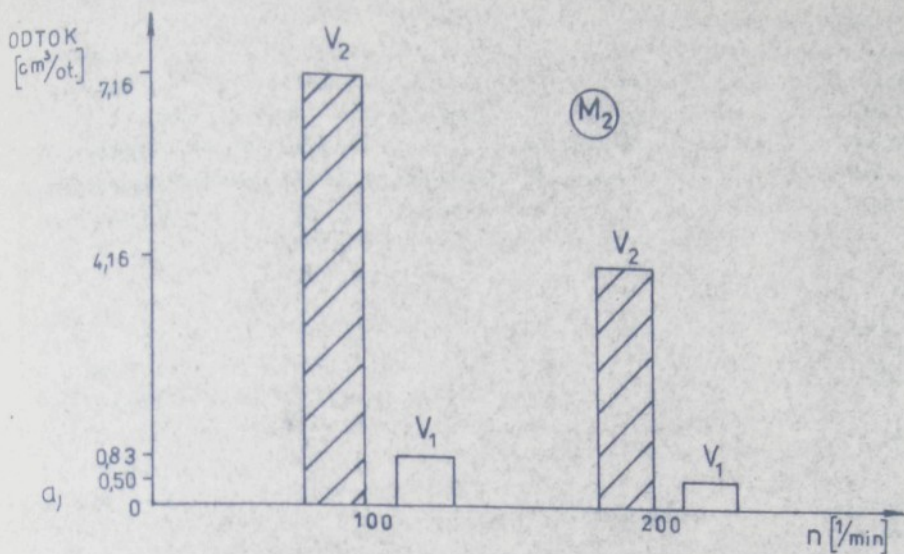
- a) závislost odtoku u M 2 bez zátěže (varianta A),
- b) závislost odtoku pro M 1 s bidlenem (varianta B),
- c) závislost odtoku pro M 1 s bidlenem a pružinou (varianta C).

Z grafické závislosti je zřejmé, že $V 2 > V 1$ a vyšší hodnoty oteků pro hydromotor M 2, který zvláště při nižších otáčkách nedorazoval potřebného zdvihu. Pokud se hydromotor M 2 nacházel při rozeběhu v přirazové poloze, docházelo k odtoku kapaliny, aniž se posunul z této polohy při otáčkách do 30 [min⁻¹].

Vyšší odtoky V 2 je možno vysvětlit režimem pohybu hydromotoru M 2. Konstrukčně jsou otvory pro odtok kapaliny realizovány na hydromotorech symetricky ke střední poloze pístu. Znamená to, že uvedený rozdíl, který je způsoben nesymetrií pohybu hydromotorů kolem střední polohy, bylo možno zaznamenat při měření dráhy hydromotorů. Na tomto místě je si třeba uvědomit značné rozdíly v hydraulické kapacitě vedení hydromotoru M 1 a M 2. Délka hydraulického vedení M 1 činí 0,5 m, naopak délka vedení hydromotoru M 2 je 5,5 m, což nepříznivě navíc ovlivňuje dynamické poměry zátěže.

S rostoucími otáčkami klesají odtoky kapaliny v obou větších vedeních a u obou hydromotorů současně.

Dále byly měřeny průběhy tlaků hydraulické kapaliny u obou hydromotorů a obou fázích při různých otáčkách a variantách zatížení.



Graf 6.2 Závislost odtoků tlakové kapaliny na otáčkách

OTÁČKY [1/min]	M_1				M_2				VARIANTA
	P_1 [MPa]		P_2 [MPa]		P_1 [MPa]		P_2 [MPa]		
	MAX	MIN	MAX	MIN	MAX	MIN	MAX	MIN	
100	0,87	0,42	0,90	0,05	0,86	0,34	0,88	0,05	A
200	1,22	0,22	1,15	0,20	1,18	0,18	1,02	0,15	
100	1,98	0,01	1,78	0,20	1,44	0,01	1,48	0,20	B
200	-	-	-	-	-	-	-	-	
100	1,44	0,32	1,75	0,78	1,37	0,32	1,45	0,36	C
200	2,20	0,12	1,92	0,21	1,84	0,07	1,59	0,27	
100	1,43	0,30	1,53	0,22	-	-	-	-	D
200	2,31	0,01	2,36	0,04	-	-	-	-	

Tab. 6.1 Naměřené maximální a minimální hodnoty tlaku hydraulické kapaliny.

Maximální a minimální hodnoty tlaků kapaliny jsou souhrnně zaznamenány v tabulce 6.1. Lze konstatovat, že s rostoucími otáčkami ve všech variantách obou hydromotorů vzrůstá maximální tlak p_1 a snižuje se jeho minimální hodnota. Pouze u varianty A (motory bez zátěže) se u minimální hodnoty tlaku p_2 s rostoucími otáčkami jeho hodnota zvýšila, což ovlivňuje obvod doplňovací kapaliny.

Z tabulky 6.1 je možné odečíst, že nejvyšší rozdíly maximálních a minimálních tlaků v příslušných fázích odpovídají va-

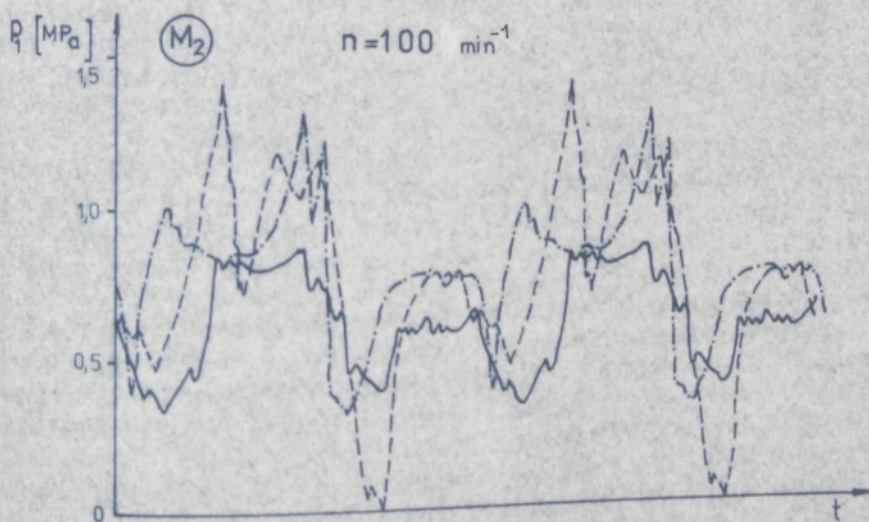
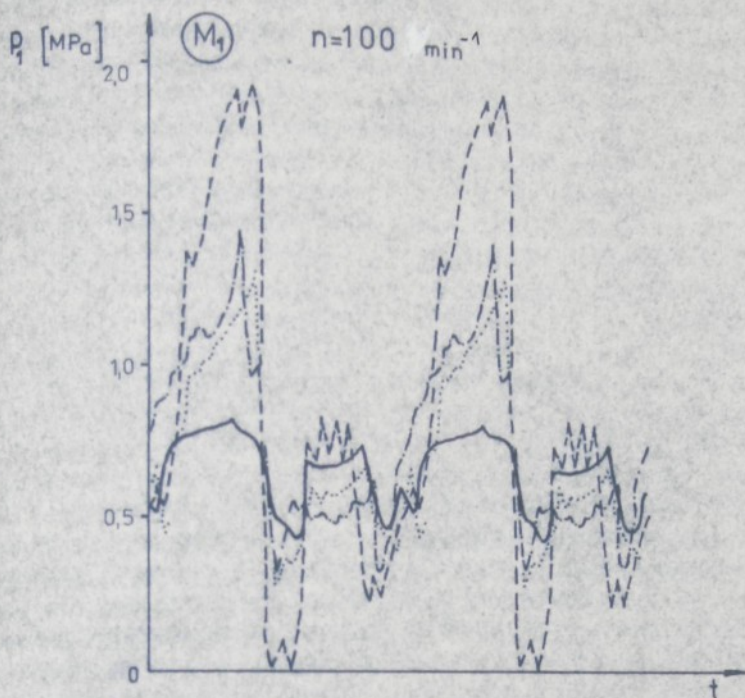
riantě B, kdy je příslušný hydromotor zatížen maximálními dynamickými silami mechanismu náhonu bidlenu (viz tab. 4.3). Rozdíl tlaků postupně klesá od varianty D, C k variantě A. Tato skutečnost neplatí pro tlaky p 2 u obou hydromotorů varianty zatížení A, což ovlivňuje doplňovací obvod kapaliny.

Při stejných otáčkách jsou naměřené maximální a minimální hodnoty tlaků hydromotoru M 1 vyšší než hodnoty tlaků u M 2. To platí i pro stejné varianty zatížení. Maximální hodnoty tlaků se pohybují v mezích $< 0,86 + 2,36 > \text{ [MPa]}$, minimální hodnoty v mezích $< 0,01 + 0,78 > \text{ [MPa]}$. V obou větvích hydraulického obvodu nebyly instalovány pojistné ventily, nejsou proto průběhy tlaků ovlivněny. Na obr. 6.4, 6.5, 6.6, 6.7 jsou souhrnně zaznamenány průběhy tlaků různých variant zatížení hydromotorů ve stejných fázích hydraulického obvodu a stejných otáčkách stroje. Jednotlivé varianty jsou na zmíněných obrázcích značeny graficky vhodně:

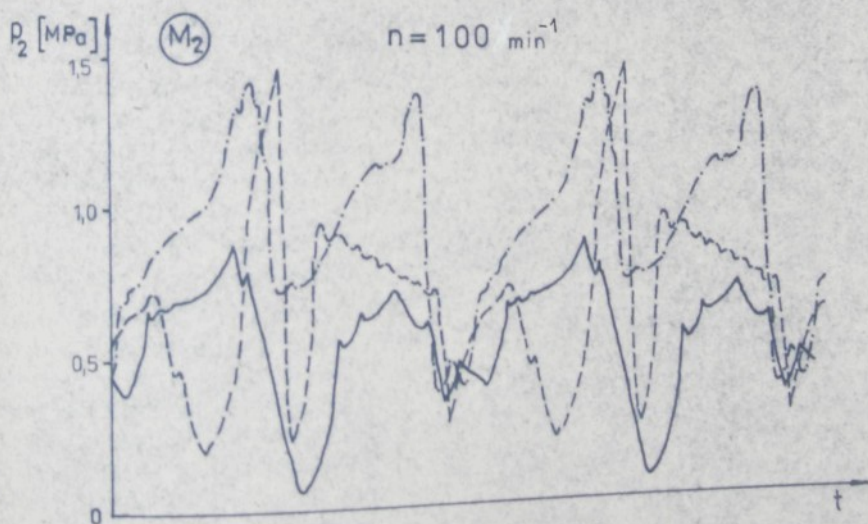
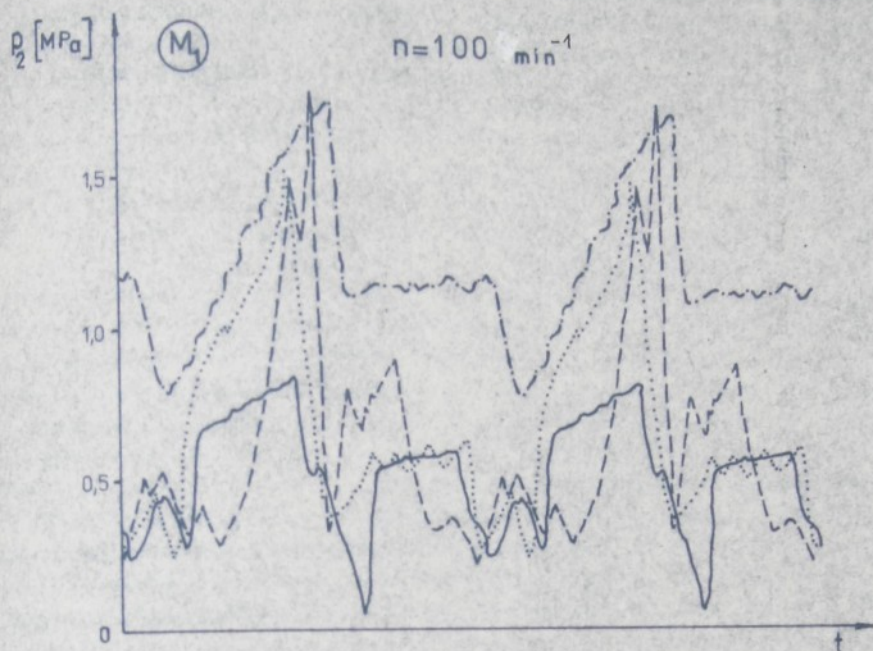
Varianty:	A	_____	C	_____
	B	-----	D	

V příloze P 9 ÷ 16 jsou zakresleny oscilografické záznamy změřených tlaků p 1 a p 2 příslušných hydromotorů a variant zatížení.

