

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI
nositelka Řádu práce

NOVÉ ZPŮSOBY TLUMENÍ PNEUMATICKÝCH PODLOŽEK
Kandidátská disertační práce

Vědní obor: 23-01-9

Části strojů a mechanismů

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI



3146088266

Aspirant: Ing. Květoslav Mastník

Liberec 1988

OBSAH

1.0. Úvod	strana 4
1.1. Přehled o současném stavu problematiky, která je předmětem disertace a odborné literatury, jež se zabývá zkoum. otázkami	5
1.2. Cíl disertace	6
1.3. Zvolené metody zpracování	6
2.0. Problematika tlumení soustav opatřených pneumatickými pružinami ve srovnání se soustavami opatřenými klasickými pružinami	7
2.1. Potřeba tlumení harmonického pohybu	10
3.0. Použití hydraulických tlumičů	14
3.1. Vlastností klasických tlumičů v provozu	14
3.2. Užití regulovatelných hydr. tlumičů	16
3.3. Způsob hodnocení hydraulických tlumičů	20
3.4. Metodiky měření	22
3.5. Snímání zdvihové charakteristiky	23
3.6. Snímání rychlostní charakteristiky	24
3.7. Ukázky některých zdvihových a rychlostních charakteristik	30
4.0. Rozbor silových a energetických poměrů u kmitející soustavy	36
4.1. Soustava kmitející netlumeným harmonickým pohybem	36
4.2. Soustava kmitející tlumeným harmonickým pohybem	38
5.0. Pneumatická pružina s řízeným vnitřním dějem	42
5.1. Pneumatická pružina s vlastním jednosměrným tlumením	42
5.2. Pneumatická pružina s obousměrným vlastním tlumením	45

5.3. Tlumená pneumatické pružiny s řízeným dějem v jedné krajní poloze	49
5.4. Zkušební pneumatická pružina s vlastním tlumením	58
5.5. Měření na zkušební pneumatické pružině s vlastním tlumením	61
5.6. Zhodnocení výsledků měření	72
6.0. Pneumat. pružiny s přímým hydraulickým tlumením	75
6.1. Možnosti regulace pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením	81
6.2. Orientační výpočet hlavních rozměrů kombinovaného vent. pro zkušební pneumat. pružinu	84
6.2.1. Řešení pojistné funkce kombin. ventilu	86
6.3. Návrh zkušební pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením	88
6.4. Zkoušky prováděné na zkušební pneumatické pružině s přímým hydraulickým tlumením	91
6.5. Zhodnocení měření na zkušební pneumatické pružině s přímým hydraulickým tlumením	97
6.6. Dynamický rozbor dějů v pneumatické pružině s přímým hydraulickým tlumením	99
6.7. Celkový tlumicí účinek zkušební pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením	109
7.0. Možností lepšího využití klasických hydraulických tlumičů aut. typu u pneumatických podložek	115
8.0. Závěr	123
8.1. Výsledky disertace s uvedením nových poznatků	123
8.2. Konkrétní závěry pro realizaci ve společenské praxi a další rozvoj vědy	125
Literatura	128
Použitá označení	130

1.0. Úvod

Různé druhy rázů, chvění a vibrací mohou značnou měrou ovlivňovat činnost energetických a výrobních zařízení a pracovní prostředí jejich obsluh. Proto se konstruktéři již dlouhou dobu snaží tento problém řešit a jeho vlivy omezit na minimum. Byl s jistým náskokem řešen v oblasti vozidlové dopravy. Postupně ho však bylo třeba začít řešit i v jiných oblastech lidské činnosti, v jiných oborech. I zde se podílí na zvyšování technických parametrů navrhovaných zařízení a na zlepšení pracovního prostředí na což se klade stále větší důraz. Jde nejen o průmysl, ale i o některé speciální úkoly ve výzkumu, jemné mechanice, zdravotnictví a pod. V průmyslu jde především o průmysl strojírenský, textilní, sklářský, polygrafický a další.

