

Vysoká škola: **strojní a textilní**

Fakulta: **strojní** v **Liberci**

Katedra: **obráběcích strojů a metrologie**

Školní rok: **1978-1979**

DIPLOMOVÝ ÚKOL

pro **Braiera Milana**

obor **23-34-8 Výrobní stroje a zařízení**

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

Název tématu: **Vyšetření vlastností vačkového mechanismu s hydraulickým transformačním členem.**

Pokyny pro vypracování:

- 1./ Teoretický rozbor problému.
- 2./ Rekonstrukce zkušebního zařízení.
- 3./ Provedení nutných experimentů.
- 4./ Rozbor získaných výsledků.

Autorské právo se řídí směrnicemi
MŠK pro státní záv. zkoušky č.j. 31
127/62-III/77 a č.j. 100/78
1262-VŠMŠK/77 a 1262-VŠMŠK/78
č.j. 100/78 a 100/79 a 115/53 Sb.

V 104 / 1979 S

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední kancelář
LIBEREC 1, SPOLEČNOSTSKÁ 5
PSC 461 17

Rozsah grafických laboratorních prací: 3 - 5 výkresů

Rozsah průvodní zprávy: 30-40 str.

Seznam odborné literatury:

Šaroun, P.: Hydraulický mechanismus se střídavým proudem kapaliny aplikovaný na prohozní zařízení skřipcového stavu. DP VS-141/77 VŠST Liberec.

Prokeš, J.: Hydraulické mechanismy v automatizaci. SNTL, Praha 1973.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Josef Cerha

Konsultanti: Ing. Zdeněk Koloc, CSc - konc. Výzkumný ústav ELITEX Liberec

Datum zahájení diplomové práce: 9.10.1978

Datum odevzdání diplomové práce: 25.5.1979



Dráb

Doc. Ing. Vojtěch Dráb, CSc

Vedoucí katedry

Stříž

Doc. RNDr. Bohuslav Stříž, CSc

Děkan

v Liberci

dně 4.10.

1978

V Š S T L I B E R E C

Fakulta strojní

Obor 23 - 34 - 8

Výrobní stroje a zařízení

zaměření

jednoúčelové obráběcí a tvářecí stroje

Katedra obráběcích strojů a metrologie

VYŠETŘENÍ VLASTNOSTÍ VAČKOVÉHO MECHANISMU S HYDRAULIC-
KÝM TRANSFORMAČNÍM ČLEMEM

Braier Milan

Vešoucí práce : Ing. Josef Cerha - VŠST Liberec

Konzultant : Ing. Zdeněk Koloc, CSc - Koncernový
výzkumný ústav ELITEX Liberec

Rozsah práce a příloh

Počet stran 51

Počet příloh
a tabulek 4

Počet obrázků 10

Počet výkresů 4

Počet modelů
nebo jiných příloh -

DT : 621.83./032.2/

25. května 1979

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

V Liberci dne 25.května 1979

Braier Milan

Braier Milan

Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů.....	4
Předmluva.....	5
1. Úvod.....	7
1.1. Mechanický způsob vystřelování skřipce - firma SULZER.....	7
1.2. Akumulátorový hydraulický vystřelovací mechanismus.....	10
1.3. Hydraulický mechanismus se střídavým proudem kapaliny aplikovaný na prohozní zařízení tkalcovského stavu.....	11
2. Hydraulický mechanismus střídavého proudu kapaliny aplikovaný na prohozní zařízení skřipcového stavu.....	12
2.1. Alternativa I.....	13
2.2. Kinematický návrh modelu mechanismu.....	15
2.3. Alternativa II.....	19
3. Dynamický rozbor chování mechanismu při výstřelu.....	22
4. Konstruktivní řešení rekonstruovaného mechanismu.....	34
4.1. Mechanismus pohonu.....	34
4.2. Generátor a příruba generátoru.....	35
4.3. Motor.....	36
4.4. Mechanismus ovládání zářky.....	37
5. Provedené zkoušky.....	38

5.1. Zkušební zařízení a měřicí obvody.....	38
5.2. Výsledky měření.....	40
5.3. Rozbor získaných výsledků.....	44
6. Závěr.....	47
Literatura.....	50
Seznam výkresů a příloh.....	51

Seznam použitých zkratk a symbolů

A	plešný obsah	$[m^2]$
D	průměr	$[m]$
E	modul pružnosti	$[N m^{-2}]$
F	síla	$[N]$
K	objemový modul pružnosti kapaliny	$[N m^{-2}]$
R	poloměr	$[m]$
c	ohybová tuhost pružiny	$[N m^{-1}]$
d	průměr	$[m]$
m	hmotnost	$[kg]$
n	otáčky	$[min^{-1}]$
l	délka	$[m]$
p	tlak	$[N m^{-2}]$
s	tloušťka	$[m]$
t	čas	$[s]$
v	rychlost	$[m s^{-1}]$
x	dráha	$[m]$
y	dráha	$[m]$
z	dráha	$[m]$
ν	kinematická viskozita	$[m^2 s^{-1}]$
ρ	měrná hmotnost	$[kg m^{-3}]$
φ	úhel pootočení vačky	$[^\circ]$
ϑ	úhel výkyvu páky	$[^\circ]$

Předmluva

Strojírenská výroba, jako důležitý faktor našeho národního hospodářství, jejíž rozvoj je zakotven ve směrnicích XV. sjezdu KSČ pro hospodářský a sociální rozvoj ČSSR na léta 1976 - 80 má za úkol, kromě zvýšení výroby obráběcích strojů ve všeobecném strojírenství i výrazně rozvinout výrobu vybraných strojů pro textilní průmysl. Jedná se především o bezvřetenové dopřádací stroje a progresivní tkací stavy v souladu s dlouholetou tradicí výroby textilních strojů u nás.

Požadavek zvýšení výroby v textilním průmyslu jde především směrem zvýšení produktivity práce. Toto zvýšení produktivity je úzce vázáno na pohybovou frekvenci strojů, což klade nové, vyšší nároky na statické a dynamické vlastnosti mechanismů, které zajišťují jednotlivé funkce strojů.

V současné době se rozvíjející formy mechanismů, které umožňují zvládnutí vyšších pohybových frekvencí i na relativně větší vzdálenosti, jsou hydraulické mechanismy se střídavým proudem kapaliny / SPK /.

Pro řešení těchto mechanismů a jejich návrh je důležité sestavit matematický model, na kterém s dostatečnou přesností určíme charakteristiky navrhovaného hydraulického mechanismu dříve, než bude vyroben. Samotný mechanismus je nutné odskoušet s přihlédnutím k jeho aplikaci.

V této práci je provedena rekonstrukce hydraulického mechanismu SPK aplikovaného na prohozní zařízení skřípového stavu.

Rekonstruovaný mechanismus byl podroben měření a na jeho základě byl proveden rozbor funkčního využití mechanismu.

1. Úvod

Kinematickou energii pro zanesení útku do prošlupu udílí skřipci prohozní zařízení skřipcového stavu. Pro výrobní frekvenci těchto stavů a tím i výkonnost, je do jisté míry určující vystřelovací rychlost, kterou udělí prohozní zařízení skřipci.

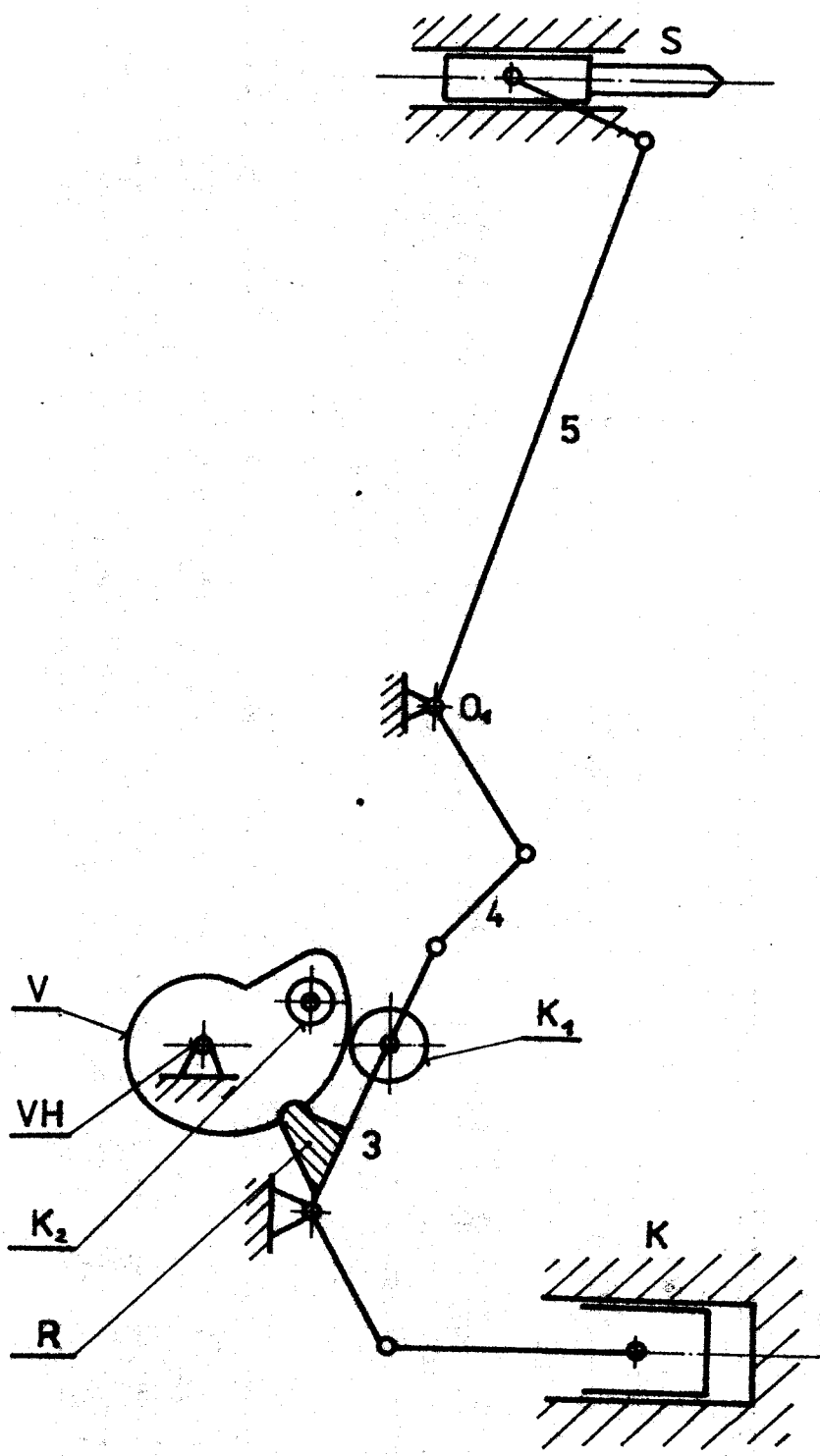
Z dosavadních zkušeností je zřejmé, že pevná mechanická vazba není pro udílení zrychlení skřipci nejvhodnější. Je výhodné výhodné energii potřebnou pro prohoz předem akumulovat a teprve v okamžiku prohozu ji uvolnit. Akumulátorem energie může být pružina, setrvačnick, stlačený vzduch a pod. Tato volnost ve volbě zdroje energie rozšiřuje možnosti při dalším zvyšování výkonnosti skřipcových stavů.

1.1. Mechanický způsob vystřelování skřipce

/firma SULZER/

Vseoučasně době dosahuje nejlepších parametrů u skřipcových stavů švýcarská firma SULZER. Kinematické schéma prohozního zařízení je na obr. 1.

Akumulátorem energie je torzní tyč, která je jedním koncem uchycena v rámu stroje, druhým je spojena s prohozní pákou 5, která kýve kolem osy O. Vačkový hřídel VH se otáčí konstantní úhlovou rychlostí. Vačka V napíná přes kladku K a těhlici 4 torzní tyč, až mechanismus dosáhne samosvorné polohy. Kloub členů 3, 4 leží na spojnici středů otáčení 3, 4. Mechanismus je připraven k prohozu. V další



Obr. 1

fázi pohybu vačky narazí kladka K, která je s vačkou pevně spojena, na rameno R a mechanismus je uvolněn ke zrychlení skřípce S. Doběh mechanismu je tlumen kataraktem K.

Pomocí takového mechanismu lze dosáhnout vystřelovací rychlosti skřípce $24 - 30 \text{ ms}^{-1}$.

Ostatní výrobci skřípcových stavů používají vesměs mechanického způsobu vystřelování skřípce, ale nedosahují takových parametrů jako firma SULZER.

Je možno říci, že mechanický způsob vystřelování skřípce, již dosáhl svých možností a další nárůst vystřelovací rychlosti by byl spojen s velkými obtížemi. Hlavní překážkou je narůstání rozměrů a tím i pohybujících se hmot. mechanismů. Na činnost mechanismu také negativně působí vůle v převodech, jejichž vliv roste se zvětšujícím se převodem do rychla.

Nevhodnost použití pevného mechanismu pro vysoké rychlosti vystřelování skřípce vede ke hledání jiných způsobů dosažení požadovaných parametrů skřípcových stavů.

Problém zvyšování vystřelovací rychlosti skřípcových stavů řeší rovněž Koncernový výzkumný ústav ELITEX v Liberci. Byl zde navržen model hydraulického vystřelovacího mechanismu, který ukázal vhodnost použití hydraulických mechanismů pro prohozní zařízení skřípcových stavů.

1.2. Akumulátorový hydraulický vystřelovací mechanismus

Jde o použití hydraulického pružinového akumulátoru v kombinaci s akumulátorem plynovým.

Energie potřebná k výstřelu vytvořená hydrogenerátorem se akumuluje v plynovém akumulátoru, jenž je napojen na přední čelo hydromotoru na jehož straně je píst v počáteční poloze držen zářížkou. V okamžiku výstřelu se uvolní zářížka a píst je akumulovanou energií z plynového akumulátoru vystřelen k zadnímu čelu hydromotoru. Při svém pohybu vpřed vytlačuje píst kapalinu do pružinového akumulátoru, jenž v tuto chvíli slouží jako absorber. Po skončení výstřelu je píst vrácen do výchozí polohy činností druhého generátoru, napojeného na zadní čelo hydromotoru. Zároveň je v této fázi vytlačována zpět kapalina, absorbovaná v pružinovém akumulátoru během výstřelu.

Model tohoto vystřelovacího mechanismu byl vyroben a zkoušky, které na něm proběhly, prokázaly možnost použití takového mechanismu pro skřipcové stavy. Bylo dosaženo vystřelovací rychlosti $20 - 22 \text{ ms}^{-1}$, výjimečně až 30 ms^{-1} .

Vzhledem k principu činnosti lze uvedený mechanismus zařadit do skupiny mechanismů se střídavým proudem kapaliny.