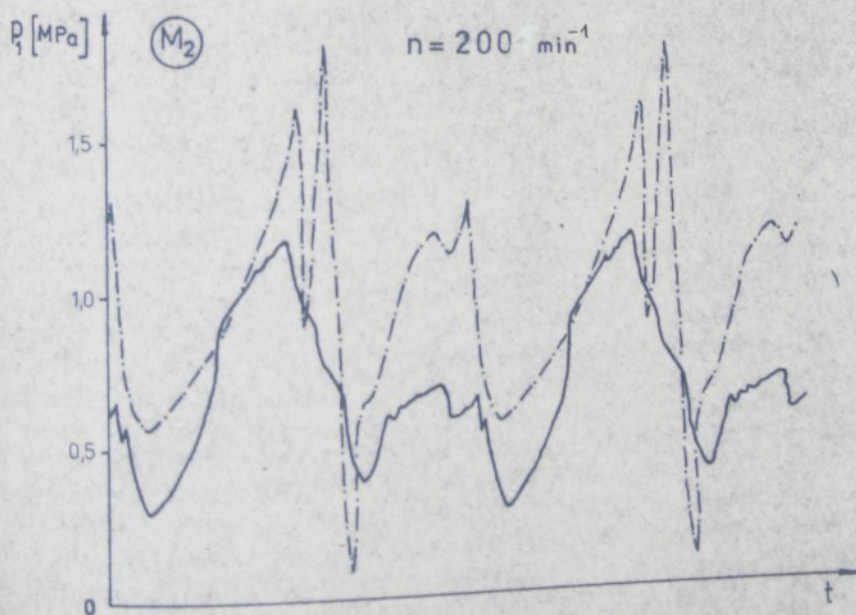
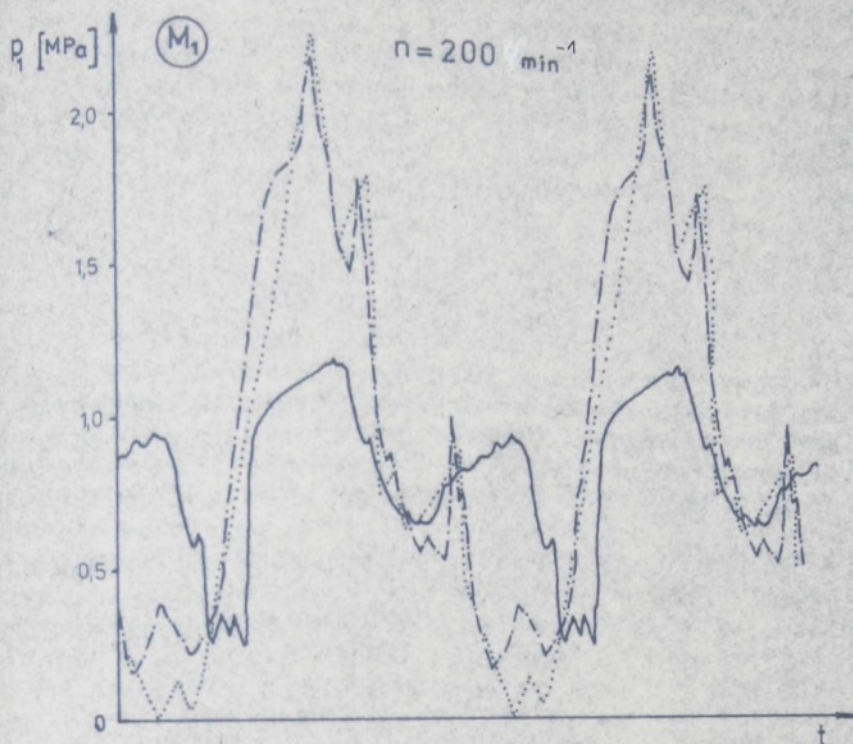
V příloze P 12b) je zaznamenán průběh vzrůstu tlaku p 1 při rozběhu stroje pro variantu B zatížení. Průběhy tlaků v obou úvratích jsou ovlivněny odtoky kapaliny, proto ve všech průbězích tlaků následuje ostrý pokles za maximum nebo minimum tlaku. Současně je možno registrovat zvýšení tlaku v odlehčené fázi vlivem doplňovacího čerpadla, které vytvářelo přetlak 0,5 MPa. Vzhledem k různým odtokům kapaliny je možné potvrdit okolnost, že tlaky obou fází u hydromotoru M 1 jsou vyšší než u hydromotoru M 2. V příloze P 15 je patrný pokles tlaku u varianty D oproti B. Při ploše pístu hydrogenerátoru $15,90 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^2\text{]}$ jsou hydraulickým obvodem přenášeny síly v rozsahu $< 15,90 + 3.753,41 > \text{ [N]}$.



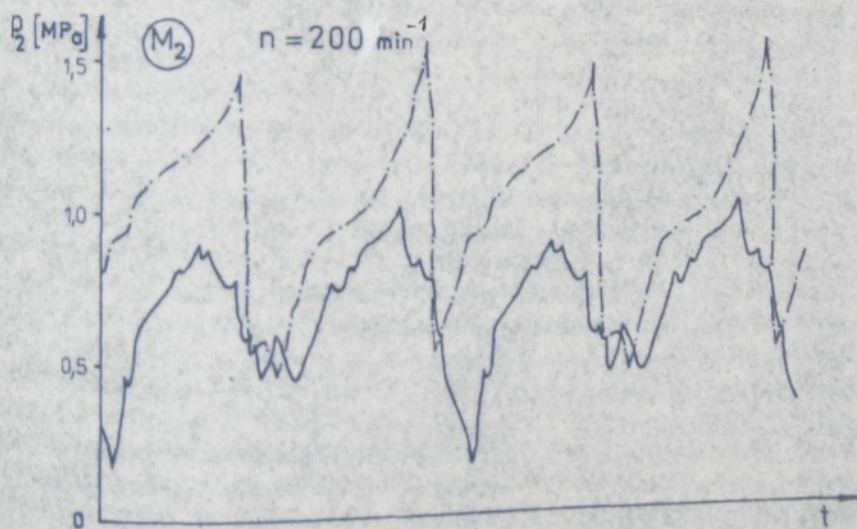
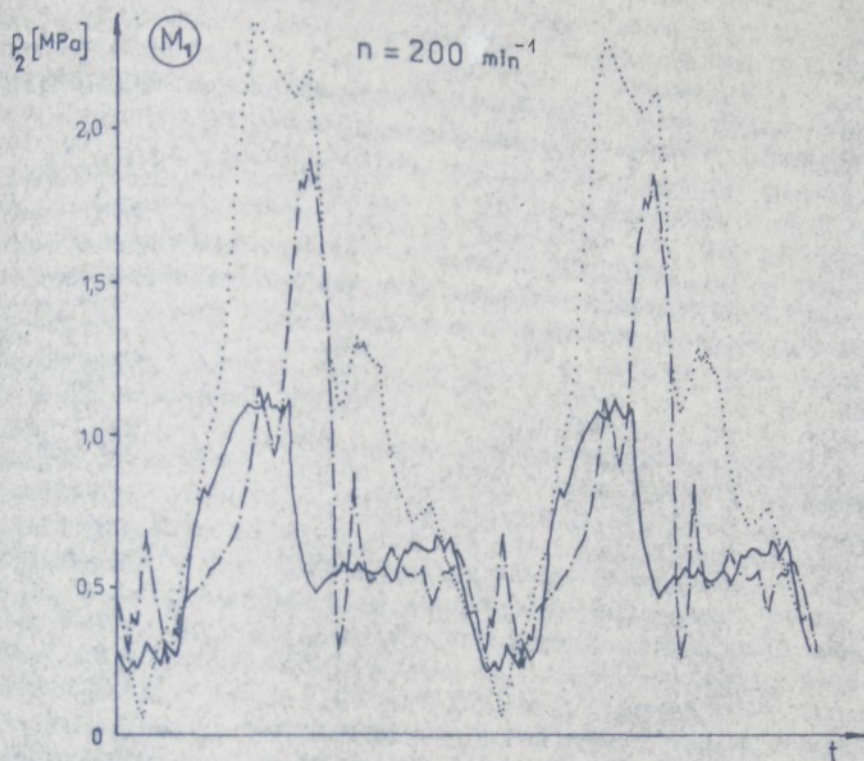
Obr. 6.4 Srovnatelné průběhy tlaků pro různé varianty zatížení



Obr. 6.5 Srovnatelné průběhy tlaků pro různé varianty zatížení



Obr. 6.6 Srovnatelné průběhy tlaků pro různé varianty zetižení



Obr. 6.7 Srovnatelné průběhy tlaků pro různé varianty zetižení

7. SHRNUTÍ A ROZBOR ZÍSKANÝCH VÝSLEDKŮ

Ve sledovaném kombinovaném přirazovém mechanismu je použito hydrostatického mechanismu, který využívá k přenosu především tlakové energie, přičemž kinetická energie je mnohem menší než tlaková. Dosažení jmenovitých otáček kombinovaného systému vyvolává dynamické účinky mechanické soustavy na hydraulickou soustavu jako hnací člen řetězce. Při návrhu odpovídající hydraulické soustavy je nutné vycházet z maximálních redukováných sil na hydromotor jako redukční člen a ze stejných přenášených výkonů určit jeho konstrukční parametry.

Aby nedocházelo při vyšších pohybových frekvencích k rázům hydromotoru, popřípadě mechanické soustavy do úvratí, je nutno realizovat v krajních polohách kombinovaného systému technologickou sílu nebo jinou vratnou sílu (např. pružinou), která by zmenšila nepříznivou dynamiku mechanické soustavy na hydraulické obvody, jako je tomu při použití stejnosměrného hydraulického obvodu [21].

Při návrhu je nutno uvažovat s dynamickými účinky mechanické soustavy redukovánými na píst hydromotoru v celém rozsahu jeho pohybu, protože nemusí být symetrické podle osy pohybu.

Experimenty ukázaly, že při poklesu tlaku doplnovacího čerpadla se výrazně snižuje tuhost hydraulického systému, dochází k nestabilnímu pohybu hydromotoru, popřípadě ve statickém stavu a vypnutém čerpadle například vlivem gravitačních sil k samovolnému posuvu hydromotoru do krajní polohy. Současně lze mechanickou částí mechanismu pohybovat do libovolné polohy, což nepříznivě ovlivňuje výchozí podmínky pro rezeběh systému.

Jde-li o tuhou transformační vazbu, tj. geometricky stálou, jako např. u mechanismů s tuhými členy, pak poloha hydraulického válce dané odlehlostí x_G přísluší zcela určitá odlehlost y_M pracovního členu. V takovémto případě kombinovaného mechanismu pak na místě zařazení (vložení) hydraulického členu do kinematického řetězce nezáleží.

Současně lze ovlivnit geometrii pohybu pracovního členu ur-

čítým uspořádáním kinematického řetězce a místem zařazení hydraulického členu v takovém řetězci. Širší možnost použitelnosti upletnění hydraulických prvků v mechanických soustavách je dána u mechanismů s větším počtem stupňů volnosti v podobě tzv. kuličkových diferenciálů.

Vlivem netěsností, změnou teploty kapaliny a její pružnosti je tuhá transformační vazba realizovaná tuhými mechanismy u takového kombinovaných mechanismů porušena. Znamená to, že geometrická a časová vazba mezi hnacím a hnaným členem mechanismu nebude dodržena.

Obecně nedochází ke geometricky stálé vazbě, přičemž podíl nepřesnosti v polohách členů kombinovaného mechanismu je největší od hydraulického členu a jeho polohy v kinematickém řetězci. Ve zvláštních případech se lze přiblížit i u mechanismů kombinovaných ke geometricky stálé vazbě úpravami jako jsou doplňování kapaliny hydraulického obvodu, udržování konstantní teploty, využití zpětných vazeb, dále řízením pohybu hydraulického válce atp.

Z hlediska funkční schopnosti daného řízení má vliv na rozdíl v posunutí x a y převodníků mechanismu celková svodová propustnost G_s a kapacita C_n hydraulických větví. Krytí úniku kapaliny je nutné provádět plnicím obvodem, přičemž v určitých časových intervalech přestává být systém uzavřenou soustavou a dochází k nestabilitě systému.

Pokud se týká kapacity C_n , lze předpokládat, jestliže chceme využít základních předností mechanismů SPK (řešení složitější prostorové orientace a přenosu výkonu a informace na větší vzdálenosti), že kapacity převodníků budou podstatně menší než kapacita vedení C_v , tedy $C_n \ll C_v$.