V posledních desetiletích se pro odpérování hmot a odstranění rázů různých strojů začínají používat stále více pneumatické pružiny ve spojení s hydraulickými tlumiči kmitů. Pneumatickými pružinami jsou odpérovány některé druhy automobilů a autobusů a pro pracovní stroje jsou používány různé druhy pneumatických pružin, zabudovaných do speciálních podložek, na které se tyto stroje umisťují. Takováto pneumatická podložka sestává z rámu, na který se ukládá pracovní stroj, pneumatických pružin, hydraulických tlumičů a z regulačního systému, který slouží k ovládání podložky, regulaci výšky a pod. Tyto podložky se již osvědčily u různých výrobních zařízení, především pro některé jedinečné vlastnosti pneumatických pružin. Vzduch při své kompresi a expansi je dokonalým pružícím médiem, které navíc dobře izoluje zvuky a vibrace. Různou konstrukcí pružiny se může dosáhnout i různých průběhů charakteristik, t.j. závislosti síly na stlačení pružiny. Jedna a táž pneumatická pružina může dosáhnout i různých únosností a proto může sloužit pro odpružení různých hmotností, stačí jen změnit základní přetlak pružícího média. Tím je vlastně měnitelná tuhost pneumatické pružiny, vítaná a snadno realizovatelná vlastnost, která se nedá u jiných pružin realizovat. Směrem nahoru je tato vlastnost omezená pevností pryžokerdového "obalu" pružiny. Z toho plyne i další vynikající vlastnost pneumatické pružiny, že při jejím použití se dá udržet stálá střední výška pracovního stroje nebo vozidla nad základnou nebo vozovkou, nehledě na velikost odpružené hmotnosti. Tuto stálou polohu nad základnou "hlídají" polohové ventily, kte-

ré dle potřeby připouštějí, nebo odpouštějí vzduch do pružiny. Nastaví prázdný tlak v pružině, který je třeba pro udržení střední výšky nad základnou.

Jelikož se při změně hmotnosti mění i tuhost pneumatické pružiny, zůstává poměr tuhosti pružiny a hmotnosti kmitající soustavy k/m , na kterém především závisí vlastní frekvence soustavy, stálý. To je další výhoda kmitající soustavy opatřené pneumatickými pružinami.

Na druhé straně si je třeba uvědomit, že pokud se mluví o klasických pružinách, jde skutečně jen o pružiny. Pokud však jde o pružiny pneumatické, u kterých se chce využít všech jejich předností a výhod, je třeba vzít v úvahu, že nejde jen o samotnou pneumatickou pružinu, ale o různé ovládací prvky, instalační materiál, zásobníky a zdroj tlakového vzduchu. To nejsou jistě, vzhledem k pořizovacím nákladům, zanedbatelné položky. Proto je třeba při navrhování podložky pro odizolování rázů a vibrací dobře zvážit jakých pružin se použije. Zvážit přednosti pneumatických pružin v porovnání s náklady, které budou jistě větší než u podložek opatřených některými běžnými typy pružin.

Zůstává však ještě jeden problém, a to je postupné odstranění kmitání těchto soustav - tlumení. Soustavy, které se pod účinky vnějších impulsů /budících sil/ rozkmitají je třeba neustále uvádět do klidu. Tomuto procesu se říká tlumení. Po fyzikální stránce jde o to převést energii kmitavého pohybu na jiný druh energie, zpravidla na energii tepelnou. Tím se dosáhne "zklidnění" kmitající soustavy, která je tím vlastně opět připravena přijmout další vnější impuls od kmitající síly a svým novým rozkmitáním zabránit jeho přenosu dále.

1.1. Přehled o současném stavu problematiky, která je předmětem disertace a odborné literatury, jež se zabývá zkoumanými otázkami

Otázkami pružného ukládání strojů a zařízení se zabývá věda a technika již několik desetiletí. Základní problémy odpružení byly nejprve řešeny v oblasti dynamiky strojů. Postupně s růstem významu pro praxi se z dané problematiky vyvinul samostatný vědní obor. V posledních letech se tato problematika řeší za pomoci stále vyspělejší výpočetní techniky. Někdy je třeba předem použít

řešení na modelu daného zařízení.