1.3. Hydraulický mechanismus se střídavým proudem kapaliny aplikovaný na prohozní zařízení tkalcovského stavu

Hydraulické mechanismy se střídavým proudem kapaliny /SPK/ se vyznačují tím, že proud mezi generátorem a motorem mění stále směr pohybu, tzn. kmitá s jistou amplitudou a frekvencí.

Podle charakteru kmitání kapaliny ve vedení mezi generátorem a motorem rozlišujeme dva základní typy:

a/ mechanismy se stojatým vlněním ve vedení

b/ mechanismy s podélným vlněním ve vedení.

ad. a/ V tomto případě koná píst generátoru poháněný vačkou nebo membránou vratný pohyb s takovou amplitudou, že nedochází k podélnému přemísťování elementárních objemů kapaliny ve vedení. Kapalina je pouze střídavě stlačována tak, že vytváří stojaté vlnění. Hydraulické mechanismy pracující na tomto principu nejsou vhodné pro silové přenosy, ale uplatňují se spíše v řídicích systémech pro činnost v přenosu informací.

ad. b/ U těchto mechanismů je generátor, vedení i motor podobný jako v předcházejícím případě, ale amplituda zdvihu je mnohem větší. Kapalina koná vratný pohyb a ve vedení se tak vytváří podélné vlnění. Tento typ hydraulického mechanismu je vhodný pro silový přenos.

Další dělení hydraulických mechanismů SPK vychází z počtu vedení spojujících generátor a motor. Pak mluvíme o jednofázových, dvoufázových, tří a vícefázových mechanismech SPK.

K výhodám, které přináší použití mechanismů SPK, patří zejména možnost realizace kmitavého přímočarého pohybu, nebo synchronního rotačního pohybu jednodušším a lehčím mechanismem, než je tomu u tradičního řešení. Navíc u kmitavého pohybu lze dosáhnout vyšších frekvencí. Poměrně jednoduše lze transformovat multiplikátorem tlak.

Tyto uvedené vlastnosti dávají předpoklady využití mechanismů SPK pro prohozní zařízení.

Od prohozního mechanismu skřipcového stavu požadujeme zanášecí rychlost útku 30 ms^{-1} . Je-li možno takovéto rychlosti, která je proti klasickým mechanismům velmi vysoká, dosáhnout nám ukáže dynamický rozbor chování mechanismu při výstřelu.

2. Hydraulický mechanismus střídavého proudu kapaliny /SPK/ aplikovaný na prohozní zařízení skřipcového stavu.

Z rozboru možností zvyšování produktivity práce skřipcového stavu byl zvolen pro prohozní zařízení hydraulický mechanismus SPK. Podle dynamického řešení modelu mechanismu bylo provedeno konstrukční řešení jenž bylo realizováno v podobě alternativy I. Po provedených zkouškách bylo na základě získaných zkušeností přistoupeno k rekonstrukci, která vedla k alternativě II.

2.1. Alternativa I.

Nejdůležitější požadavek byl kladen na pohon generátoru. Podle dynamického řešení měl píst generátoru dosáhnout rychlosti 5 ms^{-1} .

Kinematické veličiny byly voleny tak, aby píst generátoru dosáhl maximální rychlosti 5 ms^{-1} uprostřed svého zdvihu.

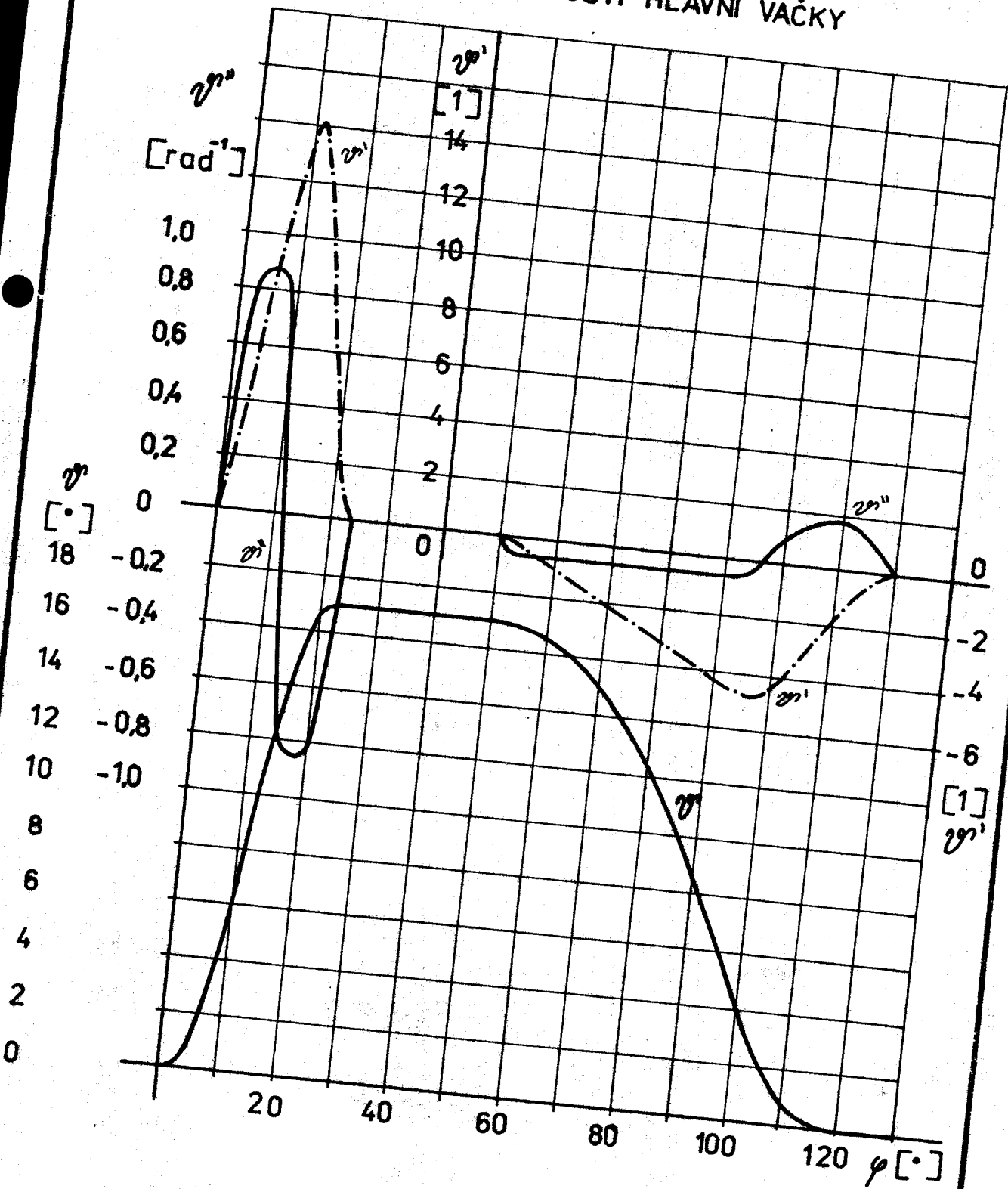
Pohon generátoru byl v souladu s charakterem celého mechanismu realizován vačkovým mechanismem. Z rozměrových důvodů byl píst generátoru od vačky poháněn vloženým pákovým převodem, protože pro požadovaný zdvih 77 mm by vačka vycházela značně rozměrná. Pákový převod byl realizován pákou a těhlicí. Těhlice transformovala rotační pohyb páky v přímočarý pohyb pístu. Převod páky byl $1 : 3,25$. Uspořádání mechanismu alternativy I. je na obr. 3.

Při návrhu dráhy vačky bylo nutné vzít v úvahu činnost celého mechanismu.

Skutečnost, že generátor plnil při pohybu vpřed a vzad zcela odlišné funkce ovlivnila návrh dráhy vačky.

Kinematické veličiny hlavní vačky jsou zřejmé z obrázku 2. Zvláštní pozornost byla věnována dráze vačky pro pohyb pístu generátoru vpřed. Výchozím parametrem pro její návrh byl požadavek maximální rychlosti uprostřed zdvihu pístu generátoru. Vytvářecí zákon dráhy vačky byl zvolen parabolický. Tento zákon má velmi dobrý stupeň vyplnění charakteristiky, aniž dochází k extrémním hodnotám zrychlení, jako u jiných podobných závislostí. Vačka se otáčí

KINEMATICKÉ ZÁVISLOSTI HLAVNÍ VAČKY



Obr. 2

konstantní úhlovou rychlostí, odpovídající otáčkám 130 min^{-1} .

Podobně, jako při návrhu dráhy vačky pro pohyb pístu generátoru vpřed, se postupovalo při návrhu dráhy vačky pro zpětný chod. Při zpětném zdvihu nebyla požadována maximální rychlost pístu generátoru, neboť se jednalo o sací zdvih a proto bylo žádoucí, aby se píst generátoru pohyboval malou rychlostí. I v tomto případě byl volen parabolický vytvářecí zákon vačky.

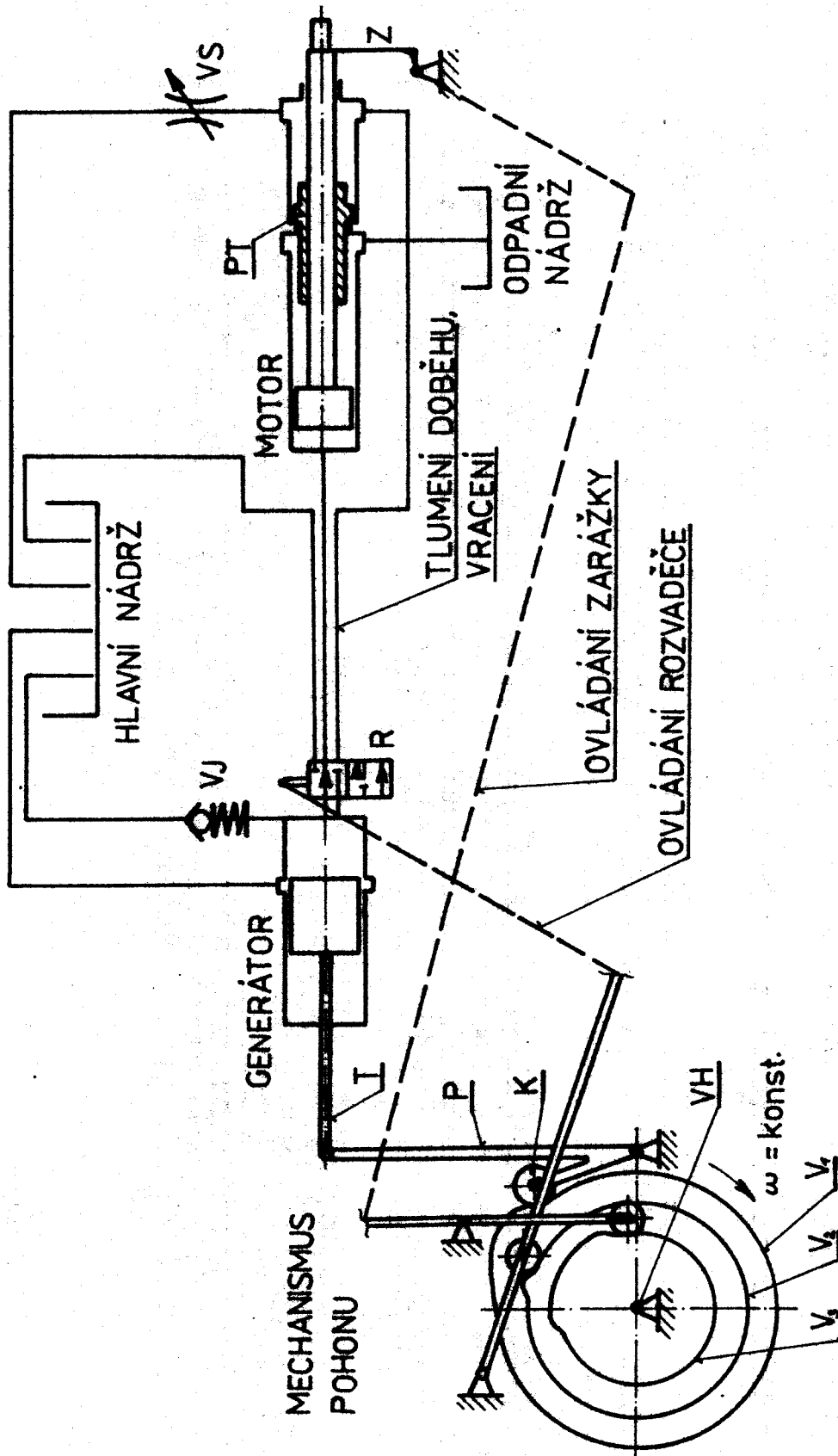
Mezi pohybem pístu generátoru vpřed a pohybem vzad byla volena určitá prodleva k uklidnění celého procesu.

2.2. Kinematický návrh modelu mechanismu

Kinematické schema viz obr.3.

Mechanismus byl kombinací hydraulického mechanismu SPK dvoufázového s pevným vačkovým mechanismem pro pohon generátoru a dvěma pomocnými mechanismy pro ovládání rozvaděče a zarážky, rovněž vačkovými.

Byl požadavek, aby mechanismus pracoval s frekvencí odpovídající otáčkám vačkového hřídele 130 min^{-1} , přičemž během jedné otáčky vačkového hřídele by mechanismus byl v činnosti pouze po dobu odpovídající pootočení vačkového hřídele o 120° .



Obz. 3

Funkce hydraulického mechanismu alternativy I./obr.3/:

Vačkový hřídel VH se otáčí konstantní úhlovou rychlostí. Vačka V působí přes kladku K na páku P a pohybuje tak pístem generátoru. Dochází k jeho zrychlování až do doby, než překryje otvory ve válci generátoru. V tomto okamžiku se pohybuje píst rychlostí 5 ms^{-1} . Kapalina až do této doby unikala otvory ve válci generátoru do hlavní nádrže. V okamžiku překrytí těchto otvorů dochází k výstřelu. Tlaková síla, působící na píst motoru, překoná sílu planžetové zarážky, píst motoru je uvolněn k výstřelu. Zároveň čtyřkloubový mechanismus, ovládaný vačkou, uvolní zarážku.

Aby se vzniklá rázová vlna neprojevila až na vačce, musí mít podle dynamického výpočtu píst s pístnicí a těhlice hmotnost asi 2 kg. Přenosu tohoto rázu na vačku zabraňuje též páka P, která působí jako pružina. Současně páka P působí jako akumulátor, který energii, naakumulovanou v první fázi pohybu pístu generátoru uvolňuje při výstřelu a tím dodává další zrychlení pístu motoru. Podle dynamického řešení má mít páka P tuhost v ohybu 10^6 Nm^{-1} ,

Ještě než dospěje píst generátoru do pravé úvrati, přestaví čtyřkloubový mechanismus rozvaděč a kapalina začne proudit před píst tlumení PT, který je v konečné fázi výstřelu unášen spolu s pístem motoru. V okamžiku dotyku pístu motoru a pístu tlumení dosáhl píst motoru maximální rychlosti. Kapalina, která byla před pístem tlumení je škrcena škrtícím ventilem VS a odváděna do hlavní nádrže.