Pro kapacitu vedení zhotoveného z tenkostěnných kovových trubek platí známý vztah [6]

$$C_v = V_0 \left(\frac{1}{K} + \frac{1}{E_T} \right),$$

kde $E_r = ES \cdot \bar{D}_v^{-1}$ je objemový modul pružnosti trubky. Pro ocelové trubky dle ČSN 246711 ve světlostech $J_s 4$ až $J_s 20$ zjistíme, že $E_r \in < 5,25 \cdot 10^{10}; 1,05 \cdot 10^{10} > [N \cdot m^{-2}]$, tj. zhruba o řád větší než běžná hodnota objemového modulu pružnosti K kapaliny, tudíž rozdíl v posunutí mezi pístem generátoru x a motorem y bude ovlivněn především touto hodnotou a výpočtem postižitelný natolik, nakolik přesně ji známe. Lze však říci, že hodnota K se mění s obsahem vzduchu (plynu) vyloučeného ve formě bublinek (nerozpuštěného), a to tím výrazněji, čímž nižší je pracovní tlak. Obsah nerozpuštěného plynu je závislý na době provozu, nicméně lze konstatovat, že čas, za který se stabilizují kapacitní vlastnosti kapaliny, se pohybuje kolem 20 min. i méně, podle sestavy obvodu [40].

U vedení ohebného, tvořeného hadicemi, kterého je nutno použít v případě relativního pohybu motoru vůči rámu, je objemový modul pružnosti E_h hadice závislý na pracovním tlaku a výpočtově prakticky nepostižitelný. Experimenty ukázaly [36], že např. objemový modul pružnosti hadic HVT je v rozsahu tlaků $(0,5 \div 16)$ [MPa] přibližně $(10^5$ až $10^6)$ krát menší než objemový modul pružnosti kapaliny, a je tedy určující pro chování mechanismu [40].

Při vyšších pracovních frekvencích je rozdíl v posunutí generátoru a motoru ovlivněn též indukčností hydraulické větve a zátláže. Při práci mechanismu s pracovními frekvencemi nižšími, než je první vlastní frekvence systému, lze výpočtově stanovit mezní frekvenci (při znalosti C_v), pro kterou poměr y/x nepřekročí předem zvolenou hodnotu. Ovšem tato hodnota je rovněž podstatně závislá na poměrném tlumení, jehož optimální velikost se pohybuje kolem $(0,6$ až $0,7)$, avšak obtížně stanovitelná. Na tomto místě je též třeba připomenout fázové zpoždění mezi posunutím x generátoru a y motorem, na které je třeba pamatovat zejména při součinnosti dvou a více motorů nebo mechanismů i různých druhů. Jde především o otázku seřaditelnosti pohonné části mechanismu SPK. V této souvislosti je třeba ještě upozornit na projev dynamických vlastností hadice, který je výrazný při nízkých frekvencích, např. u hadice typu HVT se kolem 7 až 9 [Hz] při přepětí 1 [MPa] projevují největší útlumové vlastnosti.

Další vývoj mechanismů s hydraulickými členy bude v oblasti generování obecnějších kmitavých pohybů kapaliny ve vodičích než harmonické pohyby, a to v souvislosti s dynamickými poměry mechanismů. Dále pak v oblasti řízené střídavé hydrauliky oproti sledovací střídavé hydraulice, která je sledována v předložené práci.

Problémem tedy zůstává otázka organizovaného odvzdušňování kapaliny a tím snížení podílu teploty na deformaci kapaliny, tj. problémy vyvážení tuhosti pevných a hydraulických členů k dosažení srovnatelné geometrické a časové stálosti kombinovaného mechanismu jako celku.

Významnou stránkou dalšího vývoje bude sledování chování kapaliny v hydraulických členech, pokud jde o synchronizaci doplňování kapaliny s kapalinou uniklou netěsnostmi v oblasti pracovního cyklu. Současně i odtoky kapaliny uplatněné jako řízení nepříznivě ovlivňují spotřebu doplňovacího obvodu a časy výdrže hydromotorů v obou úvratích.

Ve srovnání navrženého dvojfázového přírazového mechanismu SPK se stávajícím kloubovým mechanismem je nutno kriticky pohlížet na ekonomickou stránku, která u nově navrženého systému vyzní značně nepříznivě. Současně i z hlediska dosahovaného výkonu tkacího stroje (otáček) je uvedený systém nedostačující.

Z hlediska stavby kombinovaného systému pro použití k pohonu bidlenu tkacího stroje je nutné na základě technických podmínek takového mechanismu mimo jiné konstrukčně zpracovat uvedený mechanismus podle zásad řešení dynamiky kombinovaného mechanismu, tj. nově navrhnout hydrogenerátor, hydromotor a doplňovací obvod s vlastním pohonem. Dále pak vzhledem k textilně-technologickým podmínkám bude nutné:

1. Před spuštěním tkacího stroje (přírazového mechanismu) zabezpečit tlak v obou větvích hydraulického vedení samostatným pohonem doplňovacího čerpadla.
2. Vzhledem k rozběhové charakteristice kombinovaného systému by bylo nutné zajistit před vlastním prohozem několik cyklů pohybu systému. Odměřovací mechanismus tryskových strojů to-

tiž nedovoluje pozastavení cyklu odměřování a při rozeběhu není využita celá zdvihová závitlost pohybu bidlenu.

3. Z hlediska různých vlastností obou motorů i v rámci jejich připojení na bidlen by bylo nutné přistoupit k použití pouze jednoho motoru, z konstrukčních důvodů pak připojeného na jedné straně bidlenu (dispozičně nejlépe uprostřed bidlenu). S ohledem na použití jednoho motoru pro pohon bidlenu je nutné uvažovat s jednostranným pohonem, a tedy s konstrukcí náhonu bidlenu.

4. Z hlediska dosažení klidové doby v krajních polohách se řízení pomocí odtoků jeví nevýhodné především při rozeběhu a malých otáčkách. Při použití tohoto způsobu řízení by bylo nutné zvýšit délku armaturního vedení a s tímto zřetelem koncentrovat zásobník oleje, doplňovací čerpadlo, generátor a motor dispozičně do jednoho místa (na bočnici) tkacího stroje.

Z hlediska použití řízení u kombinovaného mechanismu se jeví jako nejvýhodnější metoda řízení pomocí elektroventilů v hydraulickém obvodu.

Jednou z cest plynulého řízení je možnost plynulé změny doplňovacího tlaku, dále pak doplňované kapaliny do odlehčené větve obvodu zvoleným množstvím.

8. ZÁVĚR

Předložená práce je dílčím příspěvkem k řešení problematiky uplatnění kombinovaných mechanismů ve stavbě textilních strojů, jmenovitě přírazového mechanismu tkacího stroje. Z hlediska použití pak uvedená aplikace využívá hydraulického členu - dvojřázkového hydraulického obvodu se střídavým proudem kapaliny k pohonu mechanismu s tuhými členy.

Při návrhu jednotlivých celků bylo přihlíženo k možnostem výroby a praktického uplatnění na hydraulickém tkacím stroji. Z hlediska teoretického byl učiněn pokus analyticky objasnit určující veličiny pro dosažení požadovaných parametrů u kombinovaných mechanismů, resp. požadovaných textilně-technologických vlastností u přírazového mechanismu tkacího stroje.

"Proražené bariéry" mezi dvěma vědními disciplínami a obory není vůbec snadné. Ještě nebyly vytvořeny takové algoritmy, které by umožnily v jediné logické formuli, v jednom vědeckém jazyce popsat jevy takového mechanismu.

Předložená práce sleduje v šesti kapitolách základní problematiku aplikace kombinovaného hydraulicko-mechanického systému ve stavbě textilních strojů, jmenovitě přírazového mechanismu hydraulického tkacího stroje, kterou představují otázky syntézy takového mechanismu, zjištění jeho základních vlastností měření a návržení matematického modelu.

V první kapitole je sledován současný stav v řešení přírazových mechanismů tkacích strojů a textilně-technologické požadavky nutné pro stavbu tkacích strojů z hlediska sledovaného funkčního uzlu. Dále je sledováno použití hydraulických prvků ve stavbě mechanismů s tuhými členy, výhody a nevýhody hydraulických mechanismů a stávající aplikace mechanismů s hydraulickými členy v konstrukci textilních strojů.

Ve druhé kapitole je sledována analýza stávajícího přírazového mechanismu pohonu bidlenu hydraulického tkacího stroje, jako základ pro posouzení dosažitelné rychloběžnosti kombinovaného hydraulicko-mechanického systému.

Ve třetí kapitole je sledována strukturální syntéza mechanických systémů s hydraulickým členem zařazeným do kinematického řetězce.

Z hlediska vlastního popisu kombinovaných hydraulicko-mechanických systémů je možné postupovat stejným způsobem, jaký je obvyklý u mechanismů s tuhými členy. Hydraulický prvek (hydromotor nebo hydrogenerátor) uvažujeme jako vložený člen kinematického řetězce s přímočarým pohybem, který představuje kulisa, tzn. že je možné u těchto mechanismů provést klasifikaci a třídění podle hledisek obvyklých u tuhých systémů.

I když v práci je sledována syntéza mechanických systémů s hydraulickým členem, je podaná metoda zcela obecná a lze ji uplatnit v strukturální syntéze hybridních mechanismů vůbec. Vznik nových struktur takových mechanismů se opírá o možnost vytvářet izomorfní kinematické grafy - tj. grafizaci mechanismů.

Ve čtvrté kapitole je sledován teoretický rozbor kombinovaného hydraulicko-mechanického systému v provedení dvojfázového hydraulického mechanismu SPK a dále možnost použití analogií k řešení kombinovaných mechanismů.

Jak vyplývá ze strukturální syntézy kombinovaných mechanismů, lze pro zajištění transformace pohybu mezi hnacím a hnaným členem použít základních geometrických veličin jako je převod, transformační úhly apod. Dále je sledován teoretický popis dvojfázového hydraulického mechanismu SPK se zátěží hnaného členu a možnosti, které vyplývají pro popis kombinovaného systému při použití elektrohydraulické a elektromechanické analogie, odkud vyplynula možnost popisu v analogii hydraulickomechanické.

Pátá kapitola předložené práce sleduje problematiku modelování kombinovaného systému a jeho řešení na analogovém počítači. Modelování kombinované soustavy je řešeno u náhradního mechanického modelu sledované soustavy, přičemž jsou v celém rozsahu přijaty předpoklady, že v hydraulickém obvodu jsou lineární odpor (rovněž tak u elektrohydraulické analogie). Je použito nahrazení dvojfázového hydraulického obvodu jednofázovým a využito k modelování analogového počítače, především z hlediska pře-

hlednosti matematického popisu, dále pak přímé souvislosti mezi proměnnými matematické soustavy, strojovými proměnnými a veličinami charakterizujícími hydraulické prvky, resp. kombinovaný mechanismus, rychlosti a přehlednosti výpočtu a výsledků řešení.

Tyto okolnosti jsou ceněny při vývoji hydraulických prvků a při projektování netypických (kombinovaných) mechanismů, kdy správná představa o dynamických vlastnostech takových mechanismů je prvním krokem k jejich úspěšnému použití.

V šesté kapitole jsou popsány experimentální měření, která byla realizována u kombinovaného přírazového mechanismu aplikovaného u hydraulického tkacího stroje EHSU 155, tj. popsána použití aparatura a zpracovány oscilografické záznamy naměřených veličin (pracovních tlaků, odtoky kapaliny a dráhy pohybu hydro-motorů), které jsou východiskem pro posuzování mechanismů k zajištění přenosu sil nutných k dosažení kinematických veličin a v neposlední řadě pro zajištění potřebných dynamických účinků pracovních členů.