K pružnému ukládání pracovních strojů na vhodně navržené pneumatické podložky patří neoddelitelně užití tlumičů kmitů. Ve většině případů tuto funkci obstarávají teleskopické hydraulické tlumiče "zapůjčené" od automobilního průmyslu.

Vyjímečně se lze v praxi setkat s regulovatelnými hydraulickými tlumiči, jejichž cena, vzhledem ke složitosti konstrukce, je podstatně vyšší. To také brání jejich většímu rozšíření.

Samotné pneumatické pružiny s vlastním tlumením nejsou ještě v praxi užívány. Lze se s nimi ojediněle setkat v patentové literatuře.

Literatura, která je v práci uvedena se týká spíše jen všeobecné problematiky pružného ukládání strojů, s výjimkou podkladů autorských osvědčení /20 až /23/.

1.2. Cíl disertace

Problematika pružného uložení strojů spočívá ve vhodném řešení odpružených podložek pod tyto stroje. Jejich návrh spočívá ve vyřešení kmitající soustavy oasezené pneumatickými pružinami a vhodnými tlumiči kmitů. Dosud to zpravidla bývaly teleskopické hydraulické tlumiče automobilového typu. Cílem této práce je navrhnout netradiční způsoby tlumení pneumatických podložek. Řešení sledovalo možnosti zkvalitnění funkce těchto podložek, použitím buď pneumatických pružin s vlastním tlumením, nebo dokonalejší využití klasických teleskopických hydraulických tlumičů. Práce řeší tuto problematiku vesměs původními návrhy, na které byla udělena autorská osvědčení.

1.3. Zvolené metody zpracování

Hydraulický tlumič při stlačování pneumatické podložky vlastně "posiluje" stlačující se pneumatickou pružinu a naopak, při "roztahování" pneumatickou pružinu "zeslabuje". Tento poznatek mě přivedl k myšlence navrhnout takovou pneumatickou pružinu, jejíž charakteristika by byla v každém směru pohybu jiná - při stlačování by byla "tužší" a při roztahování "měkčí". Ukázalo se, že tato myšlenka je reálná a že se takovéto pružiny dají navrhnout a realizovat, někdy docela snadno.

Postupem doby, kdy jsem se touto problematikou zabýval, se mi podařilo navrhnout několik principů, jak tento problém lze řešit. V práci jsou jednotlivá řešení popsána a zobrazena.

Pro ověření funkce byly navrženy dvě zkušební pneumatické pružiny s vlastním tlumením. Byly upraveny tak, aby se u nich nechal měnit i účinný vzduchový objem, čímž se vlastně nechala měnit základní charakteristika pružiny. Konstrukční návrh byl ovlivněn snahou po jisté typizaci podstatné části obou zkušebních pneumatických pružin. To znamená, že většina dílů pro obě pružiny byla totožná. Tím se jejich výroba podstatně urychlila a zlevnila.

Ke zkouškám se přikročilo proto, aby se ověřily vlastnosti a možnosti těchto pneumatických pružin s vlastním tlumením. Dále měly upozornit na případná úskalí těchto nových myšlenek, která se mohou snadno přehlédnout. Obzvláště první pružina měla odzkoušet princip, který se teoreticky zdál, pro svoji složitost, téměř neřešitelný - i když na druhé straně byl výrobně nejjednodušší a z toho důvodu byl i nejprůběžnější.

Zkoušky, které byly s těmito pružinami provedeny v podstatě potvrdily realitu myšlenek i když nebyly ve všech případech stejné perspektivní.

Výsledky zkoušek byly zhodnoceny a teoreticky rozebrány, obzvláště u pružiny s přímým hydraulickým tlumením, aby se zjistily, pokud možno, všechny vlivy, které na činnost těchto pružin působí, aby se ukázalo jak výsledky ovlivnila metodika zkoušek.

Pokud jde o lepší využití klasických teleskopických hydraulických tlumičů automobilového typu u pneumatických podložek, vychází se z toho, že u těchto podložek dosud užívaných, konejší tlumiče jen malou část svého maximálního zdvihu.