Tímto způsobem je tlumen doběh pístu motoru. Po skončení doběhu, tlaková síla vzniklá škreením kapaliny, vrátí píst tlumení do výchozí polohy. Částečně se vrátí i píst motoru, unášený spolu s pístem tlumení.

Píst generátoru dospěl do pravé úvrati. Zde setrvá po dobu odpovídající pootočení vačky o 26° , aby mohlo dojít k uklidnění celého procesu. Mezi tím dojde k přestavení rozvaděče do výchozí polohy.

Nyní nastane zpětný pohyb pístu motoru. Ten se děje mnohem menší rychlostí než pohyb vpřed, neboť se děje sacím účinkem pístu generátoru při jeho zpětném chodu do výchozí polohy. Při pohybu pístu generátoru zpět je nutné doplnit ztracenou kapalinu. Doplnňování probíhá z hlavní nádrže přes jednosměrný ventil VJ, později odkrytím otvorů ve válci generátoru, ještě touto cestou. Mezi tím dojde k přestavení planžetové zarážky. Tím je mechanismus připraven k dalšímu výstřelu.

Mezi pístem tlumení a pístem motoru nesmí být žádná kapalina. Kapalina, která by do tohoto prostoru vnikla netěsností, je odváděna do odpadní nádrže.

Takto navržený mechanismus byl na základě dynamického řešení realizován a oživen. Zkušenosti ze zkoušek této alternativy vedou k následujícím závěrům :

- a/ Přestavování rozvaděče probáhalo ve velmi krátké době. Tím docházelo k natolik nepříznivým dynamickým poměrům v této části mechanismu, že výrazným způsobem omezovaly činnost zařízení.

- b/ Po vyřazení rozvaděče se ukázalo, že generátor je schopen, při zpětném pohybu, píst motoru vrátit do výchozí polohy sacím účinkem.
- c/ Strmost drážky vačky pohonu generátoru a s tím spojené negativní důsledky byly natolik nepříznivé, že nedovolily plynulý rozběh a chod celého zařízení.

2.3. Alternativa II.

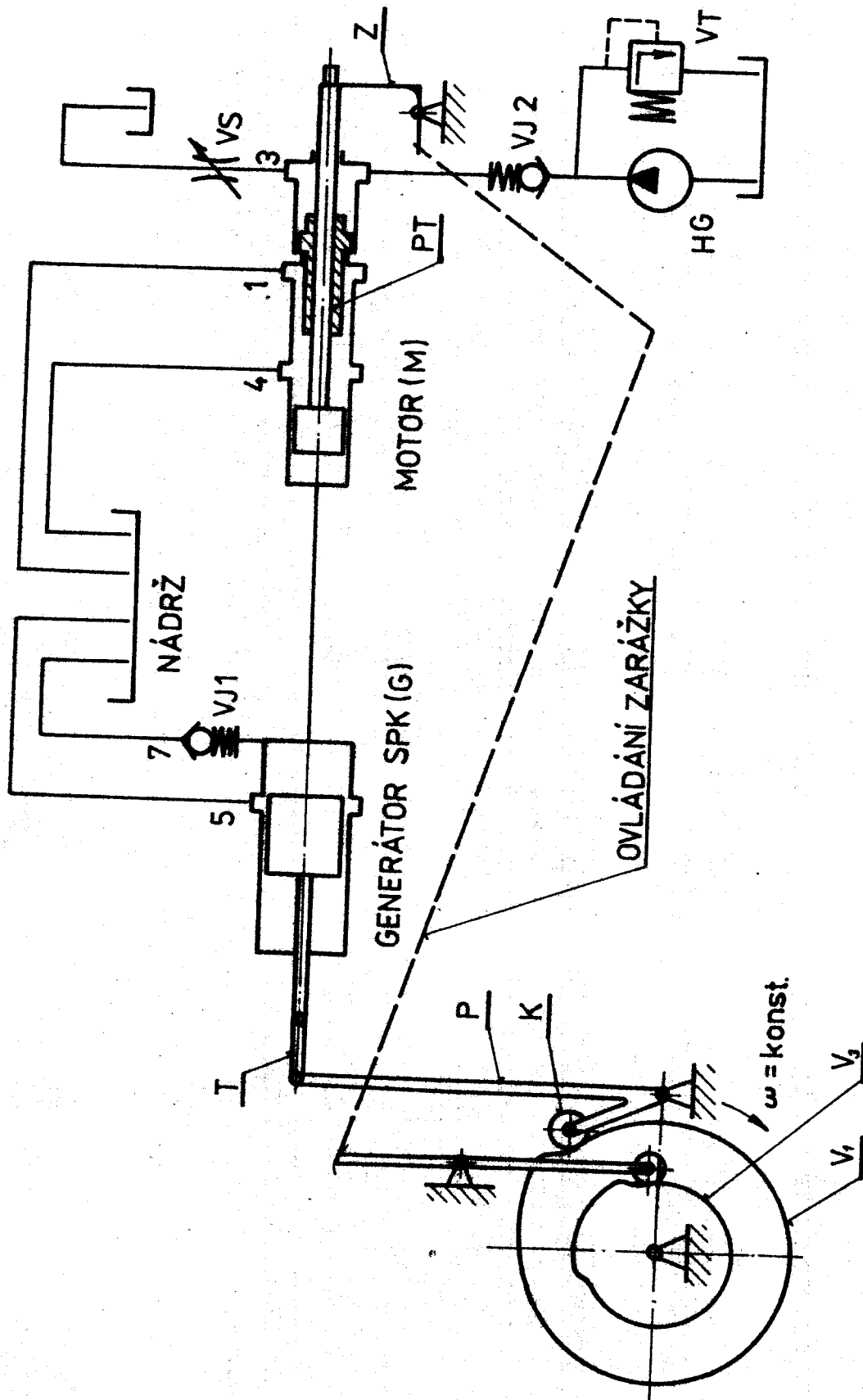
Na základě poznatků ze zkoušek alternativy I. byl hydraulický mechanismus rekonstruován, resp. zjednodušen tak, jak ukazuje obr. 4.

Z původně navrženého mechanismu zůstává zachován pohon, typ vačky V, kladička K, páka P, táhlo T a generátor SPK. Zůstalo také zachováno ovládání zarážky Z, vačka V a pákový převod.

U hlavní vačky V byla změněna její strmost a to tak, že požadovaných parametrů pohybu pístu generátoru SPK a motoru SPK má být dosaženo při otáčkách vačky 390 min^{-1} . Jinak jsou kinematické závislosti vačky shodné s původně navrženou vačkou / viz obr. 2 /.

Dále nebyl použit, z důvodu uvedených v předešlé kapitole / viz bod a /, rozvaděč R. Tím byl generátor G přímo spojen vedením s motorem M.

Další změny se týkaly motoru M, kde byl vřazen další odtok 4 a obvod brzdění pohybu pístu motoru byl v této fázi realizace řešen jako samostatný, tzn. že zde byl připojen zdroj tlaku HG plus VE, jednosměrný ventil VJ2



Obr. 4

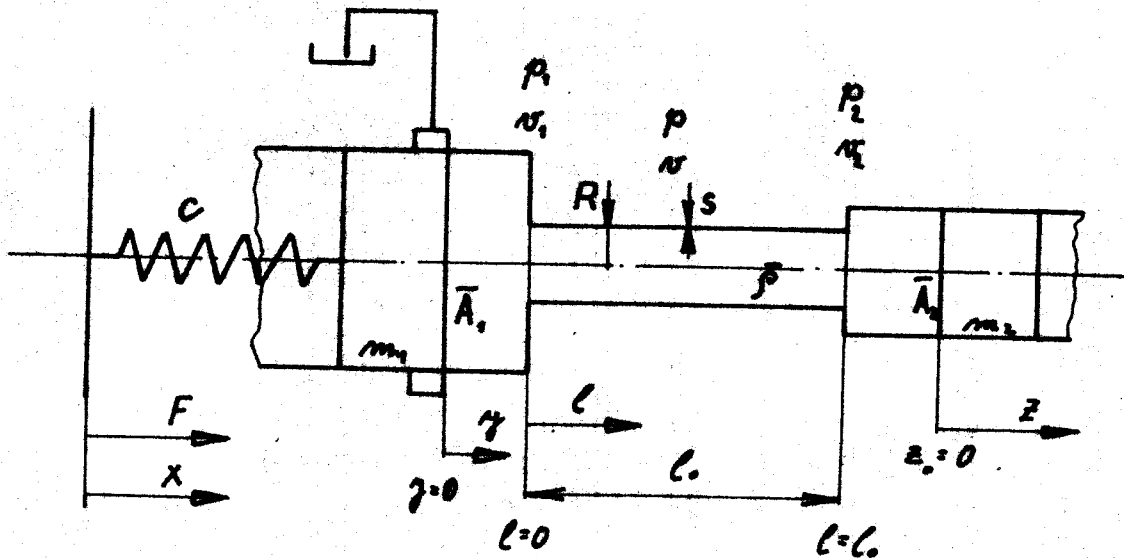
a škrtící ventil VS.

Funkce rekonstruovaného mechanismu je následující:
/Předpokládejme, že mechanismus je zaplněn kapalinou a je spuštěn brzdící obvod./

Při pohybu pístu generátoru G vpřed, uniká kapalina vedením 5 do nádrže. V místě, kde hrana pístu generátoru překrývá odtokové otvory, nabývá rychlost pohybu pístu maximální hodnoty. Zároveň s překrýváním odtokových otvorů se uvolňuje píst motoru - uvolnění zarážky Z. Nyní je píst motoru spojen prostřednictvím sloupce kapaliny uzavřeném ve vedení 6 s pístem generátoru. Dochází k výstřelu. Při pohybu pístu motoru M vpřed odtéká kapalina, která je uzavřena v motoru před pístem, kanály 1 a 4 do nádrže. Jakmile narazí píst čelem na píst pohyblivý PT, odkrývá druhá hrana pístu kanál 4, kudy začne unikat kapalina dodávaná generátorem G do nádrže. V této fázi je pohyb pístu brzděn kapalinou dodávanou z hydrogenerátoru HG přes škrtící ventil VS. Intenzita brzdění je závislá na nastavení ventilu VS.

Po doznění celého děje vrací brzdný obvod prostřednictvím pístu PT píst motoru až tak, že zakryje kanál 4. V té době se též vrací i píst generátoru G, který sací schopností dokončí zpětný pohyb pístu motoru M. Jakmile píst motoru dojede do dna válce, probíhá plnění generátoru G přes jednosměrný ventil VJ 1 a posléze kanálem 5. Dále se funkce opakuje.

3. Dynamický rozbor chování mechanismů při výstřelu



Obr. 5

Uvažujme takovýto případ : píst se pohybuje vpřed určitou rychlostí, kapalina uniká otvory ve válci generátoru, píst motoru je ve východní poloze. V okamžiku překrytí hran ve válci generátoru nastává výstřel, píst motoru se začne pohybovat vpřed.

Z dynamického řešení pro požadovanou rychlost nám vyplynou rozměry a kinemtické veličiny modelu podle obr. 5 a bude možno posoudit jejich reálnost.

Předpokládejme, že rychlost $\dot{x} = \dot{x}_0 = konst$.

Pro dráhu je tedy možno psát vztah

$$x = \dot{x}_0 t$$

V souladu s obr. 5 bude pohybová rovnice pro hmotu m_1

$$(x - y) \cdot c - p_1 \bar{A}_1 = m_1 \ddot{y} \quad (1)$$

pro hmotu m_2

$$p_2 \bar{A}_2 = m_2 \ddot{z} \quad (2)$$

příčemž platí

$$\bar{A}_1 \dot{\gamma} = \pi R^2 \dot{\nu}_1 \quad (3)$$

$$\bar{A}_2 \dot{z} = \pi R^2 \dot{\nu}_2 \quad (4)$$

V okamžiku, kdy dojde k překrytí hran ve válci generátoru ($\gamma=0; t=0$) je

$$\dot{\gamma}_0 = \dot{x}_0; \quad z_0 = 0; \quad \dot{z}_0 = 0$$

Pro dynamický popis použijeme zjednodušené linearizované rovnice jednosměrného proudění kapaliny za platnosti Hagen - Poiseuilleova zákona a za předpokladu kvazistacionárního rychlostního profilu

$$\frac{\partial \nu}{\partial t} + \frac{8\nu}{R^2} \nu = -\frac{1}{\bar{\rho}} \frac{\partial p}{\partial l} \quad (5)$$

/tento vztah je odvozen v literatuře [2] na str. 401 / a rovnice kontinuity stlačitelné kapaliny při jednorozměrném proudění

$$-\frac{\partial \nu}{\partial l} = \left(\frac{1}{k} + \frac{2R}{E_s} \right) \frac{\partial p}{\partial t} \quad (6)$$

Dosazením do rovnice (1) za γ ze vztahu (3) dostaneme

$$\left(x - \frac{\pi R^2}{\bar{A}_1} \int_0^t \nu_1 dt \right) c - p_1 \bar{A}_1 = m_1 \frac{\pi R^2}{\bar{A}_1} \dot{\nu}_1$$

po úpravě

$$c \dot{x}_0 = c \frac{\pi R^2}{\bar{A}_1} \dot{\nu}_1 + \bar{A}_1 p_1 + m_1 \frac{\pi R^2}{\bar{A}_1} \dot{\nu}_1 \quad (7)$$

Rovnice (7) platí pro místo $l=0$

Obdobně dosadíme do rovnice (2) za z ze vztahu (4)

$$p_2 \bar{A}_2 = m_2 \frac{\pi R^2}{\bar{A}_2} \dot{\nu}_2 \quad (8)$$

Rovnice (8) platí pro místo $l = l_0$.

Rovnice (7) a (8) jsou okrajové podmínky.

Počáteční podmínky pro $t = 0$ a místo l jsou :

$$p(l, 0) = 0, \quad v(l, 0) = 0$$

Pro zjednodušení výpočtu pomineme hydraulické ztráty v potrubí a rovnici (5) upravíme

$$\bar{\rho} \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = - \frac{\partial^2 p}{\partial l \partial t} \quad (9)$$

Dále upravíme vztah (6) na tvar

$$- \frac{1}{\left(\frac{1}{K} + \frac{2R}{E_s}\right)} \frac{\partial^2 v}{\partial l^2} = \frac{\partial^2 p}{\partial l \partial t} \quad (10)$$

Porovnáním posledních dvou vztahů dostaneme

$$\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = \frac{1}{\bar{\rho} \left(\frac{1}{K} + \frac{2R}{E_s}\right)} \frac{\partial^2 v}{\partial l^2} \quad (11)$$

a po zavedení označení

$$a^2 = \frac{1}{\bar{\rho} \left(\frac{1}{K} + \frac{2R}{E_s}\right)} \quad (12)$$

bude vztah (11) možno psát

$$\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 v}{\partial l^2} \quad (13)$$

nebo analogicky

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 p}{\partial l^2} \quad (14)$$

Rovnice (13) a (14) spolu s okrajovými podmínkami (7), (8) a počátečními podmínkami popisují dynamické chování mechanismu při výstřelu.