Dále jsou shrnuty získané výsledky a poznatky aplikovaného hydraulicko-mechanického hydraulického mechanismu tkacího stroje. Dosevadní průzkum použitelnosti kombinovaných mechanismů v průmyslových podmínkách ukazuje, že tyto systémy umožní perspektivně řešit úlohy rozvoje nové techniky, jmenovitě v oblasti robotizace, stavby výrobních strojů a strojů zpracovatelského průmyslu. Bude zapotřebí vyvinout úsilí, aby se rozšířila použitelnost takovýchto mechanismů, daná zejména ne plně vyhovujícími technickými charakteristikami, výrobními a ekonomickými možnostmi.

seznam použité literatury

- [1] Hlavní směry hospodářského a sociálního rozvoje ČSSR na léta 1981 - 1985. Materiály XVI. sjezdu KSČ, Praha 1981.
- [2] Štrougal, L. : Zpráva o hlavních směrech národního a sociálního rozvoje ČSSR na léta 1981 - 1985. Materiály XVI. sjezdu KSČ, Praha 1981.
- [3] Über die Kettenspannung beim Auslag in Abhängigkeit vom der Gewebedichte. Textil Praxis č. 7/1966.
- [4] Hollstein, H. : Zur Geschichte des mechanischen Webstuhles. Melliand Textilberichte, Karl-Marx-Stadt 1949.
- [5] Sawhney, A.P.S. : Fabric information. Textile World č. 4/1979.
- [6] Steiner, M. : Tkalcovna na cestě k automatickému provozu. Informativní přehled č. 1, Ústí n. Orł. 1980.
- [7] Strazds, G. : Entwicklungstendenzen in der Weberstechnikindustrie. Textiltechnik č. 7, Riga, roč. 1979.
- [8] Talvášek, Ol., Svatý, Vl. : Běžčlunkové tkací stroje. SNTL, Praha 1975.
- [9] Claude, J., Etienne, G. : Náhon bidlenového mechanismu tkacího stroje. Švýcarský patent č. 622297/1978.
- [10] Kol. : Špičkové textilní stroje. Hodnocení poznatků : ITMA 1979, ČS VTS Elitex Liberec 1979.
- [11] Prokeš, J. : Hydraulické mechanismy v automatizaci. SNTL, Praha 1973.
- [12] Charvát, J. : Teorie kloubových mechanismů. Úřad pro patenty a vynálezy, Praha 1972.

- [13] Charvát, J. : Uplatnění střídavé hydrauliky v konstrukci tkacích strojů. Sborník vědecko-výzkumných prací VŠST-MT I, Liberec 1981.
- [14] Džalilov, A.Ch. : Hydraulický pohon šicího stroje. Sborník vědeckých prací MTI, Moskva 1974.
- [15] Kol. : Hydraulické mechanismy. Sborník konference ČS VTS Ostrava, 1980.
- [16] Charvát, J., Pačes, O., Holas, J. : Pohon bidlenu tkacího stroje. AO 192405.
- [17] Charvát, J. : Vazba tuhých hydraulických a pneumatických mechanismů, Sborník ČS VTS, Liberec 1961
- [18] Charvát, J. : Uplatnění střídavé hydrauliky v konstrukci tkacích strojů. Sborník vědecko-výzkumných prací VŠST - MTI, VŠST 1980.
- [19] Charvát, J., Egert, F. : Strukturální syntéza mechanismů s hydraulickými členy. II. sborník vědecko-výzkumných prací VŠST-MTI (v tisku)
- [20] Přikryl, I. : Přenos tlakové energie třífázovým hydraulickým mechanismem se SPK. Kandidátská disertační práce, Praha 1974.
- [21] Sivák, V. : Rezonanční dvouhmotová soustava s hydraulickým mechanismem se střídavým proudem kapaliny. Sborník VII. mezinárodní konference hydraulických mechanismů, Ostrava 1975.
- [22] Přednášky z postgraduálního kurzu "Racionální metody návrhu technických soustav". Strojní fakulta ČVUT, Praha 1976-78.
- [23] Prokeš, J. : Hydraulické pohony. Práce, Praha 1957
- [24] Prokeš, J. : Přenos tlakové energie sloupcem kapaliny. Habilitační práce, ČVUT Praha 1966.

[25] Prokeš, J.

: Obecná teorie mechanismů I., II. Úřad pro vynálezy a objevy, Praha 1973.

[26] PV 8138/79

Zdroj střídavého proudu kapaliny s proměnnou amplitudou.

[27] AO 159847/75

Dvojfázový hydraulický obvod s kombinovaným řízením.

[28] Yalin, K., Selim, M.

: Theory of hydraulic models. Mac Milan, London 1971.

[29] Moore, A.

: Analogue Investigation of The Inertia-Coupled-free-piston Engine. Combustion Engines Grup. National Engineering Laboratory, Glasgow 1971.

[30] Graw, E.

: Shock and Vibration Handbook. Hill Book Company, New York 1961.

[31] Charvát, J. a kol.

: Teoretické problémy kombinovaných mechanismů SPK aplikovaných v textilních strojích. Závěrečná zpráva úkolu P 14-333-241, VŠST Liberec 1980.

[32] SAAD A. Kasseem

: Study of possibility of standardizing some components of alternating flow hydraulic mechanismus. Disertační práce, Praha 1976.

[33] Hämmler, C.R.

: Elektrohydraulické řídicí systémy. SNTL, Praha 1970.

[34] Charvát, J.

: Vybrané statě z mechaniky. SVŮT, Liberec 1979.

[35] Čuprjakov, J.I.

: Hidroprivod i sradstva gidrosvtomatiki. Mašinostrojenie, Moskva 1979.

[36] Charvát, J. a kol.

: Přirázový mechanismus tkacího stroje s vibračním přirázem. Dílčí zpráva úkolu P 14-333-241, VŠST, Liberec 1976.

[37] Egrt, Fr.

: Typizované prvky a jednotky mechanických systémů. Dílčí zpráva úkolu P 14-333-094, VŠST Liberec 1978.

[38] Egrt, Fr.

: Analýza a syntéza mechanismů s tuhými a hydraulickými členy. Pisemná část odborné zkoušky, Liberec 1979.

[39] Egrt, Fr.

: Základní kritéria typizace prvků a jednotek mechanických systémů s přihlédnutím k systémům pneumatickým, elektrickým a hydraulickým. Dílčí zpráva úkolu P 14-333-241, VŠST Liberec 1979.

[40] Cerha, J.

: Přenos energie kombinovanými vysokofrekvenčními mechanismy u textilních strojů. Dílčí zpráva úkolu P 14-333-00-66, VŠST Liberec 1977.

Příloha:

- P₁ průběh dráhy y_M motoru pro variantu A
- a) motoru M_1 , otáčky 100 min^{-1}
 - b) motoru M_2 , otáčky 100 min^{-1}
- P₂ průběh dráhy y_M motoru pro variantu B
- a) motor M_1 , otáčky 50 min^{-1}
 - b) motor M_2 , otáčky 50 min^{-1}
- P₃ průběh dráhy y_M motoru pro variantu B
- a) motor M_1 , otáčky 100 min^{-1}
 - b) motor M_2 , otáčky 100 min^{-1}
- P₄ průběh dráhy y_M motoru pro variantu C
- a) motor M_1 , otáčky 100 min^{-1}
 - b) motor M_2 , otáčky 100 min^{-1}
- P₅ průběh dráhy y_M motoru pro variantu C
- a) motor M_1 , otáčky 200 min^{-1}
 - b) motor M_2 , otáčky 200 min^{-1}
- P₆ a) průběh dráhy y_M motoru pro variantu C
při vypnutí doplňovacího čerpadla
na motoru M_1 , otáčky 30 min^{-1}
- b) průběh dráhy y_M motoru pro variantu D
motor M_1 , otáčky 100 min^{-1}
- P₇ průběh dráhy y_M motoru pro variantu A
při vypnutí doplňovacího čerpadla
- a) motor M_1 , otáčky 100 min^{-1}
 - b) motor M_2 , otáčky 200 min^{-1}
- P₈ průběh dráhy y_M motoru M_1 pro variantu C
- otáčky 200 min^{-1}
- P₉ průběh tlaku p_2 pro variantu A
- a) pro motor M_2 , otáčky 100 min^{-1}
 - b) pro motor M_1 , otáčky 100 min^{-1}
 - c) pro motor M_2 , otáčky 200 min^{-1}
 - d) pro motor M_1 , otáčky 200 min^{-1}

P₁₀

průběh tlaku p_1 pro variantu A

- a) pro motor M_2 , otáčky 100 min^{-1}
- b) pro motor M_1 , otáčky 100 min^{-1}
- c) pro motor M_2 , otáčky 200 min^{-1}
- d) pro motor M_1 , otáčky 200 min^{-1}

P₁₁

průběhy tlaku p_2 pro variantu B

- a) pro motor M_2 , otáčky 50 min^{-1}
- b) pro motor M_1 , otáčky 50 min^{-1}
- c) pro motor M_2 , otáčky 100 min^{-1}
- d) pro motor M_1 , otáčky 100 min^{-1}

P₁₂

průběhy tlaku p_1 pro variantu B

- a) pro motor M_2 , otáčky 50 min^{-1}
- b) pro motor M_1 , otáčky 50 min^{-1}
- c) pro motor M_2 , otáčky 100 min^{-1}
- d) pro motor M_1 , otáčky 100 min^{-1}

P₁₃

průběh tlaku p_2 pro variantu C

- a) pro motor M_2 , otáčky 100 min^{-1}
- b) pro motor M_1 , otáčky 100 min^{-1}
- c) pro motor M_2 , otáčky 200 min^{-1}
- d) pro motor M_1 , otáčky 200 min^{-1}

P₁₄

průběh tlaku p_1 pro variantu C

- a) pro motor M_2 , otáčky 100 min^{-1}
- b) pro motor M_1 , otáčky 100 min^{-1}
- c) pro motor M_2 , otáčky 200 min^{-1}
- d) pro motor M_1 , otáčky 200 min^{-1}

P₁₅

průběh tlaku p_2

- a) pro motor M_1 , otáčky $n=50 \text{ min}^{-1}$ - var. B
- b) pro motor M_1 , otáčky $n=50 \text{ min}^{-1}$ - var. D

P₁₆

průběh tlaků p_1 , p_2 pro variantu D

- a) tlak p_1 pro motor M_1 , otáčky 100 min^{-1}
- b) tlak p_2 pro motor M_1 , otáčky 100 min^{-1}

c) tlak p_1 pro motor M_1 , otáčky 200 min^{-1}

d) tlak p_2 pro motor M_1 , otáčky 200 min^{-1}

P₁₇

grafická závislost řešení (y-x)

$$\text{pro } F = 0, \frac{G}{m_{\text{red}}} = 0,5, \frac{\partial \ell}{m_{\text{red}}} = 1$$

$$W = \text{konst.}$$

P₁₈

grafická závislost řešení (y-x)

$$\text{pro } F = 0, \frac{\partial \ell}{m_{\text{red}}} = 1, W = 1$$

$$\frac{G}{m_{\text{red}}} \neq \text{konst.}$$

P₁₉

grafická závislost řešení (y-x)

$$\text{pro } F = 0, \frac{G}{m_{\text{red}}} = 0,5, W = 1$$

$$\frac{\partial \ell}{m_{\text{red}}} \neq \text{konst.}$$

P₂₀

grafická závislost řešení (y-x)

$$\text{pro } F = 1 \cdot 10^4 \text{ [N]}, \frac{G}{m_{\text{red}}} = 0,5, W = 1$$

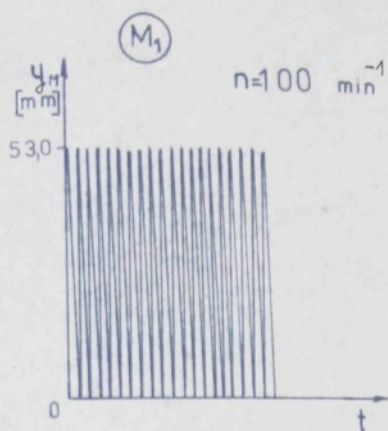
$$\frac{\partial \ell}{m_{\text{red}}} \neq \text{konst.}$$