2.0. Problematika tlumení soustav opatřených pneumatickými pružinami ve srovnání se soustavami opatřenými klasickými pružinami

Klasické hydraulické tlumiče jsou pevně seřizené a jejich vlastností se mění jen v závislosti na rychlosti pístu tlumiče, viz základní dif. pohybovou rovnici tlumeného harmonického pohy-

bu /1./

$$m/g + \frac{x}{l} + c\dot{x} + kx - F/x = 0$$

/1/

Rychlost pístu tlumiče odpovídající rychlosti harmonického pohybu, jak je vidět ze vztahu /2/, závisí na maximálním zdvihu a a na kruhové frekvenci tohoto pohybu ω ,

$$\dot{x} = a\omega \cos \omega t$$

/2/

Je-li tlumená kmitající soustava osazena na příklad šroubovými válcovými pružinami, bude její vlastní frekvence

$$\omega^2 = \frac{k}{m} - \frac{c^2}{2m}$$

/3/

Je vidět, že závisí na tuhosti pružiny k , na hmotnosti kmitající soustavy m a na konstantě tlumení c . Někdy se také nazývá součinitel tlumení. Jelikož ho zatím považují za konstantu, budu druhý člen vztahu /3/ zanedbávat.

Energie takto rozkmitané soustavy bude rovna

$$A = \frac{1}{2} m \omega^2 a^2$$

/4/

Ze vztahu /3/ a /4/ plyne, že změnou hmotnosti m kmitající soustavy se nepřímo úměrně mění ω^2 , ale přímo úměrně energie A . Výsledkem je, že se nezmění energie harmonického pohybu a hydraulický tlumič musí utlumit stále stejné množství energie. Lze si to představit tak, že při zvětšené hmotnosti m kmitající soustavy se musí pružiny více stlačit, aby novou zátěž "unesly". Při vybuzení kmitů vnějším impulsem, kmitá soustava níže, s nižší frekvencí, ale stejnou energií harmonického pohybu A . Konstanta pružiny k je stálá. Jelikož se však snížila frekvence kmitání ω , zmenšila se i rychlost harmonického pohybu a tím i tlumicí účinek hydraulických tlumičů. Ze vztahu /2/ a /3/ plyne, že tlumicí účinek se sníží úměrně výrazu $\frac{1}{\sqrt{m}}$.

Jinak tomu je u kmitajících soustav opatřených pneumatickými pružinami. Zde se vychází z toho, aby základní výška soustavy byla stálá a rozkmitání nastalo kolem této základní polohy. Stálou výšku soustavy lze zajistit jen změnou konstanty pružiny k . Při zvyšování hmotnosti m soustavy je třeba zvyšovat přímo úměrně i konstantu pružiny k . Děje se to připouštěním, nebo od-pouštěním tlakového vzduchu. Tuto funkci zajišťuje zpravidla několik polohových ventilů.

Jestliže by se charakteristika pneumatické pružiny v okolí

základní polohy pokládala za lineární, pak by se skutečně se zvyšováním hmotnosti m přímo úměrně musela zvyšovat tuhost pružiny k . V opačném případě, při částečné nelinearitě, by mohlo dojít k jistým úchylkám.

Při předpokladu lineární závislosti mezi hmotností m a tuhostí pružiny k plyne ze vztahu 3 že ω^2 zůstane při změně hmotnosti m téměř konstantní. Proto energie harmonického pohybu A ze vztahu 4 poroste přímo úměrně velikosti hmotnosti m . Jelikož se nezmění frekvence kmitání ω , nezmění se ani tlumicí účinek hydraulického tlumiče. Tento tlumič však musí "převést" větší množství mechanické energie harmonického pohybu na tepelnou energii. Po dosazení vztahu 3 do vztahu 4 plyne, že energie

$$A = \frac{1}{2} k a^2 \quad |5|$$

což je vlastně energie akumulovaná v pružině při maximálním výkmitu. Je z toho vidět, že energie kmitavého pohybu je přímo závislá na tuhosti pružiny - pokud se tuhost pružin mění, jak je tomu u pružin pneumatických.