Řešení je provedeno Fourierovou metodou. Princip této metody spočívá v tom, že hledáme řešení rovnice (13) ve tvaru součinnu

$$v_i(\ell, t) = X_i(\ell) \cdot T_i(t) \quad (15)$$

v němž X závisí pouze na ℓ a T je funkcí t . Získáme tak řešení ve tvaru součtu nekonečné řady

$$v(\ell, t) = \sum_{i=1}^{\infty} v_i(\ell, t) + \frac{\dot{x}_0 \bar{A}_1}{\pi R^2} \quad (16)$$

kde výraz $\frac{\dot{x}_0 \bar{A}_1}{\pi R^2}$ je partikulární integrál, představující rychlost ustáleného proudění kapaliny v potrubí.

Zderivujeme výraz (15) a dosadíme do rovnice (13) dostaneme

$$\frac{1}{T_i} \frac{d^2 T_i}{dt^2} = a^2 \frac{1}{X_i} \frac{d^2 X_i}{d\ell^2} = -\bar{\omega}_i^2 \quad (17)$$

Z rovnice (17) plyne

$$\frac{d^2 T_i}{dt^2} + \bar{\omega}_i^2 T_i = 0 \quad (18)$$

$$\frac{d^2 X_i}{d\ell^2} + \left(\frac{\bar{\omega}_i}{a}\right)^2 X_i = 0 \quad (19)$$

Rovnice (17) se tedy rozpadla na dvě rovnice, z nichž první obsahuje pouze funkce proměnné t , druhá pouze funkce proměnné ℓ . Podařilo se tedy proměnné separovat.

Nyní je nutno nalézt netriviální řešení rovnice (18) a (19). Obecné řešení rovnice (18) můžeme psát ve tvaru

$$T_i(t) = A_i \cos \bar{\omega}_i t + B_i \sin \bar{\omega}_i t \quad (20)$$

a obdobně bude řešení rovnice (19)

$$X_i(\ell) = C_i \cos \frac{\bar{\omega}_i}{a} \ell + D_i \sin \frac{\bar{\omega}_i}{a} \ell \quad (21)$$

S použitím rovnic (20), (21) je možno vztah (15) psát

$$v_i(l, t) = (A_i \cos \bar{\omega}_i t + B_i \sin \bar{\omega}_i t) \left(C_i \cos \frac{\bar{\omega}_i}{a} l + D_i \sin \frac{\bar{\omega}_i}{a} l \right) \quad (22)$$

Mimo závislosti rychlosti kapaliny v potrubí na t a l nás zajímá závislost tlaku na t a l , neboť takto můžeme získat přehled o silovém působení na píst motoru. Dále je provedeno odvození funkce $p_i(l, t)$.

Dosazením do rovnice (5) z rovnice (22) dostaneme

$$\frac{\partial p_i}{\partial l} = -\bar{\rho} \frac{\partial v_i}{\partial t} = -\bar{\rho} (-A_i \bar{\omega}_i \sin \bar{\omega}_i t + B_i \bar{\omega}_i \cos \bar{\omega}_i t) X_i$$

po integraci

$$p_i = \bar{\rho} \bar{\omega}_i (A_i \sin \bar{\omega}_i t - B_i \cos \bar{\omega}_i t) \int X_i dl + f_i(t) \quad (23)$$

Obdobně jako v posledním případě můžeme provést dosazení do rovnice (6) z rovnice (22)

$$\frac{\partial p_i}{\partial t} = -\bar{\rho} a^2 \frac{\partial v_i}{\partial l} = -\bar{\rho} a^2 T_i \left(-C_i \frac{\bar{\omega}_i}{a} \sin \frac{\bar{\omega}_i}{a} l + D_i \frac{\bar{\omega}_i}{a} \cos \frac{\bar{\omega}_i}{a} l \right)$$

po integraci

$$p_i = \bar{\rho} a \bar{\omega}_i \left(C_i \sin \frac{\bar{\omega}_i}{a} l - D_i \cos \frac{\bar{\omega}_i}{a} l \right) \int T_i dl + g_i(l) \quad (24)$$

Rovnice (23) a (24) porovnáme

$$\bar{\rho} \bar{\omega}_i (A_i \sin \bar{\omega}_i t - B_i \cos \bar{\omega}_i t) \frac{a}{\bar{\omega}_i} \left(C_i \sin \frac{\bar{\omega}_i}{a} l - D_i \cos \frac{\bar{\omega}_i}{a} l \right) + f_i(t) =$$

$$\bar{\rho} a \bar{\omega}_i \left(C_i \sin \frac{\bar{\omega}_i}{a} l - D_i \cos \frac{\bar{\omega}_i}{a} l \right) \frac{1}{\bar{\omega}_i} (A_i \sin \bar{\omega}_i t - B_i \cos \bar{\omega}_i t) + g_i(l)$$

Funkce $f_i(t)$ a $g_i(l)$, vzniklé integrací, jsou si rovny, jedná se tedy o konstantu. Zavedeme proto označení

$$f_i(t) = g_i(l) = E_i$$

Pro tlak dostaneme vztah

$$p_i = \bar{p} a \left(A_i \sin \bar{\omega}_i t - B_i \cos \bar{\omega}_i t \right) \left(C_i \sin \frac{\bar{\omega}_i}{a} l - D_i \cos \frac{\bar{\omega}_i}{a} l \right) + E_i \quad (25)$$

Nyní se vrátíme k okrajovým podmínkám (7) a (8)

$$0 = c \frac{\pi R^2}{A_1} w_i(0, t) + \bar{A}_1 \frac{\partial}{\partial t} p_i(0, t) + m_1 \frac{\pi R^2}{A_1} \frac{\partial^2}{\partial t^2} w_i(0, t) \quad (26)$$

$$0 = m_2 \frac{\pi R^2}{A_2} \frac{\partial}{\partial t} w_i(l, t) - \bar{A}_2 p_i(l, t) \quad (27)$$

Do okrajové podmínky (26) dosadíme za w_i a p_i .

Zavedeme - li označení

$$h_i = \frac{D_i}{C_i} = \frac{\pi R^2 (c - m_1 \bar{\omega}_i^2)}{\bar{A}_1^2 \bar{\omega}_i \bar{p} a} \quad (28)$$

bude

$$X_i(l) = \cos \frac{\bar{\omega}_i}{a} l + h_i \sin \frac{\bar{\omega}_i}{a} l \quad (29)$$

nebo po další úpravě

$$\lg \bar{\omega}_i \frac{l_0}{a} = \bar{\omega}_i \frac{\bar{p} a}{\pi R^2} \frac{\frac{c}{\bar{A}_1^2} - \bar{\omega}_i^2 \left(\frac{m_1}{\bar{A}_1^2} + \frac{m_2}{\bar{A}_2^2} \right)}{\left(\bar{\omega}_i \frac{\bar{p} a}{\pi R^2} \right)^2 + m_2 c \left(\frac{\bar{\omega}_i}{\bar{A}_1 \bar{A}_2} \right)^2 - m_1 m_2 \left(\frac{\bar{\omega}_i^2}{\bar{A}_1 \bar{A}_2} \right)^2} \quad (30)$$

Poslední rovnice je frekvenční rovnicí pro výpočet vlastních frekvencí $\bar{\omega}_i$.

Aby bylo možno pokračovat v řešení, je nutné přesvědčit se, zda vlastní funkce $X_i(l)$, odpovídající vlastním hodnotám, tvoří v daném intervalu ortogonální systém funkcí.

Pro usnadnění výpočtu zavedeme toto označení :

$$\beta = \frac{\bar{p} a}{\pi R^2} \quad (31)$$

$$\gamma = \frac{c}{A_1} \quad (32)$$

$$\mu_1 = \frac{m_1}{A_1} \quad (33)$$

$$\mu_2 = \frac{m_2}{A_2} \quad (34)$$

$$\tau = \frac{l_0}{a} \quad (35)$$

Pro výpočet derivací vlastních funkcí na počátku a na konci potrubí použijeme okrajových podmínek (26) a (27). Po úpravě s použitím (28), získáme hledaný vztah pro derivaci vlastních funkcí na počátku potrubí

$$X_i'(0) = \frac{\xi_i}{a} h_i X_i(0) \quad (36)$$

Obdobně získáme z okrajové podmínky (27) vztah pro derivaci vlastních funkcí na konci potrubí

$$X_i'(l_0) = \frac{\mu_2 \xi_i^2}{a \beta} X_i(l_0) \quad (37)$$

Ke zjištění, zda vlastní funkce $X_i(l)$ jsou v daném intervalu ortogonální, použijeme následujícího výrazu, který integrujeme per partes.

$$\int_0^l [X_i(\ell)X_j''(\ell) - X_i''(\ell)X_j(\ell)]d\ell = [X_iX_j' - X_i'X_j]_0^l - \int_0^l [X_i'X_j' - X_i'X_j']d\ell \quad (38)$$

Aby vlastní funkce $X_i(\ell)$ byly v intervalu $(0, \ell_0)$ ortogonální, musel by se výraz (38) rovnat nule. Je zřejmé, že výraz (38) se nule nerovná. Vlastní funkce $X_i(\ell)$ nejsou v intervalu $(0, \ell_0)$ ortogonální.

Pro další řešení je tedy nezbytné vytvořit obecnou podmínku ortogonality.

Potom pro vlastní funkce $X_i(\ell)$ v intervalu $(0, \ell_0)$ platí :

$$\beta \int_0^l X_i(\ell)X_j(\ell)d\ell + a_{c_1} X_i(0)X_j(0) + a_{c_2} X_i(\ell_0)X_j(\ell_0) = 0 \quad (39)$$

Nyní určíme počáteční podmínky pro řešení následujících rovnic

$$w(\ell, t) = \dot{x} \frac{\beta \bar{A}_1}{\bar{\rho} a} + \sum_{i=1}^{\infty} T_i(t) X_i(\ell) \quad (40)$$

$$p(\ell, t) = \bar{\rho} a^2 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{\bar{c}_i^2} \dot{T}_i(t) X_i'(\ell) \quad (41)$$

Počáteční podmínky mají tvar

$$\text{pro } t = 0 \quad p(\ell, 0) = 0$$

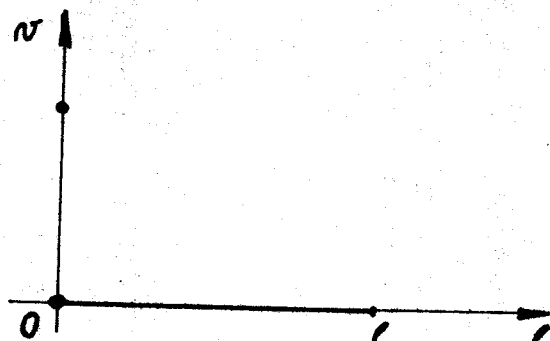
$$\text{pro } \ell \neq 0 \quad w(\ell, 0) = 0$$

$$\text{pro } \ell = 0 \quad w(0, 0) = \frac{\dot{x}_0 \bar{A}_1}{\pi R^2}$$

Pro první okamžik výstřelu uvažujeme rozložení rychlosti podle obr. 6, rychlost na počátku potrubí má velikost

$$v(0,0) = \frac{\dot{x}_0 \bar{A}_1}{\pi R^2}$$

i když tlak je po celé délce potrubí roven nule.



obr. 6

S použitím označení (31) bude rychlost

$$v(0,0) = \frac{\dot{x}_0 \bar{A}_1 \beta}{\bar{\rho} a} \quad (42)$$

Obecné řešení rovnice (18) je

$$T_i(t) = A_i \cos \bar{\omega}_i t + B_i \sin \bar{\omega}_i t$$

a derivace

$$\dot{T}_i(t) = \bar{\omega}_i (-A_i \sin \bar{\omega}_i t + B_i \cos \bar{\omega}_i t)$$

pro $t=0$ bude

$$T_i(0) = A_i \quad (43)$$

$$\dot{T}_i(0) = B_i \bar{\omega}_i \quad (44)$$

Za použití posledního vztahu, rovnice (41) a počáteční podmínky je $B_i = 0$

Pro $t=0$ a $l=0$ můžeme s použitím rovnice (43)

psát rovnici (40)

$$\dot{x}_0 \frac{\beta \bar{A}_1}{\bar{\rho} a} + \sum_{i=1}^{\infty} A_i X_i(l) = 0$$

Bude výhodné zavést označení

$$\alpha_i = A_i \frac{\bar{p} a}{\bar{A}_i \dot{x}_0} \quad (45)$$

pak s použitím tohoto označení poslední vztah

$$\sum_{i=1}^{\infty} \alpha_i \chi_i(l) = -1 \quad (46)$$

Tutéž úpravu provedeme pro $l=0$

$$\sum_{i=1}^{\infty} \alpha_i \chi_i(0) = 0 \quad (47)$$

Neznámé součinitele α_i určíme pomocí zobecněné podmínky ortogonality

$$\alpha_i = \frac{-\beta h_i}{\bar{v}_i \left(\frac{\beta l_0}{a} \frac{1+h_i^2}{2} + \mu_1 \right) + \beta \left(h_i \cos \frac{\bar{v}_i}{a} - \frac{1-h_i^2}{2} \sin \frac{\bar{v}_i}{a} l_0 \right) \cos \frac{\bar{v}_i}{a} l_0} \quad (48)$$

Frekvenční rovnici (30) je možno s použitím označení (31), (32), (33), (34), (35) přepsat na tvar

$$\lg \tau \bar{v}_i = \bar{v}_i \beta \frac{1 - \bar{v}_i^2 (\mu_1 + \mu_2)}{(\beta \bar{v}_i)^2 + \mu_2 \bar{v}_i^2 - \mu_1 \mu_2 \bar{v}_i^4} \quad (49)$$

Pro úplnost bude vhodné uvést rovnice, jejichž řešení nás zajímá.

$$v(l, t) = \frac{\dot{x}_0 \bar{A}_1}{\pi R^2} \left\{ 1 + \sum_{i=1}^{\infty} \alpha_i \cos \bar{v}_i t \left(\cos \frac{\bar{v}_i}{a} l + h_i \sin \frac{\bar{v}_i}{a} l \right) \right\}$$

$$p(l, t) = \frac{\dot{x}_0 \bar{A}_1}{\pi R^2} \bar{p} a \sum_{i=1}^{\infty} \alpha_i \sin \bar{v}_i t \left(\sin \frac{\bar{v}_i}{a} l - h_i \cos \frac{\bar{v}_i}{a} l \right)$$

Poslední rovnice popisují rozložení rychlosti a tlaku v potrubí v závislosti na čase.