P₂₁

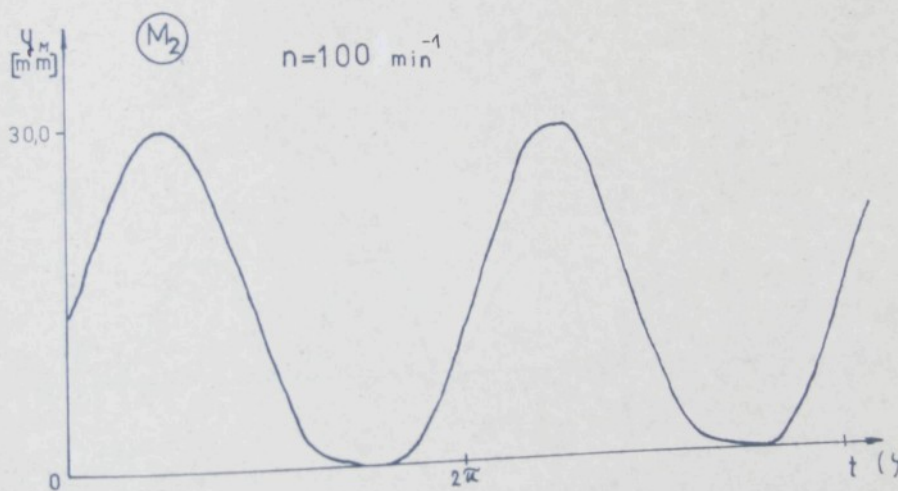
grafická závislost řešení (y-x)

$$\text{pro } F = 1 \cdot 10^4 \text{ [N]}, \frac{\partial \ell}{m_{\text{red}}} = 1, W = 1$$

$$\frac{G}{m_{\text{red}}} \neq \text{konst.}$$

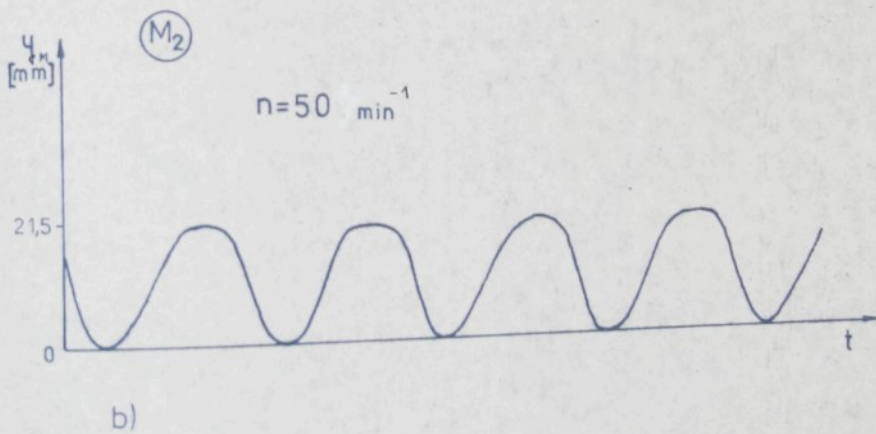
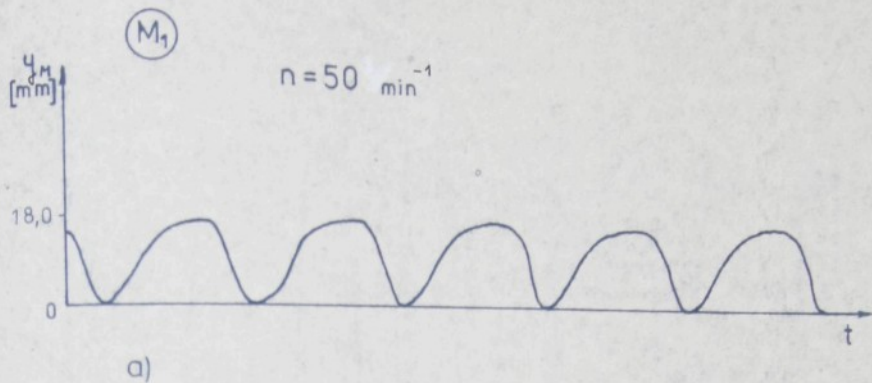


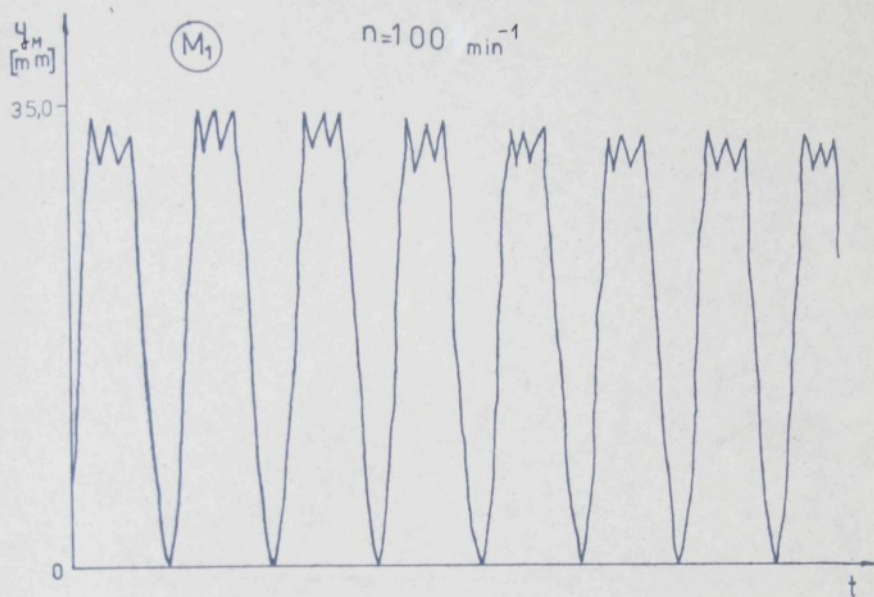
a)



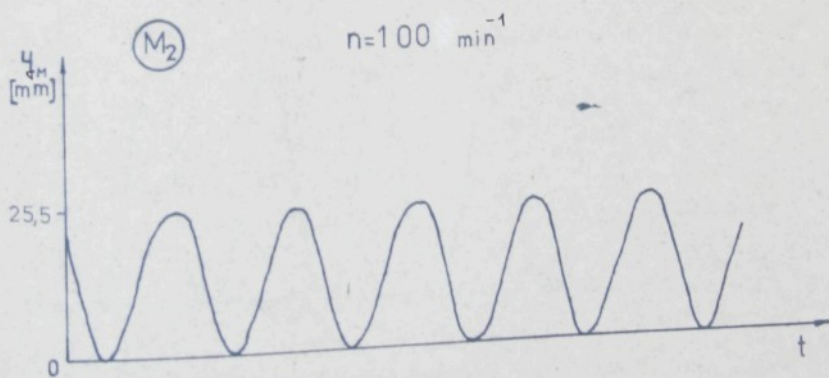
b)

PŘÍLOHA P₁



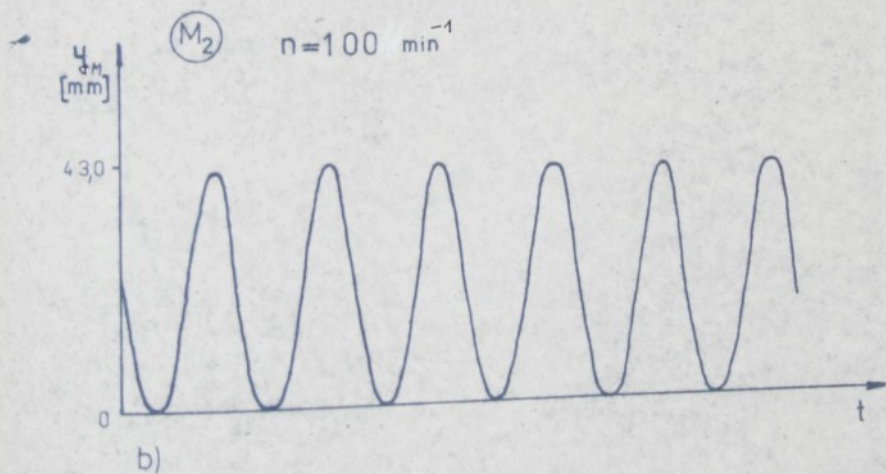
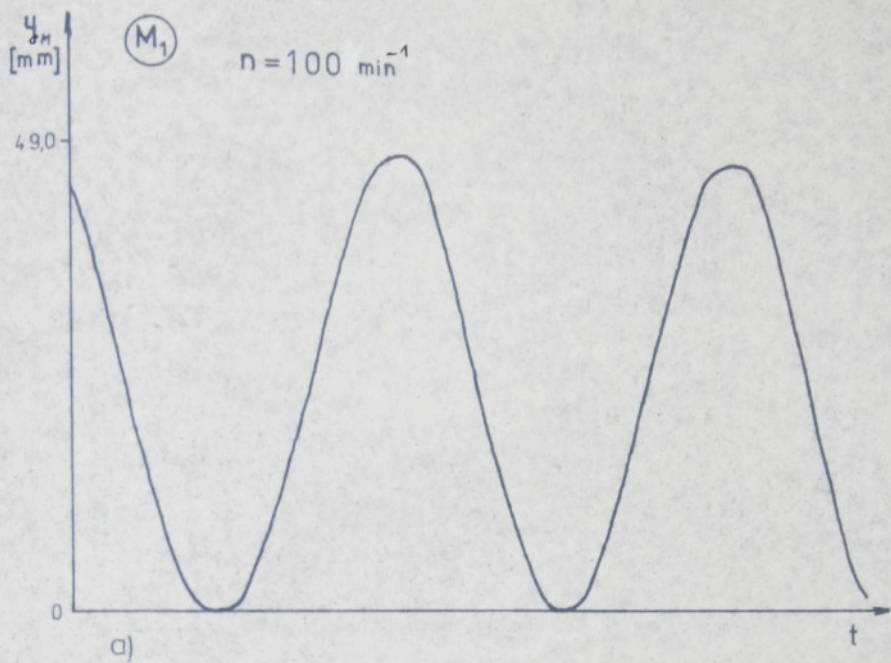


a)

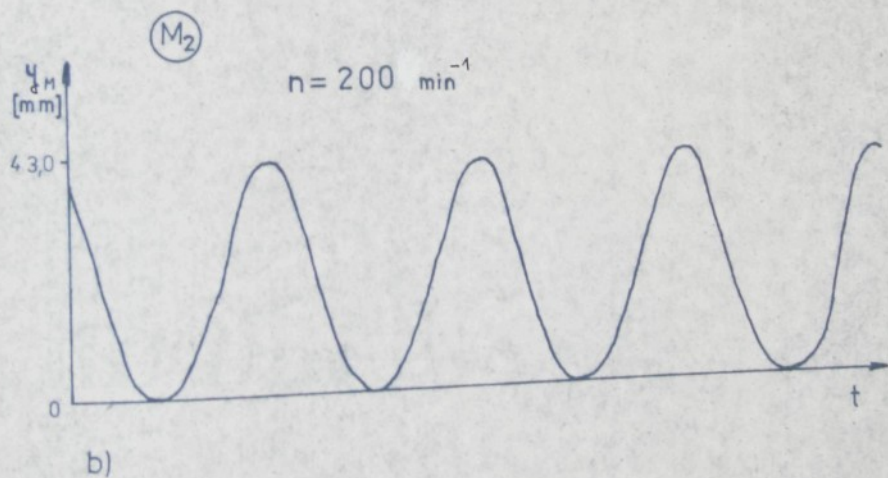
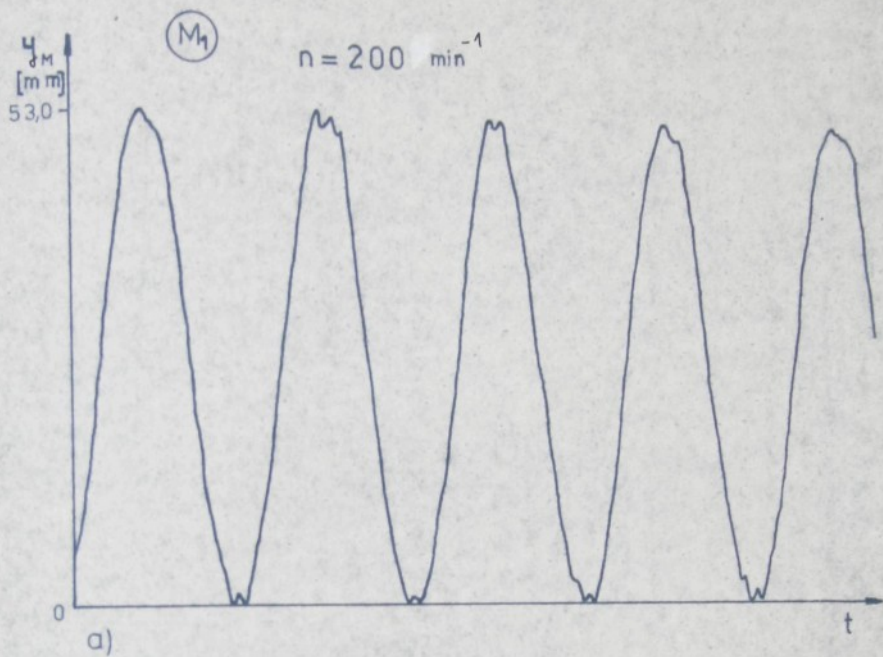