Jelikož úkolem tlumení je za jistý počet kmitů "zklidnit" kmitající soustavu, musí být tlumiče schopny v této době převést mechanickou energii harmonického pohybu na energii tepelnou, která se projeví především ohřátím tlumičové kapaliny a celých tlumičů. Jelikož se, se změnou hmotností kmitající soustavy, začne doba "zklidnění" soustavy měnit, je to jistě na závadu a lze mluvit o tom, že se soustava "rozlaďuje".

Z předchozích úvah vyplynulo, že rozlaďování je podmíněno především změnou velikosti energie harmonického pohybu kmitající soustavy a změnou tlumicího účinku tlumičů při změně hmotnosti této soustavy. Zatím co u šroubových válcových pružin se při změně hmotnosti m energie harmonického pohybu A nemění a tlumicí účinek tlumičů se mění úměrně výrazu $\frac{1}{m}$ u soustav osazených pneumatickými pružinami se při změně hmotnosti soustavy m nemění tlumicí účinky hydraulických tlumičů, ale mění se energie harmonického pohybu A přímo úměrně změně hmotnosti kmitající soustavy m . Je tedy vidět, že soustava opatřená pneumatickými pružinami je daleko citlivější na změnu hmotnosti soustavy m .

Při těchto úvahách byl zanedbán vliv druhého členu ze vztahu 3, což je možné obzvláště, když je stálá konstanta tlumení c .

2.1. Potřeba tlumení harmonického pohybu.

Harmonický pohyb s tlumením $c\dot{x}$ a budící síla F/x je popsán pohybovou rovnicí /1/. Jde o kmitající soustavu s jedním stupněm volnosti. Řešení této rovnice je součtem řešení rovnice zkrácené /bez členu F/x / a řešení partikulárního.

Řešení zkrácené rovnice má tvar

$$x = e^{-\frac{c}{2m}t} (A \cos \omega t + B \sin \omega t), \quad /6/$$

kde A , B jsou integrační konstanty a

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{c}{2m}\right)^2}. \quad /7/$$

Je-li c imaginární, jsou kořeny charakteristické rovnice reálné a pro $c > 0$ záporné, takže pohyb je aperiodický, výchylka se stále zmenšuje, aniž mění znaménko. Rozhraní mezi periodickými a aperiodickými kmity určuje kritická hodnota tlumení

$$c_k = 2\sqrt{km}, \quad /8/$$

při které $\omega = 0$. Periodickým pohybem se zde rozumí pohyb, při kterém výchylka x mění v pravidelných intervalech znaménko, může se však postupně měnit i amplituda.

Je-li záporný exponent na pravé straně /6/ veliký, je výchylka x prakticky zanedbatelná. V čase $t > 6m/c$ bude mít exponent hodnotu -3 a kmitání popsané rovnicí /6/ prakticky zanikne. Poněvadž toto kmitání proběhne bez působení vnější síly F /jde totiž o řešení homogenní rovnice/, nazývá se kmitání volné. V ustáleném stavu se tedy volné kmitání nevyskytuje, neboť po určité době zaniká. Je charakteristické pouze pro rozběh, nebo doběh stroje. Sem však také patří pružná ²půložka, na které je pracovní stroj, jehož silové impulsy jsou nahodilé a nechá se u nich vysledovat žádná frekvence ani žádná pravidelnost. Podobně se chová i automobil na vozovce. Přesto však tyto nahodilé budící síly /impulsy/ způsobí rozkmitání soustavy, kterou je třeba uvést do opětného klidu, pokud možno dříve, než nastane další silový impuls, který soustavu opět rozkmitá. Jde většinou o tlumení, při kterém se soustava uvede do opět-

ného klidu velmi rychle. U takového kmitání nepřichází v úvahu ani žádné nebezpečné resonance. Tlumiče však musí být poměrně značně dimensované, aby vykmitnuvší soustava byla jimi rychle uvedena do klidu. Nesmí dovést dlouhodobější rozkmitání soustavy. S tímto způsobem použití tlumičů se můžeme setkat u silničních vozidel, nebo u odpružených podložek, na kterých jsou stroje, které pracují se značnými rázy, avšak nepravidelně, jako na příklad kovací buchary a pod.