Kinematické veličiny pístu motoru/;

$$z = \frac{\pi R^2}{A_2} \int_0^t v(l_0, t) dt$$

$$\dot{z} = \frac{\pi R^2}{A_2} v(l_0, t)$$

$$\ddot{z} = \frac{\pi R^2}{A_2} \dot{v}(l_0, t)$$

Kinematické veličiny pístu generátoru :

$$y = \frac{\pi R^2}{A_1} \int_0^t v(0, t) dt$$

$$\dot{y} = \frac{\pi R^2}{A_1} v(0, t)$$

$$\ddot{y} = \frac{\pi R^2}{A_1} \dot{v}(0, t)$$

Síla v pružině

$$F = c(x - y) = c \dot{x}_0 t - c \dot{x}_0 t - c \dot{x}_0 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{\alpha_i}{\beta_i} \sin \beta_i t$$

$$F = -c \dot{x}_0 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{\alpha_i}{\beta_i} \sin \beta_i t$$

Rovnice, jejichž prostřednictvím bylo provedeno řešení jsou (28) , (48) a (49) .

Grafický záznam řešení je uveden v příloze 1 a 2 pro následující parametry :

Rychlost pístu generátoru	$\dot{y} = \dot{x} = 5 \text{ ms}^{-1}$
Hmotnost pístu generátoru	$m_1 = 2 \text{ kg}$
Hmotnost pístu motoru	$m_2 = 0,065 \text{ kg}$
Konstanta tuhosti pružiny	$c = 1 \cdot 10^6 \text{ N m}^{-1}$
Průměr pístu generátoru	$D = 25 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
Průměr pístu motoru	$d = 10 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
Poloměr potrubí	$R = 5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
Tloušťka stěny potrubí	$s = 1 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
Délka potrubí	$l = 0,3 \text{ m}$
Modul pružnosti stěny potrubí	$E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Nm}^{-2}$
Objemový modul pružnosti kapaliny	$K = 1,5 \cdot 10 \text{ Nm}^{-2}$
Měrná hmotnost kapaliny	$\bar{\rho} = 830 \text{ kg m}^{-3}$

4. Konstrukční řešení rekonstruovaného mechanismu

V předcházejících kapitolách bylo uvedeno konstrukční řešení hydraulického mechanismu se střídavým proudem kapaliny /SPK/ aplikovaného na prohozní zařízení skřipcového stavu. Tento mechanismus, tak jak byl uveden v alternativě I, byl oživen a ze zkoušek s ním provedených vyplynula nutnost rekonstrukce. Tato rekonstrukce vedla k alternativě II, jejíž konstrukční řešení je v následujících kapitolách.

4.1. Mechanismus pohonu

Jako poháněcí jednotka byl zvolen rotační hydromotor JHMA 2-4. Tento motor má pracovní výkon 3,2 kW a může pracovat při otáčkách 3 - 1600 min⁻¹.

Rotační hydromotor pohání hřídel, na kterém jsou umístěny vačky. Hlavní vačka je s hřídelem pevně spojena perem. Vačka ovládající zarážku, je uchycena tak, aby bylo možno časovat ovládání zarážky vzhledem k hlavní vačce. To je řešeno pomocí šroubu a drážky v hřídeli. Obě vačky jsou konstruovány pro jednoduchost jako drážkové, čímž odpadá nutnost použít přítlačné pružiny. Nevýhodou tohoto uspořádání je jeho malá životnost. Ta nám ale nevadí, protože se jedná o zkušební model.

Vačkový hřídel je uložen na dvou jednořadých kuličkových ložiscích. Ložiska jsou uchycena v ložiskovém pouzdru, které je přišroubováno k základové desce, stejně jako poháněcí hydromotor.

Píst generátoru je od hlavní vačky poháněn prostřednict-

vím pákového převodu. Ten se skládá z páky, těhlice a pístnice. Páka kýve kolem čepu, přišroubovanému k základové desce. Na čepu je páka uložena kluzně. Uložení kladičky na páce je provedeno obdobně. Mezi hlavní vačkou a kladičkou lze předpokládat velké měrné tlaky, proto je kladička bombírována poloměrem 500 mm. Tvar páky je ovlivněn požadavkem tuhosti 10^6 Nm^{-1} . Těhlice je s pákou a pístnicí spojena rovněž čepu. Uložení na čepech je opět kluzně, ale vzhledem k malému měrnému tlaku a malému relativnímu pohybu mezi těhlicí a pákou není zde použito ložiskových pouzder. Rozměry těhlice jsou voleny podle požadavku dynamického řešení, aby součásti pevně spojené s pístem měly hmotnost 2 kg.

4.2. Generátor a příruba generátoru

Základní částí je těleso generátoru, ke kterému je přišroubováno těleso příruby. V tělese generátoru je upevněna vložka, ve které se pohybuje píst. Požadovaná těsnost je zaručena zalapováním pístu s vložkou.

Odvod kapaliny, který je v první fázi pohybu pístu vpřed nutný, je zajištěn otvory ve vložce, navazujícími na průvrt v tělese generátoru. Odsud je kapalina vedena hadičkou do nádrže.

Těleso generátoru je k základové desce přišroubováno a jeho poloha je jištěna kolíkem. Mezi základovou deskou a tělesem generátoru je podložka, sloužící k přesnému výškovému nastavení generátoru při montáži.

Příruba generátoru slouží k uchycení vedení mezi generátorem a motorem. Dále je na tuto přírubu uchycen jednosměrný ventil, který slouží pro doplňování hydraulického obvodu kapalinou při zpětném chodu generátoru. Příruba dále umožňuje připojit tlakový snímač pro zjištění průběhu tlaku v generátoru.

Hlavní potrubí mezi přírubou a motorem je podle dynamického řešení dlouhé 0,3 m o Js 10 mm.

4.3. Motor

Motor je samostatný konstrukční celek. Základem je opět těleso, ve kterém je upevněna vložka. V tělese je současně zabudován i škrťací ventil.

Aby píst dobře těsnil a přitom se lehce pohyboval, je opět s vložkou zalapován. Stejně je zalapován i píst tlumení s vložkou a pístem.

Ve vložce jsou tři řady otvorů, jimž v tělese motoru odpovídají průvrty. První dvě řady otvorů jsou spojeny hadicemi s nádrží a slouží k odvodu kapaliny po první fázi výstřelu.

Třetí řada otvorů je napojena na brzdící obvod, který slouží k zastavení pohybu pístu v druhé fázi výstřelu. Na tuto řadu otvorů navazují dva průvrty tělesem motoru. Jeden slouží jako přívod tlakové kapaliny pro brzdění doběhu pístu, druhý je spojen přes škrťací ventil s odpadní nádrží. Mezi šroubení hlavního potrubí a vložku je možno vkládat

různý počet distančních podložek a tak měnit velikost rozběhové dráhy motoru.

Stejně jako u generátoru je i pod tělesem motoru podložka pro přesné výškové nastavení při montáži. Motor je k základové desce opět přišroubován a jeho poloha je jištěna kolíky.

4.4. Mechanismus ovládání zarážky

Mechanismus ovládání zarážky slouží k zadržení pístu motoru ve výchozí poloze do doby, než dojde k výstřelu. Aby nebylo nutno konstruovat mžikový mechanismus, je zde použito planžety.

Pro pohon ovládání zarážky byl zvolen čtyřkloubový mechanismus poháněný vačkou, kterou lze vzhledem k hlavní vačce libovolně natáčet. To, že osy kývavých členů čtyřkloubového mechanismu jsou na sebe kolmé, si vynutilo použití kloubu.

Vzdálenost mezi motorem a generátorem se mění podle počtu distančních podložek mezi tělesem motoru a šroubením hlavního potrubí. Proto je těhlice upravena tak, aby bylo možno měnit její délku. Současně lze měnit polohu středu kývání planžety vůči tělesu motoru.

Umístění vačky mechanismu ovládání zarážky si vynutilo použití pomocného rámu pro uchycení kývavé páky čtyřkloubového mechanismu.

5. Provedené zkoušky

Zkoušky byly prováděny s rekonstruovaným mechanismem - viz body /a,b,c/ str.18 a popis konstrukčního řešení.

Účelem zkoušek bylo :

- ověření funkce mechanismu
- vyšetření průběhu pohybu motoru
- vyšetření průběhu tlaku v generátoru

5.1. Zkušební zařízení a měřicí obvody

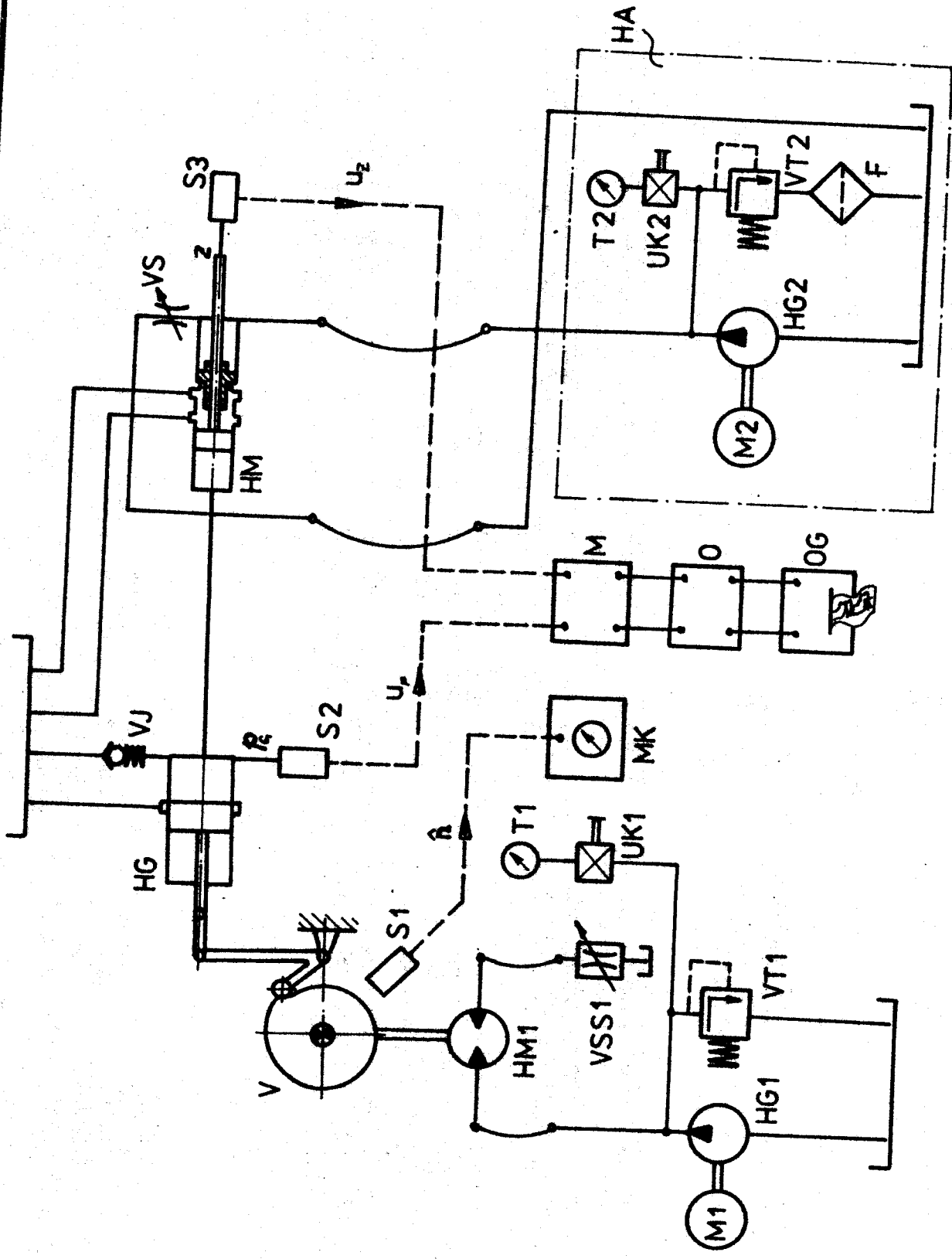
Zkušební zařízení je na obr. 7, kde je schematicky naznačen vlastní prohozní hydraulický mechanismus.

Pohon generátoru je zajištěn hydromotorem HM 1, řízeným škrťicím ventilem se stabilizací tlakového spádu VSS 1. Brzdící obvod je realizován zvláštním obvodem, sestávajícím z hydraulického agregátu HA a škrťicího ventilu VS, který je součástí motoru HM. Obvod prohozního mechanismu i pomocné obvody byly naplněny olejem OT - T 3 C.

Takto uspořádaný systém pohonu dovoľoval měnit otáčky vačky V a tím rychlost pohybu pístu generátoru HG. Brzdící obvod potom pomocí škrťicího ventilu VS umožňoval řízení brzdné síly na brzdém pístu motoru HM.

Měřicí obvody umožňovaly indikaci :

- otáček vačky; a to pomocí fotoelektrického snímače S1 a měřicího kufru KE 2 /firmy HYDROTECHNIK KG / s ručkovým ukazovacím přístrojem



Obr. 7

- tlaku v generátoru; prostřednictvím tlakového snimače S2 / TT 160 - ZPA Jínonice/, můstku M / UM 131 VEB - RFT Dresden/, odporníku O / AS 101 VEB - RFT Dresden/ a oscilografu OG / 8 LS - 1 VEB Messgerätewerk Zwönitz/, který byl použit pro grafický záznam $p_g(t)$
- posunutí pístu motoru; jenž bylo snímáno indukčním snímačem dráhy S3 / IWT 302 - VEB Funkwerk Dresden/, můstkem M, odporníkem O a oscilografem OG pro grafický záznam $z(t)$.