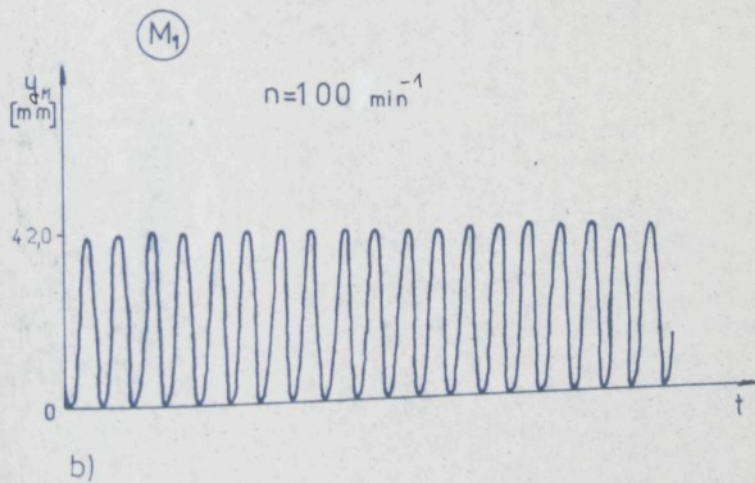
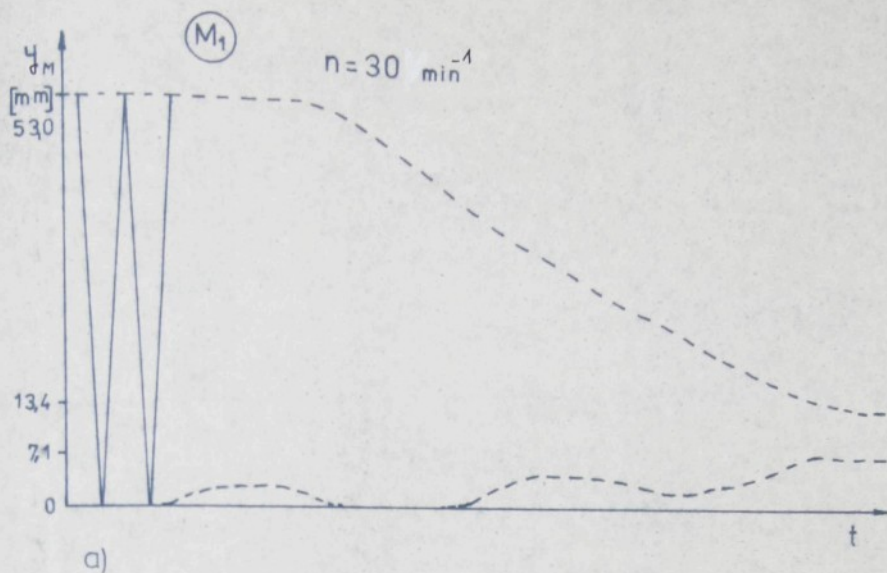
b)

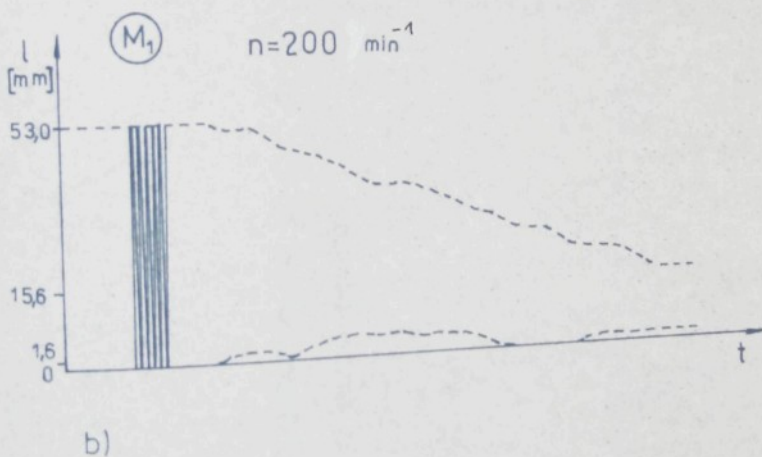
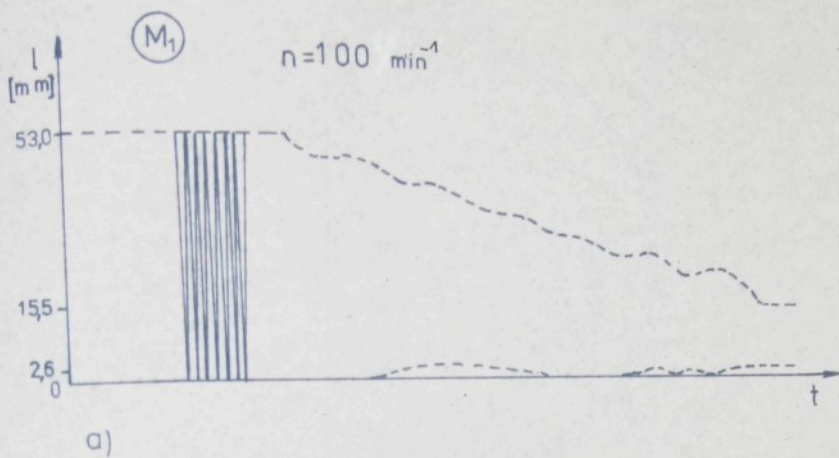
PŘÍLOHA P₃

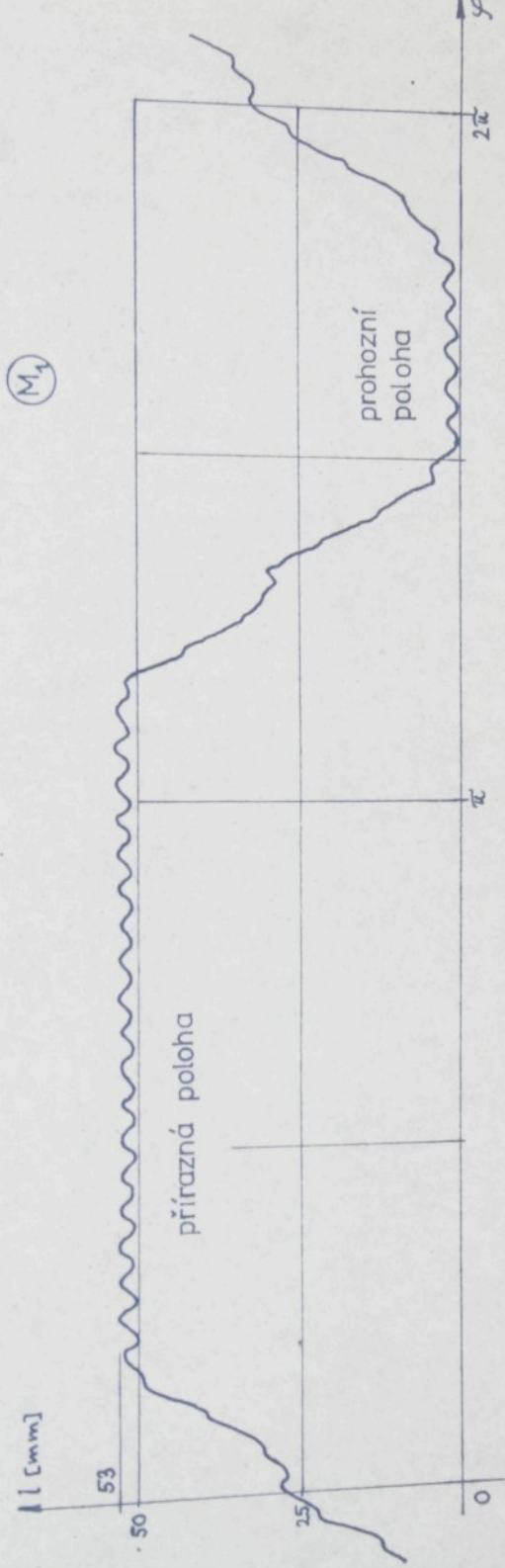


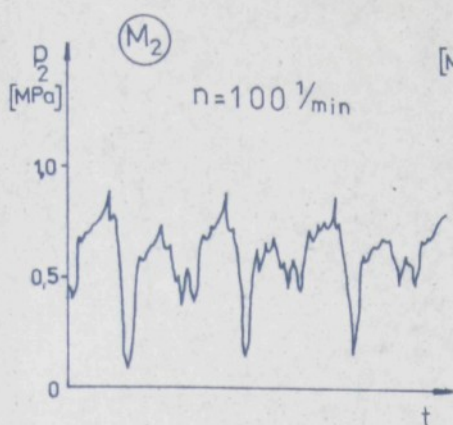
PŘÍLOHA P₄



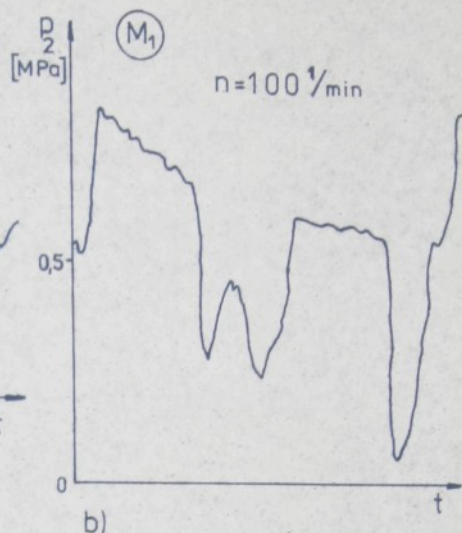




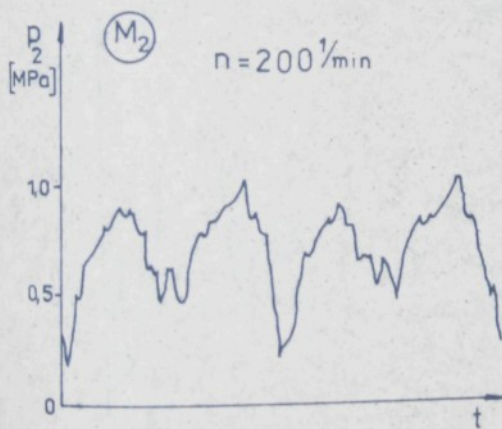




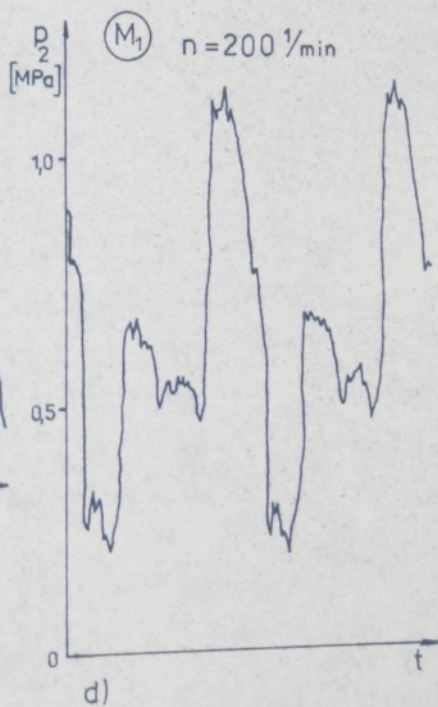
a)



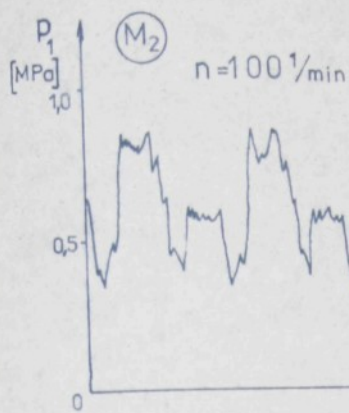
b)



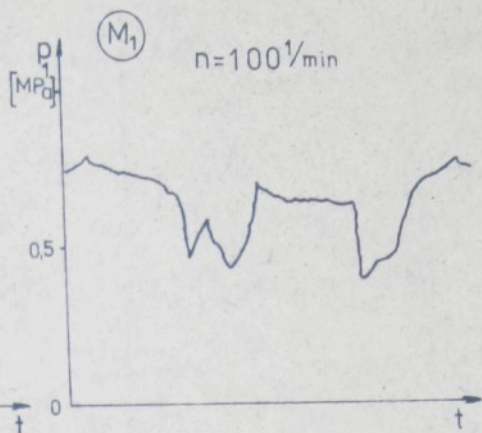
c)



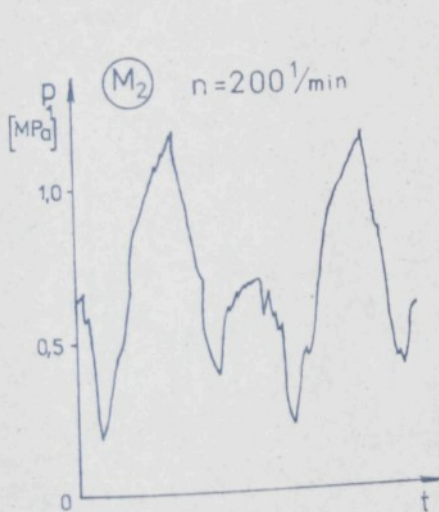
d)