Vynucené kmitání je popsáno partikulárním řešením

$$x = x_0 \cos(\omega_1 t - \varphi) \quad /9/$$

Výsledné kmitání je dáno součtem řešení zkrácené rovnice /6/ a partikulárního řešení /9/.

$$x = e^{-\frac{C}{2m}t} (A \cos \omega t + B \sin \omega t) + x_0 \cos(\omega_1 t - \varphi) \quad /10/$$

Po zjištění integračních konstant a po některých dalších úpravách má řešení následující tvar

$$x_0 = \frac{F_0}{k} \cdot \frac{1}{\sqrt{[1 - (\frac{\omega}{\Omega})^2]^2 + (2 \frac{C}{C_k} \frac{\omega}{\Omega})^2}} \quad /11/$$

ze kterého lze usoudit na některé zajímavé okolnosti.

Kdyby síla F_0 působila jako síla stálá $\omega_1 = 0$, způsobila by výchylku

$$x_{st} = \frac{F_0}{k} \quad /12/$$

což je vlastně stlačení pružiny o tuhosti k .

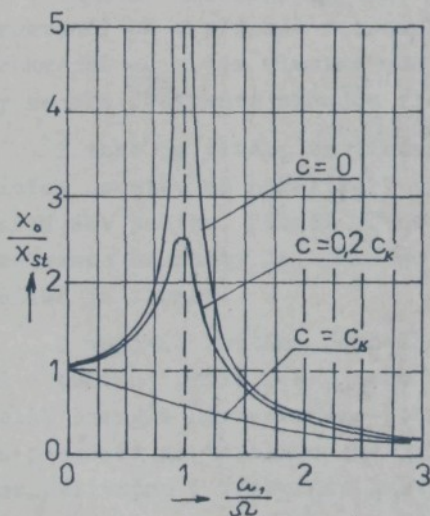
Ve výrazu /11/ $\Omega = \sqrt{k/m}$ je vlastní frekvence kmitání soustavy. Je-li kruhová frekvence budící síly taková, že amplituda nabývá extrémních hodnot, mluví se o rezonanci $\omega_{1 \text{ res}} = \Omega$. Vlivem tlumení vzniká rezonance při nižší budící kruhové frekvenci ω než při netlumeném $\omega_{1 \text{ res}} = \Omega$. Při tlumení kritickém, nebo

větším než kritickém, resonance nenastává, neboť výchylka je při $\omega \rightarrow 0$ vždy menší než za klidu. Je-li tlumení malé, je přibližně $\omega_{1 \text{ res}} \approx \Omega$. Potom úpravou vztahu /11/ a dosazením za c_k vztah /8/ dostaneme po úpravě

$$x_{0 \text{ res}} = \frac{F_0}{C} \sqrt{\frac{m}{k}} \quad /13/$$

Názorně jsou všechny tyto výsledky patrný z obr.1. Tímto způsobem kmitají odpružené podložky nesoucí zařízení, které vyvoluje budící síly probíhající neustále, podle nějakého zákona a lze tedy u nich určit nejen jejich velikost, ale i jejich frekvenci. Tyto údaje jsou podmíněny vlastním pracovním dějem stroje, který je na odpružené podložce umístěn. Tento

pracovní stroj pracuje většinou nepřetržitě a proto i budící síla je nepřetržitá.



obr.1

Pro úspěšný návrh pružné podložky bude zajímavá obzvláště frekvence budící síly ω_1 . Dobře navržená pružná podložka by se měla se svou vlastní frekvencí Ω , při uvažování i hmotnosti na ní umístěného zařízení, dostat mimo oblast frekvence budící síly ω_1 . Jinak by zde nastala rezonance a tím i neúměrné rozkmitání celé soustavy. Přitom je třeba vzít v úvahu

i nižší a vyšší harmonické. Proto je vždy dobře udělat si při takovémto konstrukčním řešení předem frekvenční analýzu, která by spočívala v tom, že by se spočítala vlastní frekvence kmitající soustavy Ω a její nejbližší harmonické a srovnaly by se s frekvencí budící síly ω_1 .