5.2. Výsledky měření

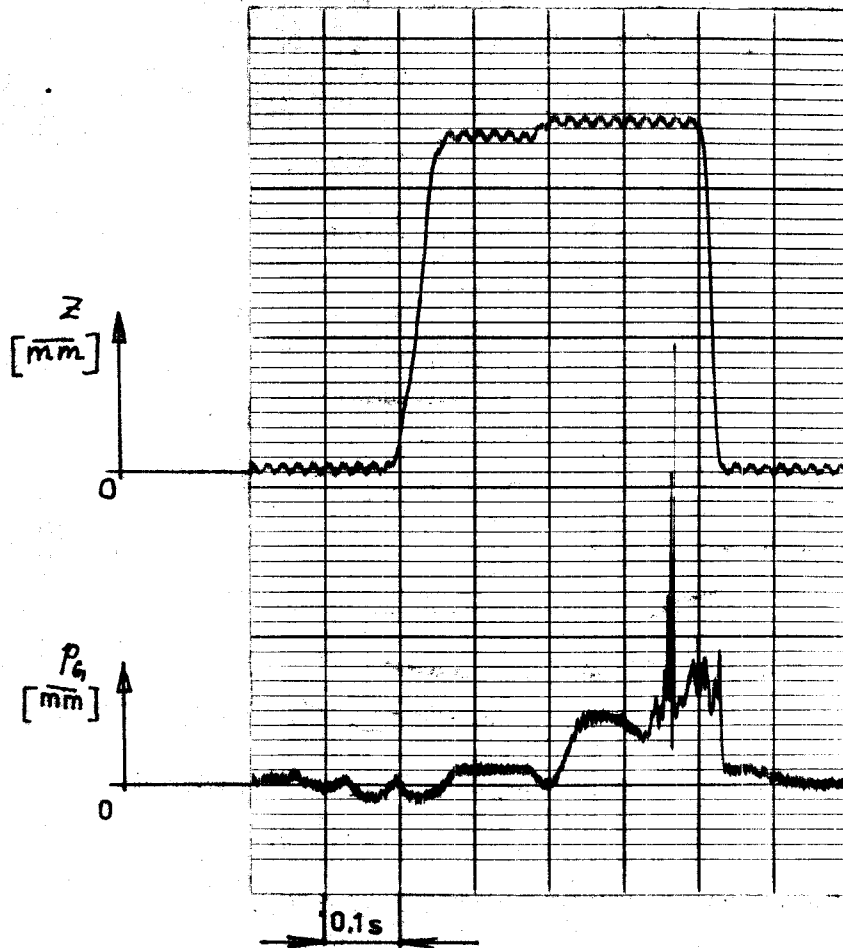
Před samotným měřením bylo nejprve provedeno oceňování tlaku a posunutí, přičemž platí :

posunutí 0,7 mm / \overline{mm}

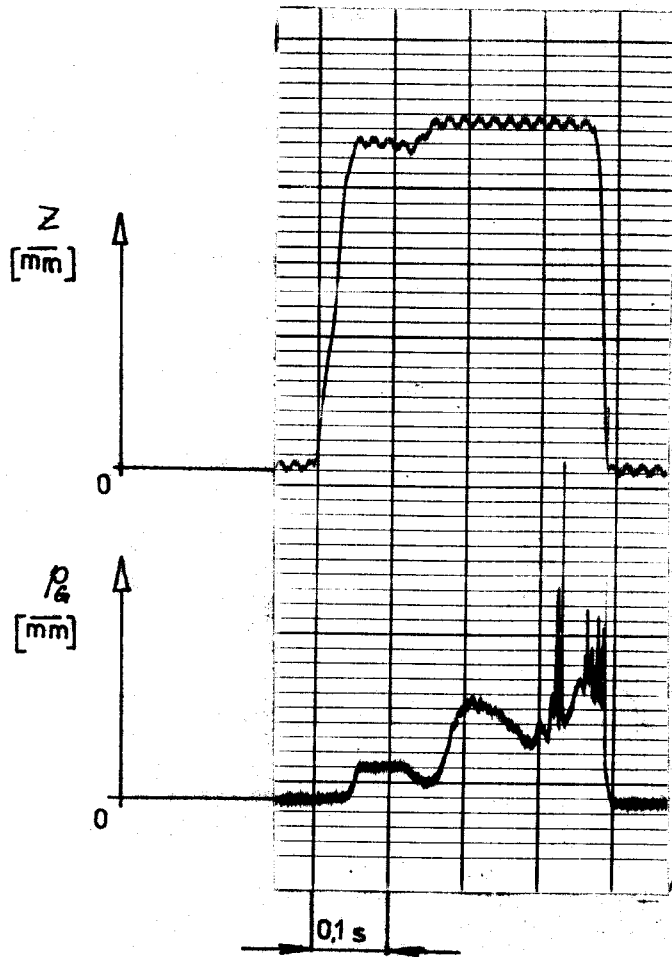
tlak 0,033 MPa / \overline{mm}

Měření tlaku v generátoru $p_g(t)$ a posunutí pístu motoru $z(t)$, bylo provedeno při otáčkách vačky / 50, 100 a 145 min^{-1} /.

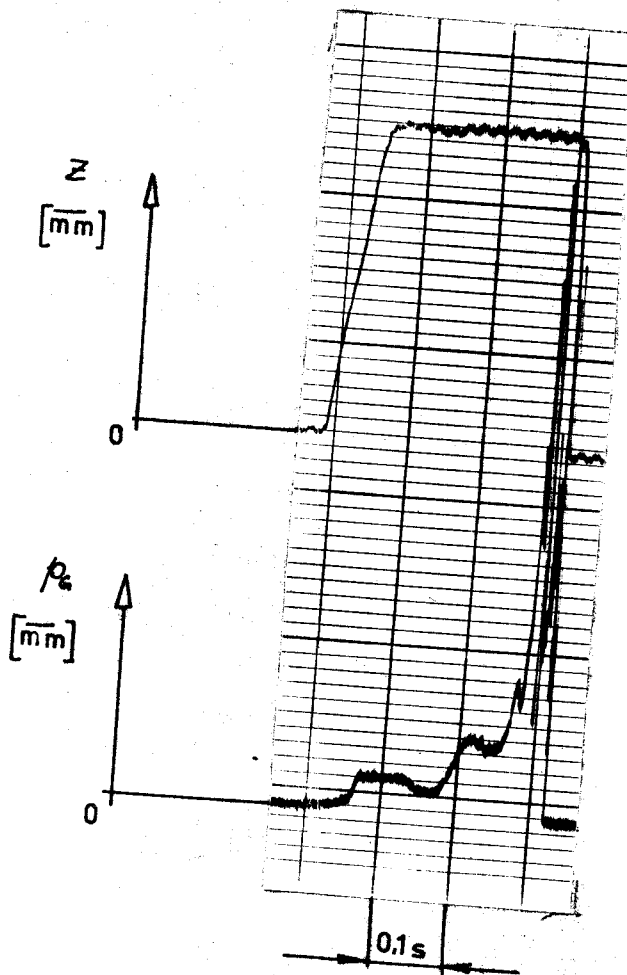
Grafické záznamy pro jednotlivé případy jsou na následujících obrázcích.



Obr. 8 = Grafický záznam $p_g(t)$, $z(t)$ pro $n = 50 \text{ min}^{-1}$.



Obr. 9 : Grafický záznam $p_2(t)$, $z(t)$ pro $n = 100 \text{ min}^{-1}$.



Obr. 10 : Grafický záznam $p_e(t)$, $z(t)$ pro $n = 145 \text{ min}^{-1}$.

5.3. Rozbor získaných výsledků

V našem případě máme možnost porovnat naměřené hodnoty s hodnotami vypočtenými - příloha 1 a 2.

V průběhu tlaku p_0 se vyskytují při rozběhu tři špičky. S porovnání vypočteného a naměřených průběhů je vidět, že charakter průběhu tlaku zhruba odpovídá. V následující tabulce / tab. 1 / jsou uvedeny hodnoty tlakových špiček vypočtených a velikosti špiček / nejvyšších / naměřených pro příslušné otáčky vačky. Zároveň je uvedena tlaková špička, ke které docházelo při brzdění. Tato hodnota tlaku nebyla počítána, proto ji nelze porovnat.

TAB.1

n [min ⁻¹]	50		100		145	
\dot{x}_0 [ms ⁻¹]	0,64		1,28		1,86	
tlak. špička p_0 [MPa]	vypoč.	naměř.	vypoč.	naměř.	vypoč.	naměř.
1	4,8	0,66	9,6	1,45	13,9	—
2	10,4	—	20,7	—	30,1	3,1
3	6,3	—	12,7	—	18,4	—
tlak. špička při brzdění p_0 [MPa]	—	1,29	—	1,32	—	2,3

Z grafického záznamu není možno odečíst přesný průběh rychlosti pístu motoru, proto byla odečtena pouze průměrná rychlost \bar{z} při rozběhu. Tyto hodnoty, spolu s maximální rychlostí \dot{z}_{max} , vypočtenou pro různé otáčky vačky, resp. rychlosti - pístu generátoru jsou uvedeny v tab. 2.

TAB. 2

n [min ⁻¹]	50	100	145
\dot{z} [m s ⁻¹]	0,64	1,28	1,86
\dot{z}_{max} vypočt.	3,36	6,72	9,76
\bar{z} naměr.	1,40	2,84	4,2

Při ověřování funkčních schopností hydraulického mechanismu prohozního zařízení byly zjištěny následující nedostatky :

- a/ mechanismus zarážky pístu motoru vykazoval značné rázy, čímž bránil plynulému rozběhu pohonného motoru /vačka mechanismu ovládání zarážky nebyla rekonstruována/ proto byl tento mechanismus vyřazen.
- b/ průsak kapaliny tělesem motoru byl tak velký, že při spuštění brzdícího obvodu docházelo k výraznému brzdění motoru již při rozběhu. Proto byl brzdný obvod naplněn kapalinou bez tlakového zatížení - spádem z nádrže systému.
- c/ obvod pohonného motoru byl vlivem použitých hadic

velmi poddajný a vzhledem k proměnnému zatížení způsoboval kolísání otáček vačky pohonu generátoru o $\pm 10 \text{ min}^{-1}$.

d/ polyetylenové hadice zajišťující průtok kapaliny generátorem nevyhovují svým zachycením / nasunutí na nátrubek/. Při vyšších rychlostech pístu generátoru se uvolňují.

Vzhledem k zjednodušení, ke kterým bylo třeba přistoupit, viz. body a/ a b/ a vzhledem k bodu c/ , je nutno výsledky získané měření posuzovat velmi strážlivě. Z tabulek / tab. 1 a tab. 2 / vidíme, že dosažené hodnoty rychlostí i tlaků jsou výrazně menší než vypočtené. Zde se projevilo zejména to, že píst motoru nebyl držen ve výchozí poloze, takže k jeho pohybu došlo předčasně, působením síly dané tlakovým spádem v generátoru při vytlačování kapaliny za rozběhu pístu, t.j. do doby, než píst překryje otvory v tělese generátoru. Odtud vyplývají i menší tlaky.

Se zvyšující se rychlostí se poměry v systému svým charakterem více blíží teoreticky spočteným závislostem, protože i kolísání otáček vačky pohonu generátoru bylo menší a to $\pm 5 \text{ min}^{-1}$.

Dosažené rychlosti se rovněž velmi málo blíží teoretickým hodnotám. Tyto skutečnosti je třeba přičíst především vlivům specifikovaným v bodech a/ a b/ - t.j. nedodržení počátečního stavu a zaplavení pracovních prostorů motoru.

Na tomto místě je třeba podotknout, že byl funkčně zkoušen pouze generátor spolu s pohonem a že chod této části mechanismu byl velmi dobrý i při otáčkách vačky $\frac{400}{\text{min}}$.

6. Závěr

Požadavek vysoké produktivity práce klade stále větší nároky na výrobní zařízení.

U skřípcových stavů omezuje zvyšování produktivity práce prohozní zařízení, které má rozhodující vliv na pracovní frekvenci celého mechanismu. Jednou z možností jak řešit tuto problematiku je použití hydraulického mechanismu SPK.

V práci je uvedena rekonstrukce prohozního zařízení, které bylo navrženo v práci 6 na principu hydraulického mechanismu SPK. K rekonstrukci zařízení bylo přistoupeno po ověřovacích zkouškách původního mechanismu, které ukázaly na nutnost :

- rekonstrukce profilu vačky
- nahrazení rozvaděče jednodušším zařízením
- rekonstrukce motoru a brzdícího obvodu.

Mechanismus s těmito úpravami byl postaven a experimentálně ověřen. Získané výsledky byly porovnány s teoretickými předpoklady. Provedené zkoušky ukázaly na nutnost dalších úprav mechanismu, zejména :

- ovládání zarážky /jedná se o rekonstrukci vačky/
- vhodnější těsnění vložky válce motoru
- drobnější úpravy v přívodech kapaliny do generátoru.

Tyto úpravy by bylo vhodné provést, neboť rekonstruovaný model mechanismu ukázal při provozních zkouškách, kdy nebylo dosaženo předpokládaných parametrů pohybu pístu motoru, na to, že je možné se těmito hodnotám výrazně přiblížit.

Úspěšné řešení by ukázalo možnou cestu ke zvýšení produktivity práce skřípcových stavů o 10 - 30 % proti stávajícím.

Závěrem bych chtěl poděkovat vedoucím práce
Ing. Josefu Cerhovi a konsultantovi Ing. Zdeňku Kolocovi,
CSc z Koncernového výzkumného ústavu ELITEX Liberec
za cenné rady a připomínky k uvedené práci.

Literatura :

- [1] Angot, A. : Užitá matematika pro elektrotechnické inženýry. SNTL, Praha, 1960.
- [2] Brdička M. : Mechanika kontinua. ČSAV, Praha, 1959.
- [3] Cerha J. : Hydraulické mechanismy v oboru výrobních strojů. VŠST, Liberec, 1970.
- [4] Kafková D. : Použití Fourierovy metody na řešení rázových jevů v potrubí. ČSAV, Praha, 1963.
- [5] Prokeš J. : Hydraulické mechanismy v automatizaci. SNTL, Praha, 1973.
- [6] Šaroun P. : Hydraulický mechanismus se střídavým proudem kapaliny aplikovaný na prohozní zařízení skřipcového stavu.
/Diplomová práce - fak. strojní/, VŠST, Liberec, 1977.