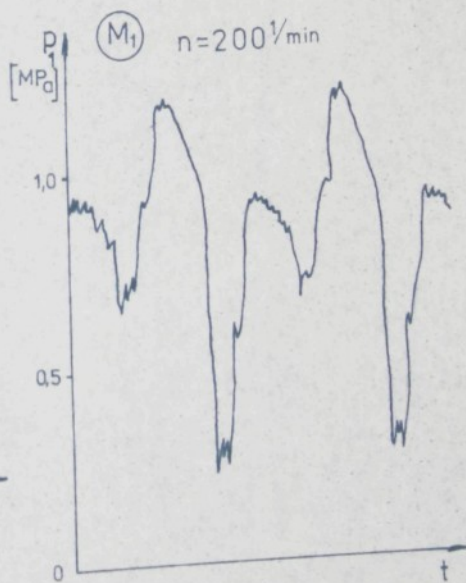
a)



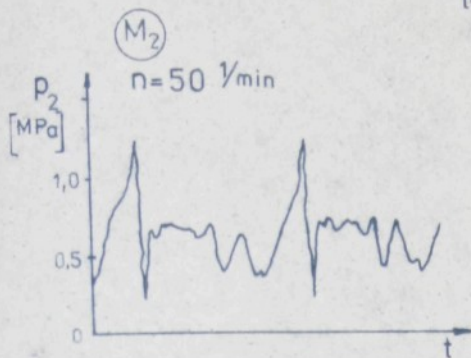
b)



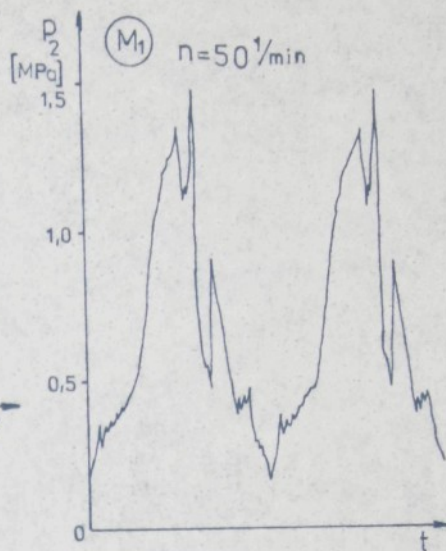
c)



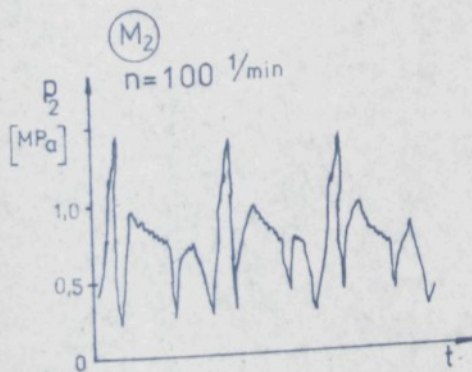
d)



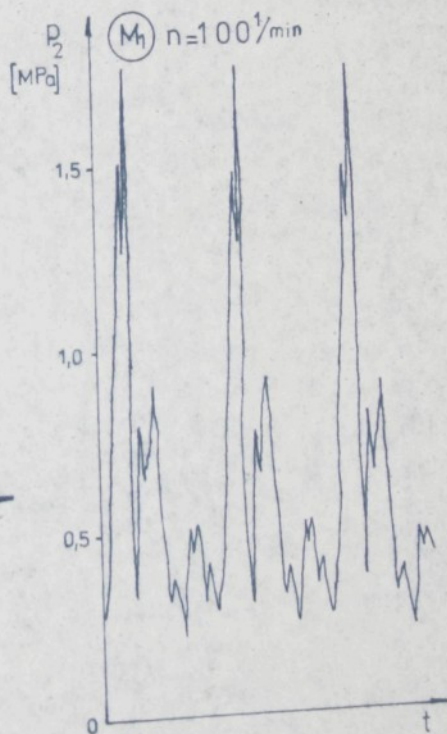
a)



b)

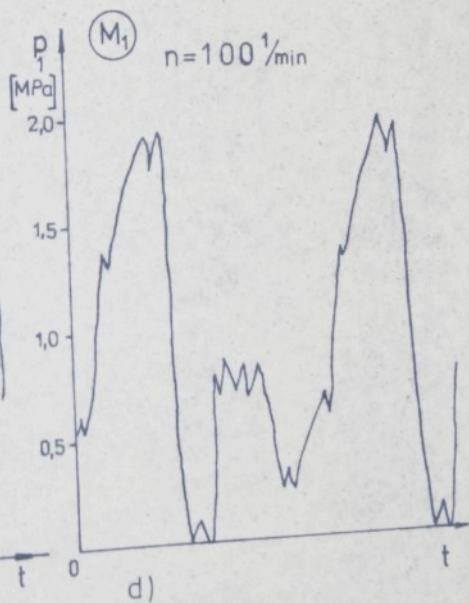
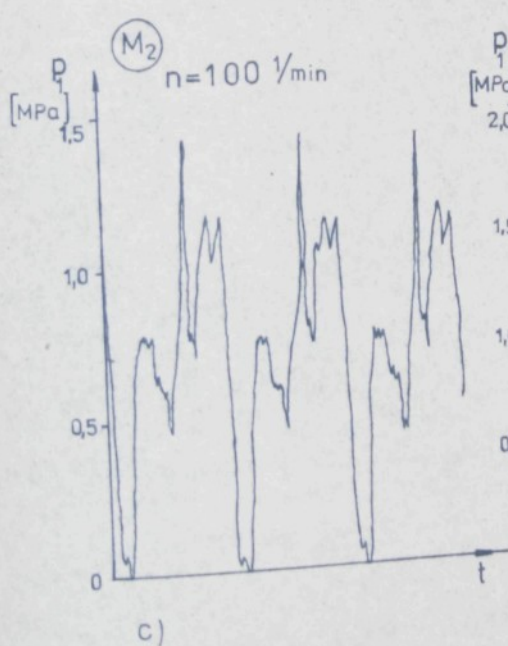
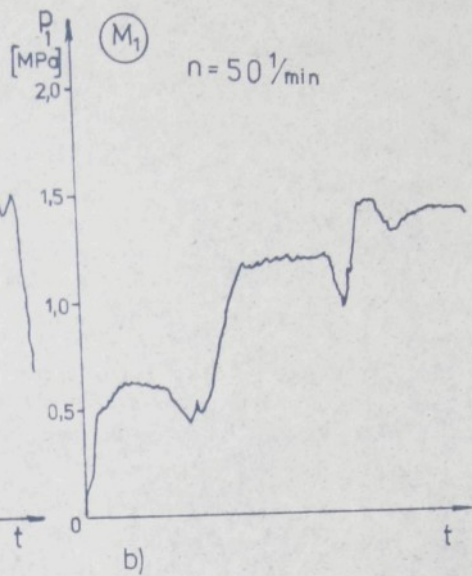
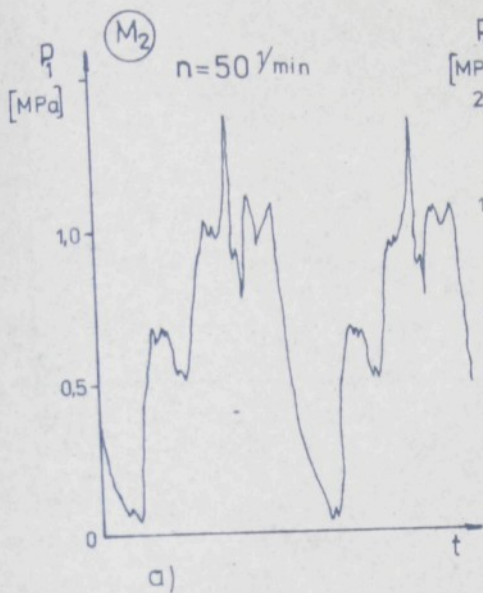


c)

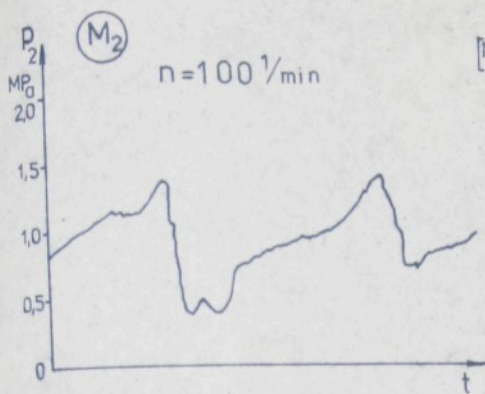


d)

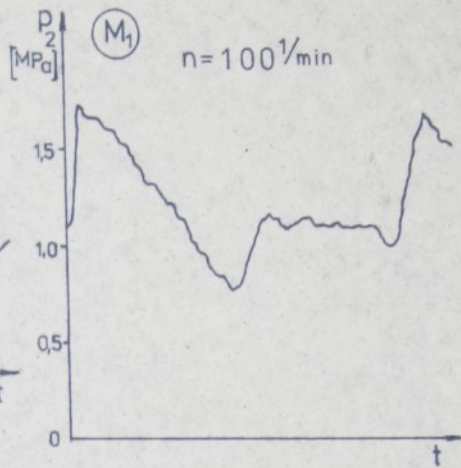
PŘÍLOHA P₁₁



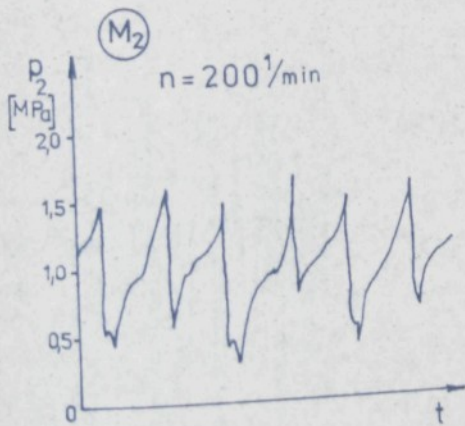
PŘÍLOHA P_{12}



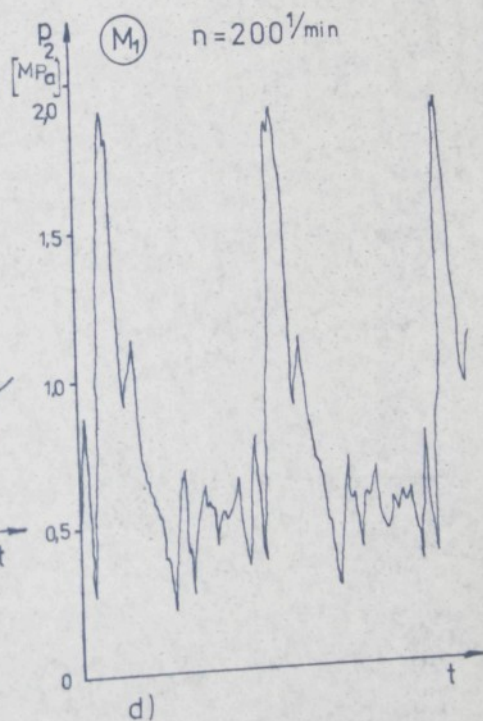
a)