Jak je vidět z obr.1, při návrhu kmitající soustavy bezpečně mimo rezonanční oblast, nejsou tlumiče ani zapotřebí. Dokonce by jejich zabudování zhoršilo v jistém směru vlastnosti pneumatické odpružené podložky. Každá klasická pneumatická pružina je dobrým izolátorem šíření různých zvuků a vysokých frekvencí. Zabudováním hydraulického tlumiče, který je kovový, se vlastně tyto izolátory zvuku přemostí a ty se pak mohou přenést ze stroje umístěného na pneumatické podložce do základů a na další navazující zařízení. Toto by platilo jednoznačně, pokud by soustava pracovala v podrezonanční oblasti. Pokud by však pracovala v nadrezonanční oblasti, pak mají tlumiče význam pro překonávání rezonanční oblasti, při rozbíhání nebo zastavování soustavy. Tlumiče pak sníží výrazně amplitudu v rezonanční oblasti. Při použití $\underline{c} = \underline{c}_k$ se lze dostat s výkmitem $\underline{x}_0$ i pod statické stlačení pružiny $\underline{x}_{st}$. Velké tlumení poněkud sníží i vlastní frekvenci $\underline{\Omega}$. To by umožnilo dostat se s vlastní frekvencí $\underline{\Omega}$ v případě rezonance alespoň poněkud mimo budící frekvenci $\underline{\omega}$ a tím vlastně odstranit nebezpečí rezonance, pokud by se obě frekvence náhodou sešly.

Z toho je vidět, že tlumení /zabudování tlumičů/ u kmitajících soustav má několikový význam, podle vlastností a druhu kmitavého pohybu. Záleží především na tom, jaká je vlastní frekvence soustavy $\underline{\Omega}$, jaká je frekvence budící síly $\underline{\omega}$ a jak velké je tlumení.

U volného kmitání rozhodne velikost tlumení o tom, půjde-li o kmitání periodické, nebo aperiodické. Jde vlastně o to, kolik energie harmonického pohybu se stačí během jednoho zdvihu přeměnit na tepelnou energii zásluhou tlumení. Tlumením je zde ovlivněna i frekvence kmitání.

Pokud jde o vynucené kmitání, tam se tlumením výrazně snižuje amplituda při překonávání rezonanční oblasti. Dále se nechá poněkud změnit i vlastní frekvence kmitající soustavy $\underline{\Omega}$. Při tlumení nadkritickém se sníží amplituda pod hodnotu statické výchylky $\underline{x}_{st}$.

Proto má význam se problematikou tlumení v souvislosti s pneumatickými pružinami zabývat. Má to význam tím spíše, že tyto pružiny mají vynikající vlastnosti a nemají vlastní útlum.

3.0. Použití hydraulických tlumičů

Odpružení kmitajících soustav pneumatickými pružinami bývá v současné době realizováno povětšinou ve spojení s klasickými teleskopickými hydraulickými tlumiči automobilového typu.

Jde-li o odpružení soustavy, za pomoci pneumatických pružin, jejíž hmotnost se nemění, pak tyto tlumiče zcela dobře vyhoví, není totiž problém osadit kmitající soustavu různým počtem těchto tlumičů a nebo různě velikými tlumiči tak, aby se dosáhlo požadovaného tlumení. Výhodou těchto tlumičů je především jejich snadná dostupnost na trhu a přijatelná cena vzhledem k dokonalé technologii jejich výroby. V tomto případě se však jaksi ztrácí hlavní výhoda pneumatické pružiny - zachycovat kmity soustav různých hmotností při stálé výšce nad základnou. Na druhé straně nelze však opomenout vibroizolační vlastnosti těchto pružin, které jsou také často velmi důležité.