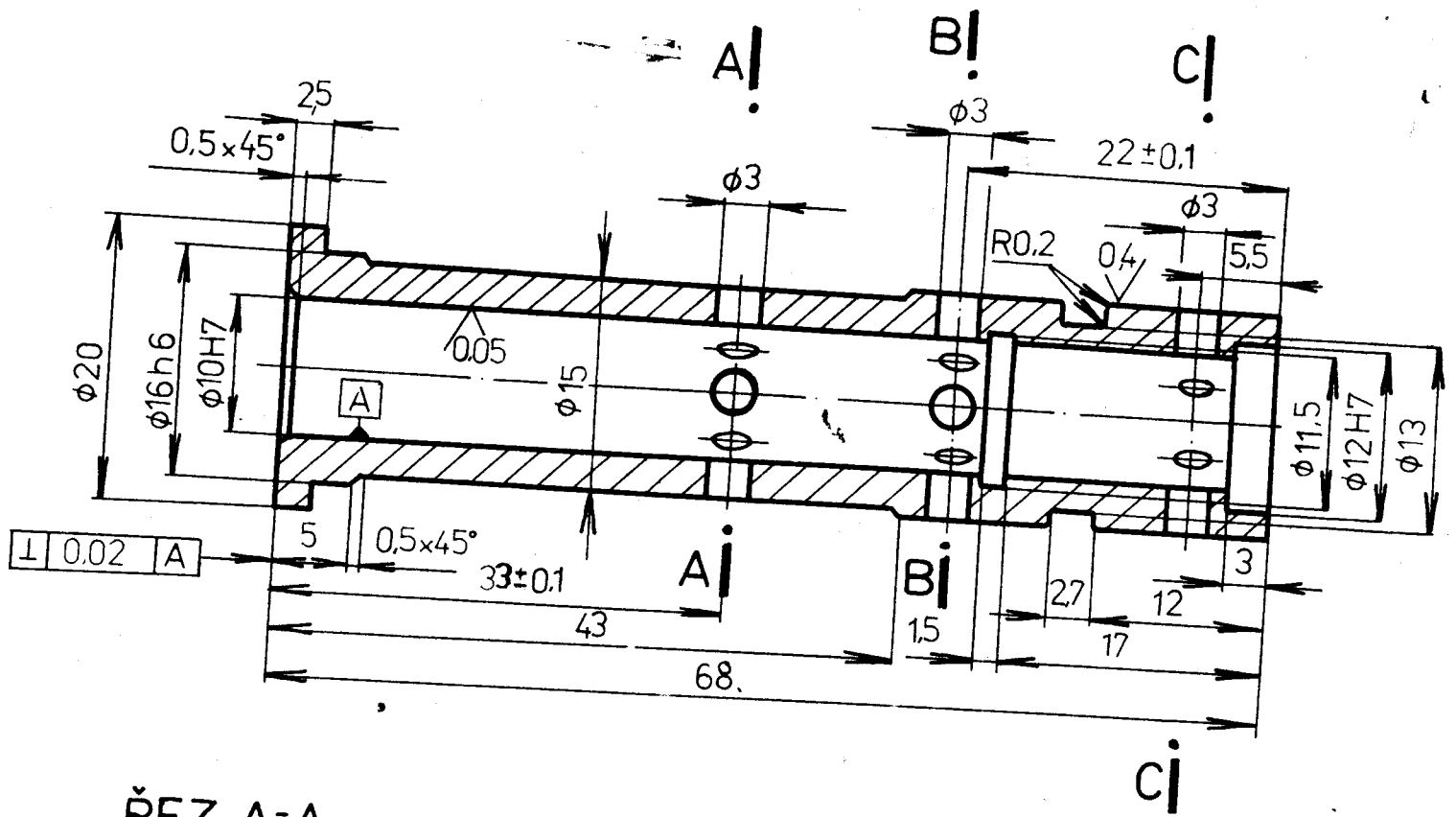
Seznam výkresů

1. HM SPK, DP - VS - 160/79 - 001
2. Motor, DP - VS - 160/79 - 202
3. Příruba generátoru, DP - VS - 160/79 - 303
4. Vložka motoru, DP - VS - 160/79 - 404
5. Kusovník, DP - VS - 160/79 - 001

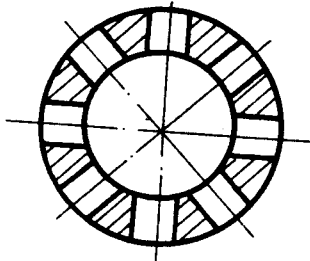
Seznam příloh

- Příloha 1 : tlak v generátoru a rychlost pístu
v generátoru.
- Příloha 2 : dráha a rychlost pístů motoru a tlak
v motoru.

1.6 (0.4, 0.05)

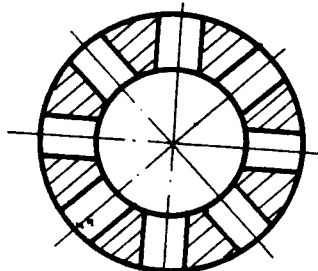


ŘEZ A-A



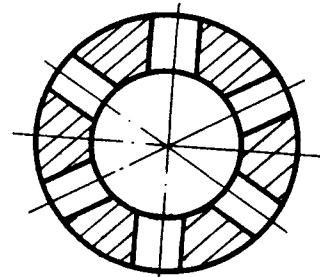
8 DĚR $\phi 3$ PO 45°

ŘEZ B-B



8 DĚR $\phi 3$ PO 45°

ŘEZ C-C



6 DĚR $\phi 3$ PO 60°

$\phi 25 - 75$

ČSN 426510

12 060.7

12 060.1

2

DP-VS-160
79-001

24

Pravek M

2:1

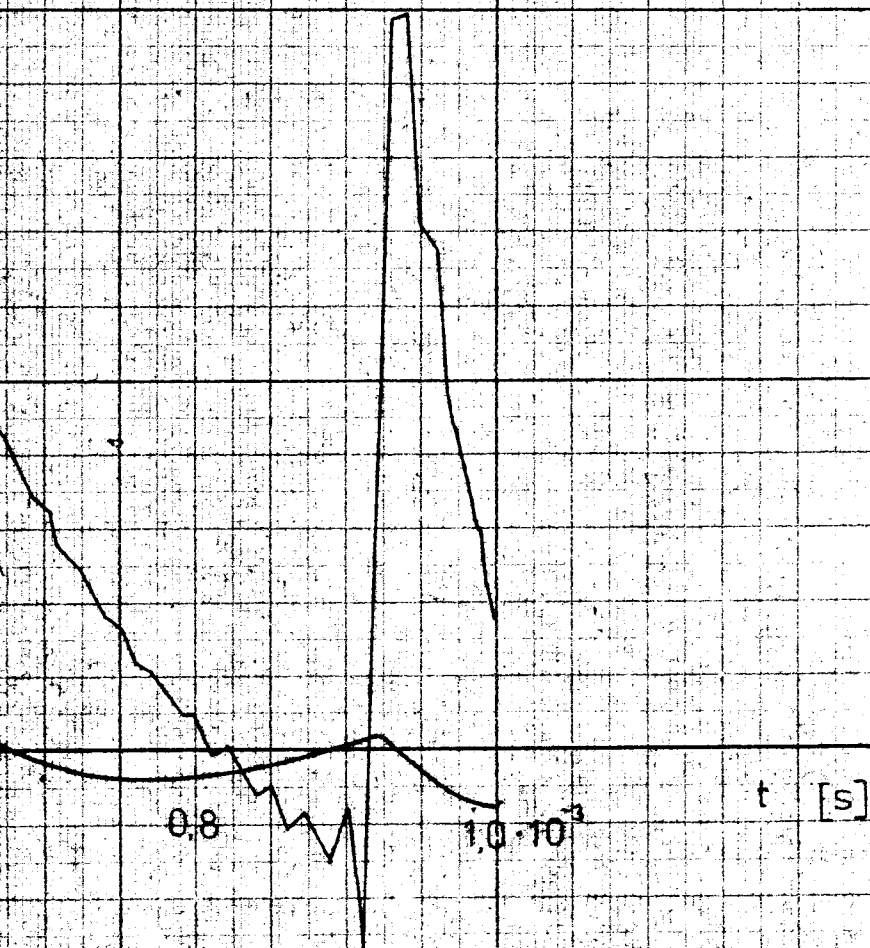
VŠST

Liberec

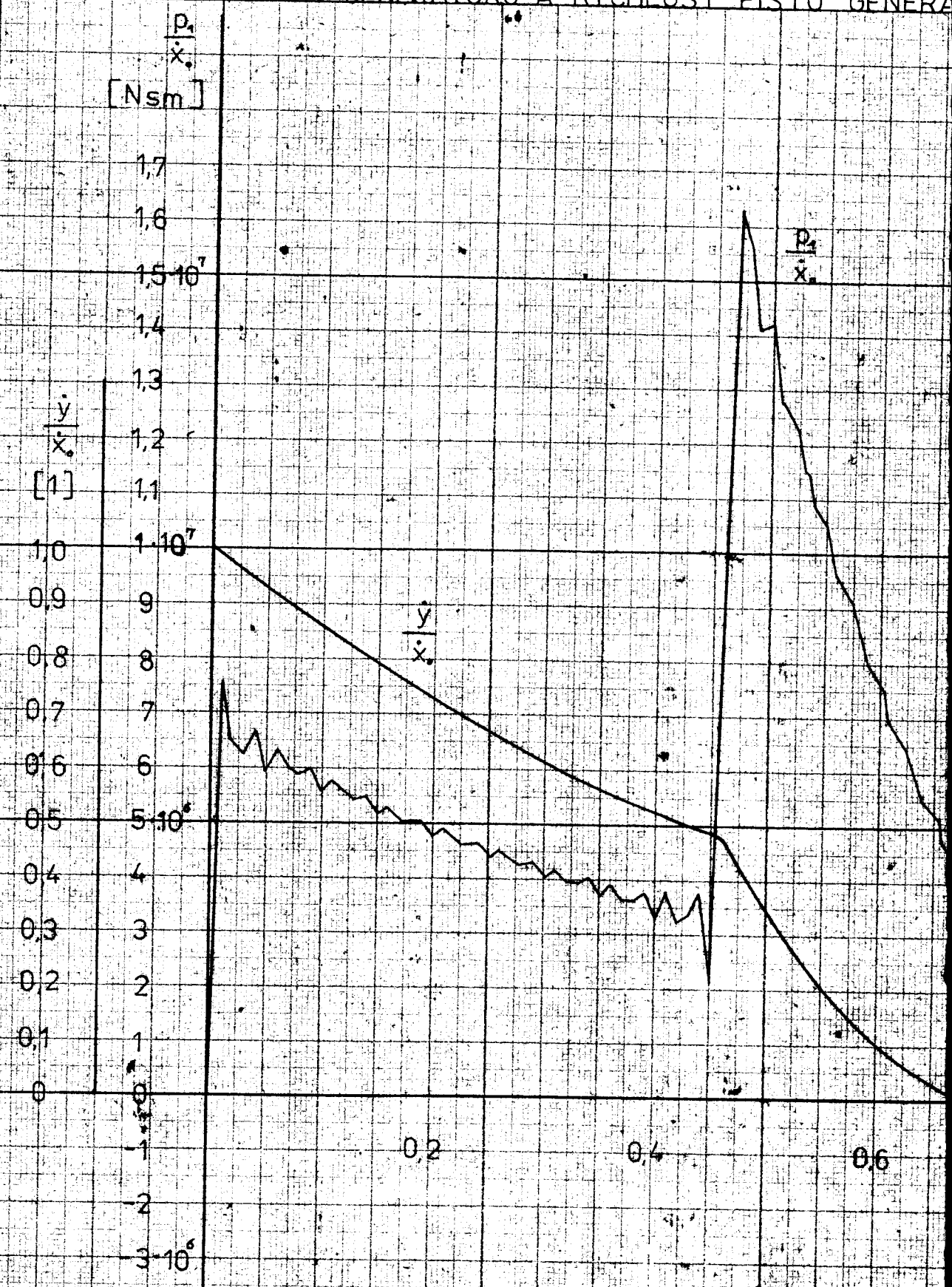
VLOŽKA MOTORU

DP-VS-160/79-404

L=0



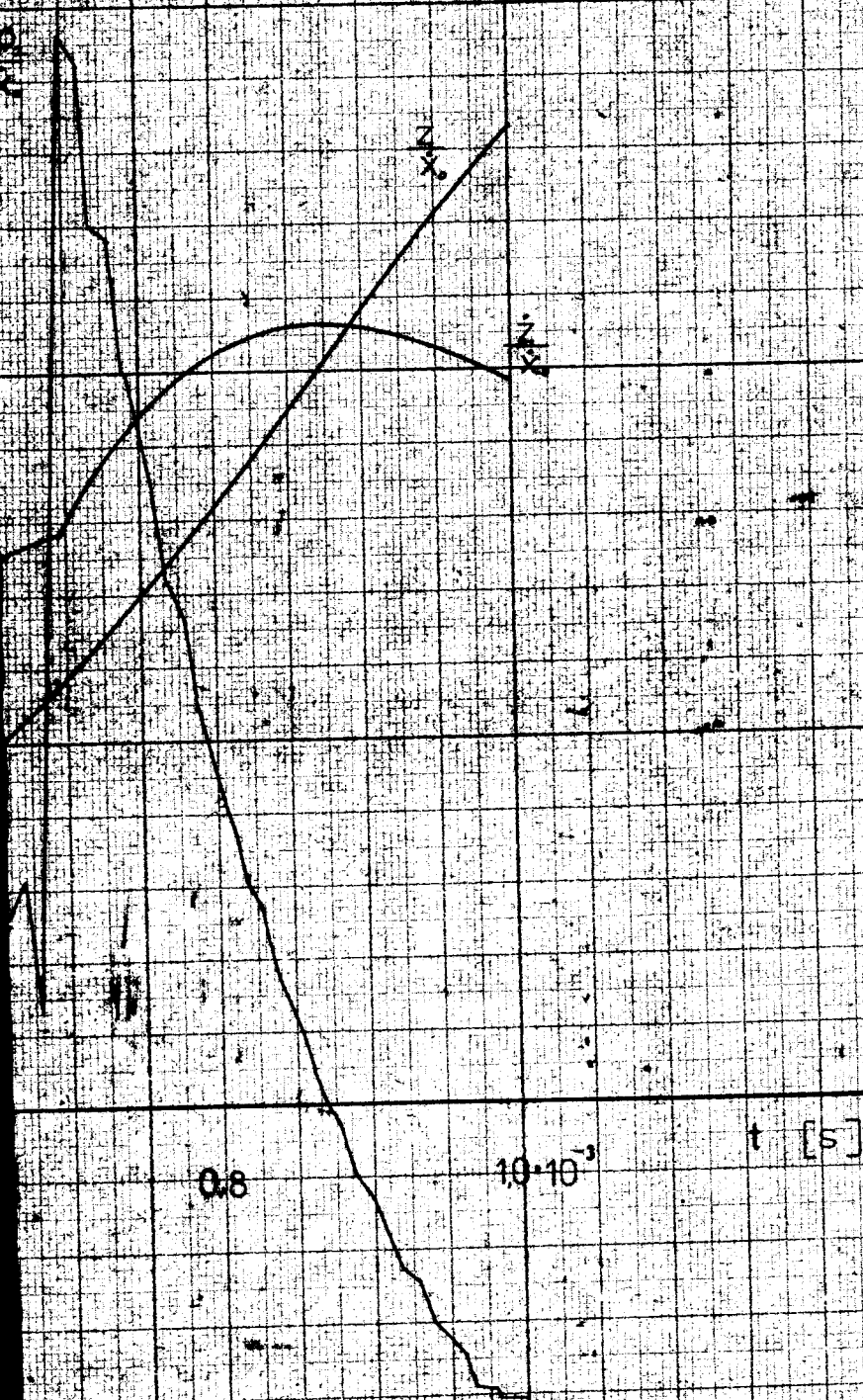
TLAK V GENERÁTORU A RYCHLOST PÍSTU GENERÁ



DRÁHA A RYCHLOST PÍSTU MOTORU A TLAK V MO

t	z x_c [m]	$\frac{D_2}{x_c}$ [Nsm]	z x_c [1]
	$3 \cdot 10^{-3}$	$15 \cdot 10^7$	
		14	
		13	
		12	
		11	
	$2 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^7$	5
		9	
		8	
		7	
		6	
	$1 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^6$	3
		4	
		3	
		2	
		1	
		0	





1	Těleso generátoru □ 90-135	ČSN 425121	11500			1				1
1	Příruba generátoru □ 80-80	ČSN 425121	11500			1			DP-VS-160/79-303	2
1	Těleso motoru □ 80-80	ČSN 425121	11500			1			DP-VS-160/79-202	3
1	Podložka Plech 22x85x130	ČSN 425310	11440			1				4
1	Podložka. Plech 35x75x100	ČSN 425310	11440			1				5
1	Základ.deska Plech 22x100x155	ČSN 425310	11440			1				6
1	Základ.deska Plech 22x505x495	ČSN 425310	11440			1				7
1	Rám	svařencec								8
1	Pístnice ø45 - 150	ČSN 426510	11500			1				9
1	Táblice □60 - 60	ČSN 426520	11500			1				10
1	Vačka Plech 42 ø195	ČSN 425310	11500			1				11
1	Vačka Plech 38 ø300	ČSN 425310	11500			1				12
1	Příložka Plech 1x4x10	ČSN 425301	11343			1				13
1	Planžeta Plech 0,5x30x12	ČSN 425301	11700			1				14
1	Páka 10x20-285	ČSN 426522	11500			1				15
1	Páka Plech 22x85x300	ČSN 425310	13123			2				16
1	Těleso zářky 40x50x20	ČSN 425524	11500			1				17
1	Držák planžety ø27 - 20	ČSN 426510	11500			1				18
1	Hřídel ø60 - 210	ČSN 426510	11500			1				19
1	Kroužek ø135 - 27	ČSN 426510	11500			1				20
1	Kroužek ø135 - 10	ČSN 426510	11500			1				21
1	Ložisk.pouzdro ø180 - 70	ČSN 425510	11500			1				22
1	Vložka ø50 - 135	ČSN 426510	12060,7	12060,1		2				23

Právní M.