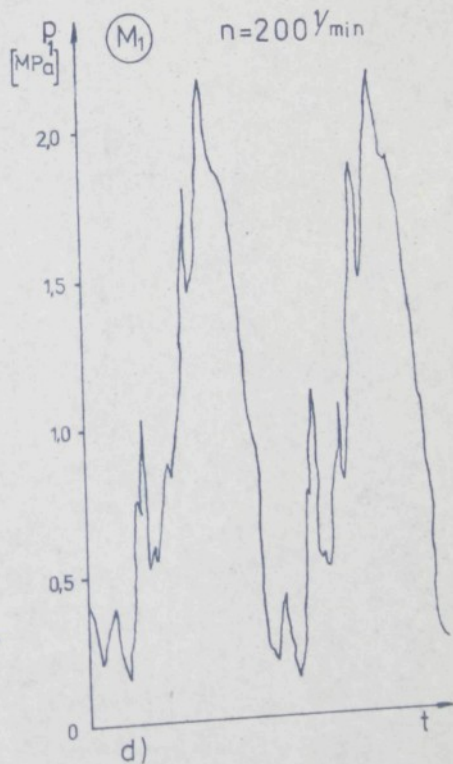
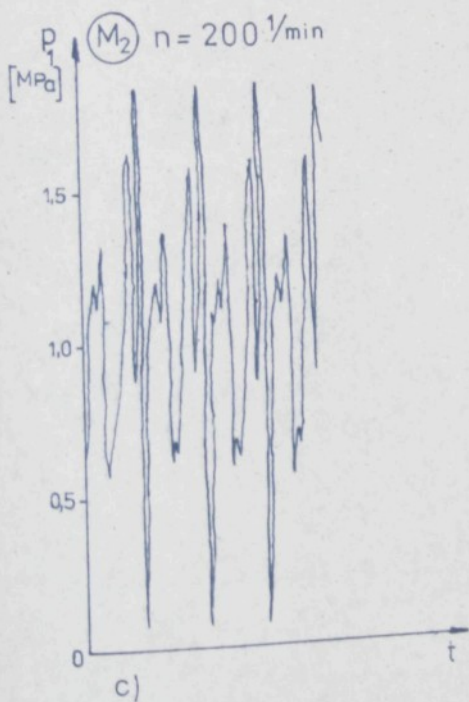
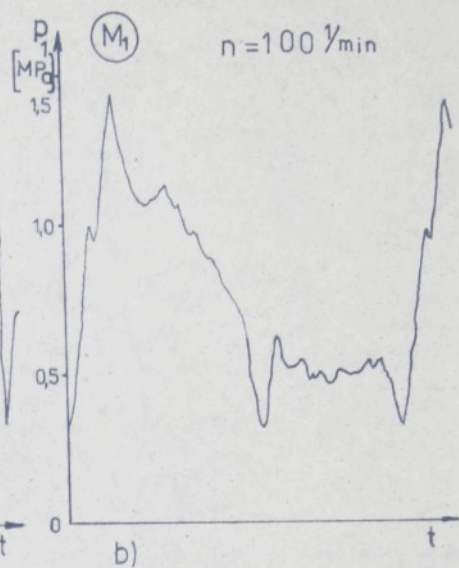
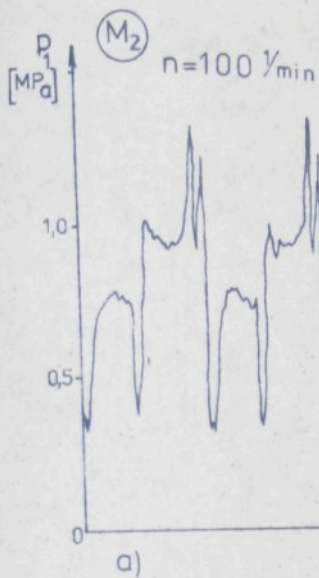
b)

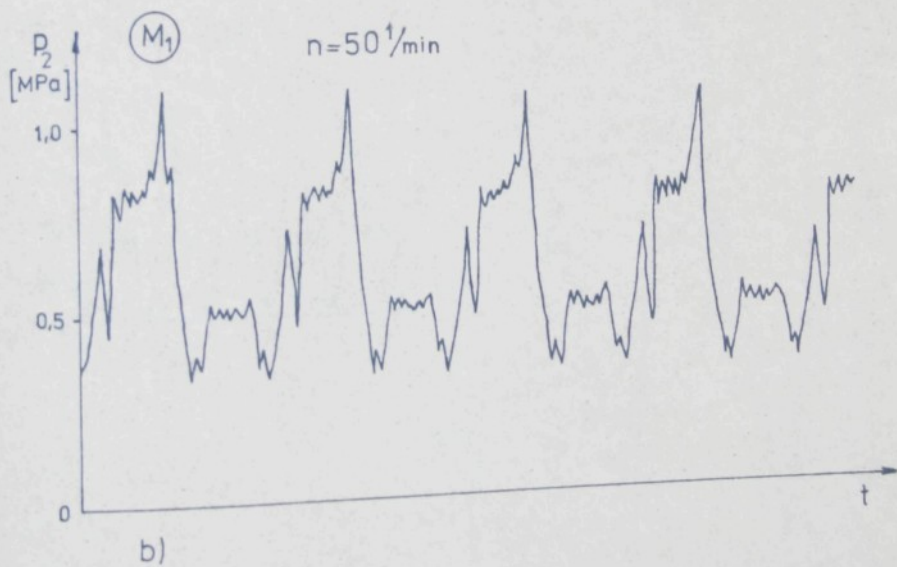
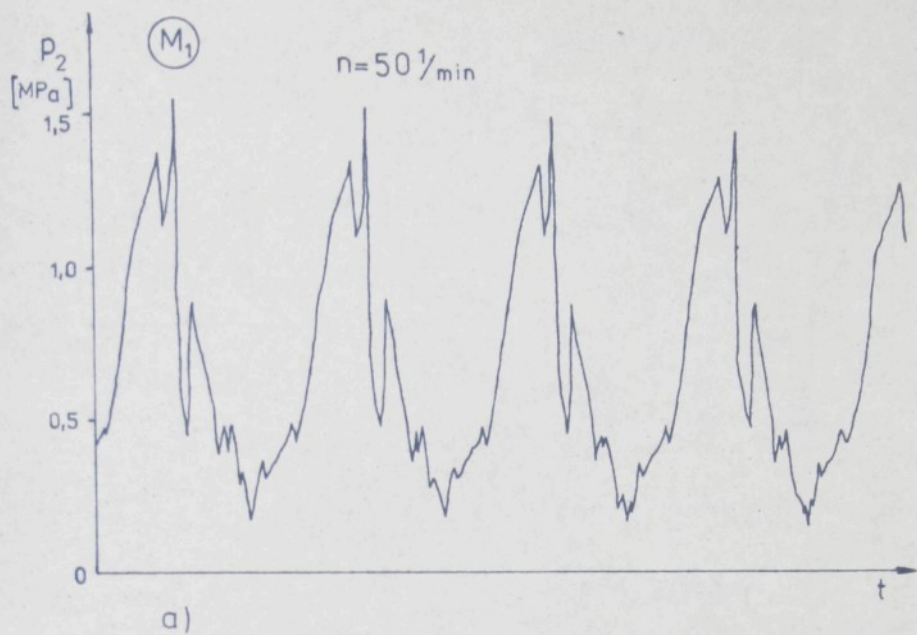


c)

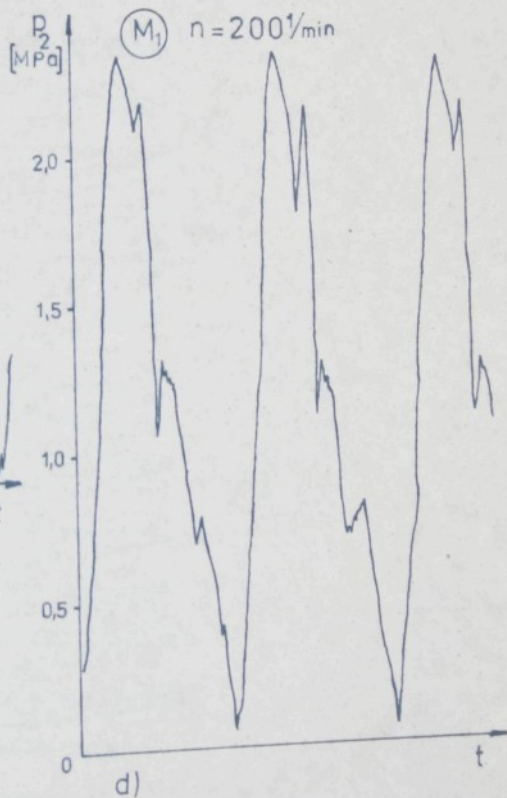
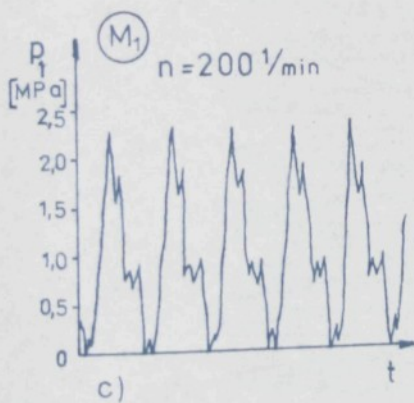
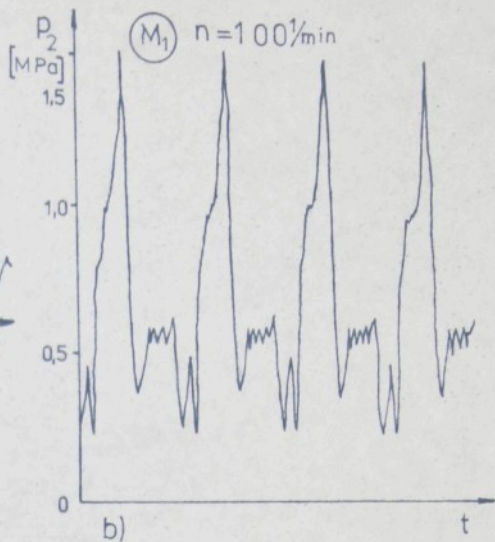
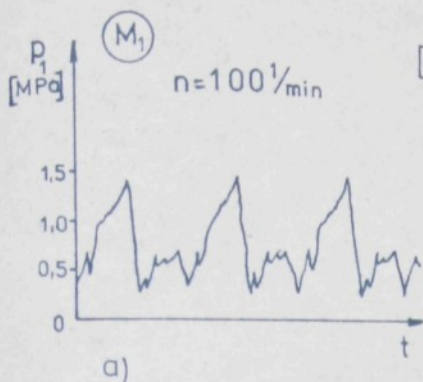


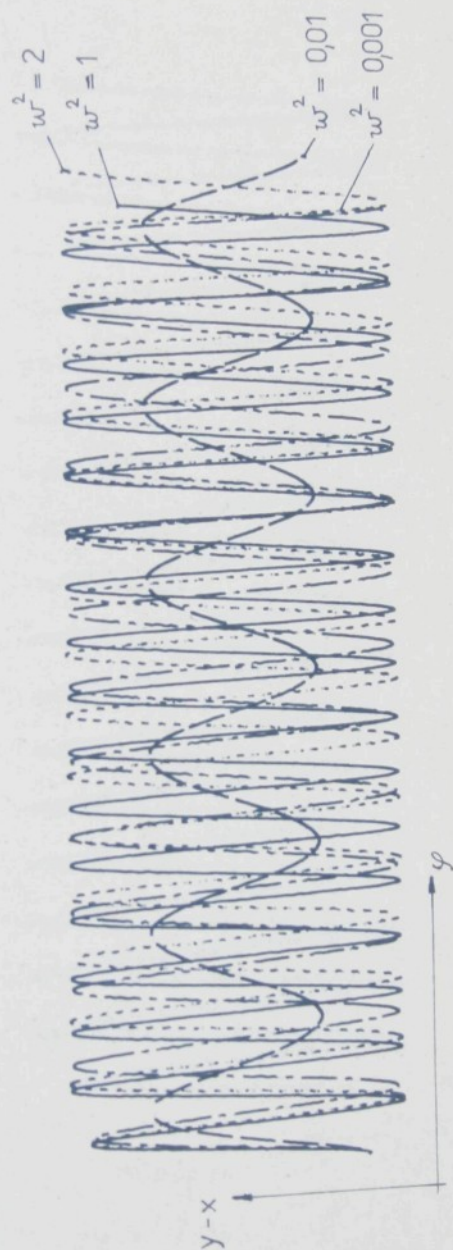
d)





PŘÍLOHA P₁₅







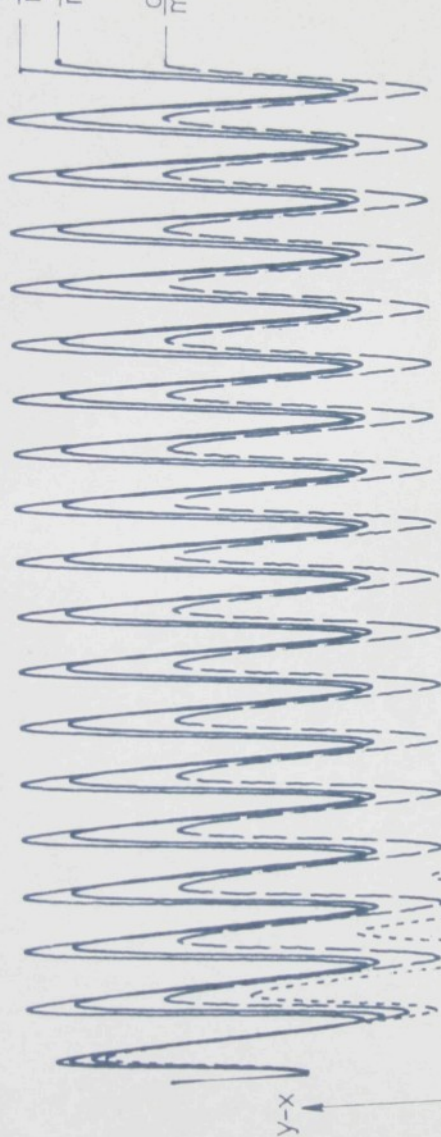




$$\frac{c}{m_{red}} = 1$$

$$\frac{c}{m_{red}} = 0,5$$

$$\frac{c}{m_{red}} = 0,2$$



$$\frac{c}{m_{red}} = 0,05$$