VŠST

Liberec

HM SPK

DP-VS-160/79-401

1	Vložka ø25 - 75	ČSN 426510	12060.7	12060.1	2			DP-VS-160/ 79-404	24
1	Píst ø27 - 50	ČSN 426510	12060.7	12060.1	2				25
1	Píst ø12 - 80	ČSN 426510	12060.7	12060.1	2				26
1	Píst ø12 - 22	ČSN 428611	423016			Cu5			27
1	Šroubení ø55 - 45	ČSN 426510	11500			1			28
1	Víko ø45 - 8	ČSN 426510	11500			1			29
4	Distanč.podl. ø55 - 4	ČSN 426510	11500			1			30
1	Páka ø10 - 45	ČSN 426510	11500			1			31
2	Čep ø22 - 35	ČSN 426510	11500			1			32
1	Čep ø32 - 65	ČSN 426510	11500			1			33
1	Čep ø80 - 85	ČSN 426510	11500			1			34
1	Čep ø10 - 50	ČSN 426510	11500			1			35
1	Čep ø10 - 20	ČSN 426510	11500			1			36
1	Vidlice ø12 - 40	ČSN 426510	11500			1			37
1	Šroub ø12 - 60	ČSN 426510	11500			1			38
1	Kloub								39
1	Trubka ø60x2,5-50	ČSN 425715	11500			1			40
1	Trubka ø70x8-15	ČSN 425715	11500			1			41
2	Pouzdro ø15 - 15	ČSN 428611	423016			Cu5			42
1	Pouzdro ø24 - 16	ČSN 428611	423016			Cu5			43
1	Pouzdro ø40 - 22	ČSN428611	423016			Cu5			44
1	Kroužek ø14 - 3	ČSN 426510	13130			2			45
1	Trubka Js 10	ČSN 426712	11550				Délka 2m		46

brake M.

VŠST
Liberec

HM SPK

DP-VS-160/79-401

2	Trubka Js 6	ČSN 426712	11550						Délka 0,2m	47
1	Trubka Js 6	ČSN 426712	11550						Délka 1m	48
	Hadice 631 HV	ČSN 635391								49
	Hadice 631HV	ČSN 635391								50
2	Hrdlo Js 10	ČSN 137850								51
1	Hrdlo Js 6	ČSN 137850								52
1	Přípojka Js 6	ČSN 137722								53
1	Přípojka Js 8	ČSN 137722								54
1	Matice Js 8	ČSN 137950								55
1	Trubka Js 10	ČSN 426712							Délka 0,3m	56
1	Šroub M6x18	ČSN 021101								57
1	Šroub M6x35	ČSN 021101								58
1	Šroub M5x10	ČSN 021101								59
8	Šroub M10x25	ČSN 021101								60
4	Šroub M8x70	ČSN 021101								61
4	Šroub M8x25	ČSN 021101								62
6	Šroub M16x45	ČSN 021101								63
4	Šroub M10x90	ČSN 021101								64
4	Šroub M8x75	ČSN 021131								65
4	Šroub M8x90	ČSN 021101								66
2	Šroub M6x25	ČSN 021101								67
2	Šroub M4x10	ČSN 021101								68
4	Šroub M5x8	ČSN 021131								69

Právní M.

VŠST
Liberec

HM SPK

DP-VS-160/79-401

4	Šroub M6x20	ČSN 021131							70
4	Matice M6	ČSN 021401							71
6	Matice M16	ČSN 021401							72
1	Matice M20	ČSN 021403							73
1	Matice M12	ČSN 021403							74
2	Matice Js 10	ČSN 137850							75
1	Matice Js 6	ČSN 137950							76
1	Škrťací šroub M10x40	ČSN 426510	11500			1			77
1	Podložka 6,4	ČSN 021702							78
8	Podložka 10,2	ČSN 021740							79
8	Podložka 8,2	ČSN 021740							80
10	Podložka 17	ČSN 021702							81
8	Podložka 10,2	ČSN 021740							82
1	Podložka 10,5	ČSN 021751							83
2	Podložka ø18-1	ČSN 426510	11500			1			84
1	Podložka ø30-1	ČSN 426510	11500			1			85
1	Podložka ø50-1	ČSN 426510	11500			1			86
4	Podložka ø30-1	ČSN 426510	11500			1			87
2	Pojistný kroužek ø10	ČSN 022930							88
1	Pojistný kroužek ø18	ČSN 022930							89
1	Pojistný kroužek ø35	ČSN 022930							90
4	Pojistný kroužek ø20	ČSN 022930							91
2	Pojistný kroužek ø100	ČSN 022931							92

Beauke M

VŠST
Liberec

HM SPK

DP-VS-160/79-401

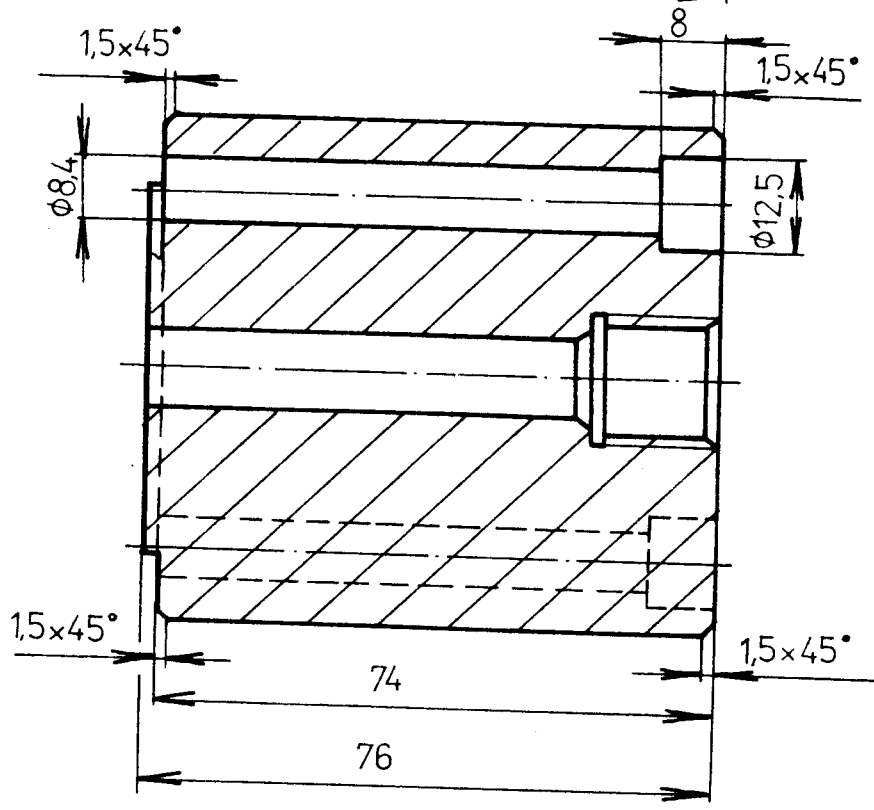
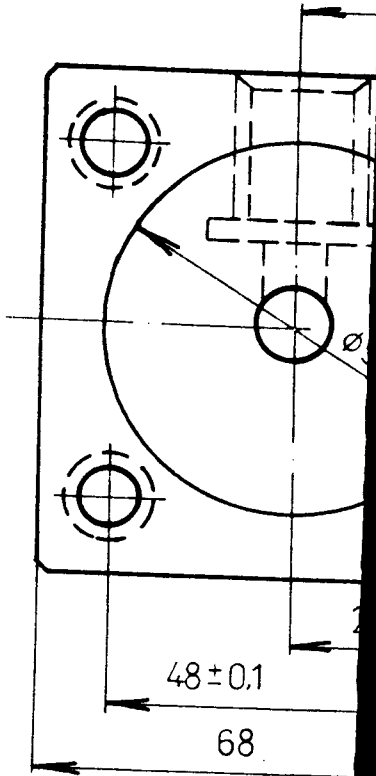
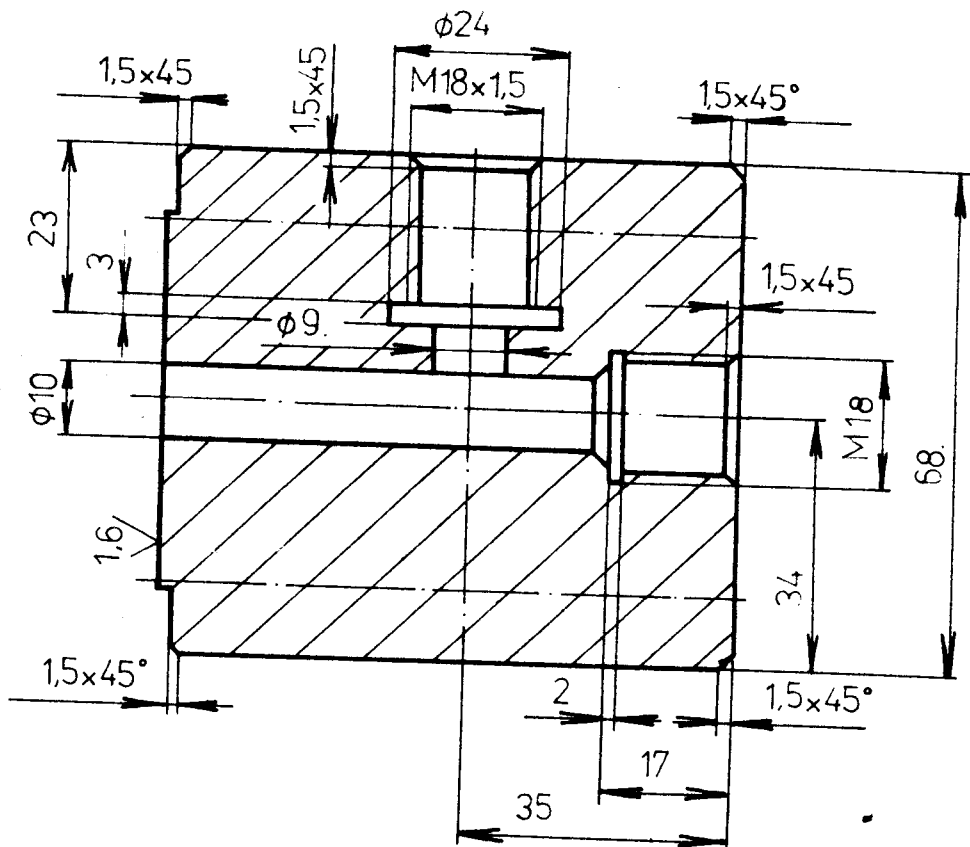
4	Těsnící prsten pružný Js 10	ČSN 137931						93
1	Pero 18x11x32	ČSN 022562						94
4	Kolík 5x20	ČSN 022150						95
2	Kolík 5x45	ČSN 022150						96
4	Kolík 5x20	ČSN 022150						97
1	Kroužek 45x2	ČSN 029281						98
4	Kroužek 38x2	ČSN 029281						99
1	Kroužek 6x2	ČSN 029281						100
1	Kroužek 16x2	ČSN 029281						101
1	Kroužek 14x2	ČSN 029281						102
1	Kroužek 14x2	ČSN 029281						103
1	Podložka ø14-1	ČSN 643617	silon					104
1	Zpětný ventil JHDZs 15							105
2	Ložisko 6211	ČSN 024636						106
1	Rotační hydro-motor JHMA 2-4							107
2	Čep ø22-55	ČSN 426510	11500		1			108
1	Kladka ø32-20	ČSN 426510	11700		1			109

Prover M.

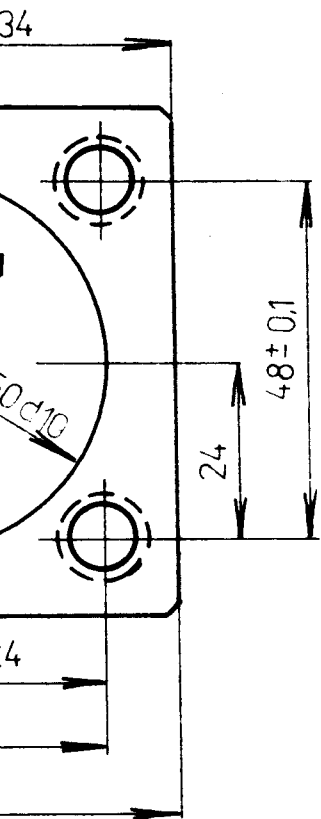
VŠST
Liberec

HM SPK

DP-VS-160/79-401



3,2 (1,6)



□ 80-80

ČSN 425121

11 500

1

DP-VS-160/
79-001

2

Provier M.

1:1

VŠST
Liberec

PŘÍRUBA
GENERÁTORU

DP-VS-160/79-303