Problém s odpružením a tlumením soustav opatřených pneumatickými pružinami nastane tam, kde se bude měnit hmotnost této soustavy. Tento problém, jak vyplynulo z předchozí kapitoly, je podstatně větší než u klasické pružiny šroubové. Pneumatická pružina snadno udrží stejnou statickou výšku i při měnící se hmotnosti soustavy tím, že mění vnitřní tlak vzduchu. To však způsobuje změnu tuhosti pružiny. Soustava kmitá stále stejnou frekvencí, avšak energie harmonického pohybu roste a je tedy třeba, aby tlumiče utlumily více mechanické energie a převedly ji na energii tepelnou. Tomu mohou ovšem vyhovět pouze tlumiče s měnitelným útlumem. Při použití takevýchto tlumičů se teprve mohou plně realizovat výhody pneumatických pružin.

3.1. Vlastnosti klasických tlumičů v provozu

Tento tlumič má, při neměnicích se veličinách harmonického pohybu, stále stejné vlastnosti, t.j. stejnou tlumící sílu a stejnou utlumenou energii. Nemá tedy schopnost měnit své tlumení v závislosti na tom, jak se mění hmotnost kmitající soustavy a tedy i energie harmonického pohybu. To má za následek, že s rostoucí hmotností odpružené soustavy se prodlužuje i doba potřebná na utlumení "uklidnění" soustavy po předchozím rozkmitání. Dá se tedy říci, že tyto klasické hydraulické tlumiče vyhovují jen pro určitou hmotnost kmitající soustavy a že každá úchylka od této hmot-

nosti směrem nahoru i dolů způsobí její "rozladění".

Ve skutečnosti tlumicí schopnost těchto tlumičů s použitím neustále klesá, neboť dochází k opotřebení těch jeho částí, které mají mít co nejmenší výrobní vůle. Tyto vůle se zvětšují, tlumicí kapalina protéká s menšími hydraulickými odpory a tlumicí síla tlumiče klesá. Dále dochází k únavě ventilových pružin, nebo přímo planžetových ventilků. Ty pak začínají dříve a ve větší míře propouštět tlumičovou kapalinu z prostoru pod pístem do prostoru nad píst, nebo z vyrovnávacího prostoru do prostoru pod píst a zpět. Tím se pochopitelně také sníží tlumicí schopnosti hydraulického tlumiče.

Hydraulický tlumič je naplněn tlumičovou kapalinou, což bývá zpravidla olej o malé viskozitě. Je třeba, aby se zamezilo jejímu úniku během používání tlumiče, neboť únik opět zhoršuje vlastnosti tlumiče. Během používání se nedá, byť malému, úniku zabránit. Lze tedy konstatovat, že vlastnosti hydraulického tlumiče se časem používání zhoršují. U některého tlumiče se tyto nepříznivé vlivy mohou nahodile sejít ve větší míře. Jeho funkční zhoršení potom může být značné. Proto se doporučuje přesvědčit se po delší době provozu tlumičů o změně jejich vlastností. Někdy se závady po výměně drobných součástí dají odstranit a tlumič se po seřízení může opět užívat. Jindy je třeba jeho výměna. K tomu je třeba mít k dispozici nějaké zkušební "cejchovní" zařízení, které by vlastnosti tlumiče objektivně posoudilo. O hodnocení vlastností tlumičů a o snímání jejich charakteristik bylo pojednáno v minulých výzkumných zprávách.

V souvislosti s hydraulickými tlumiči je třeba poukázat, jaký vliv má tlumičová kapalina na vlastnosti těchto tlumičů. Hydraulický odpor této kapaliny, proti proudění v tlumiči, je přímo úměrný viskozitě. Ta, jak je známo, je silně závislá na teplotě. Hydraulický tlumič jako, jako "likvidátor" kinetické energie harmonického pohybu kmitající soustavy, mění tuto energii na energii tepelnou, která se projevuje zvýšením teploty tlumičové kapaliny a celého tlumiče. Výše teploty je přímo úměrná utlumené energii a nepřímo měrnému teplu této kapaliny. Jelikož zvýšením teploty tlumičové kapaliny se sníží její viskozita, sníží se i tlumicí schopnosti daného hydraulického tlumiče. Navíc přetlak, který vznikne v tlumiči vlivem jeho zahřátí, namáhá nepříz-

nivě ucpávky i za klidu tlumiče a zapříčiňuje únik tlumičové kapaliny. Nepříznivě ovlivňuje vlastnosti tlumiče i pěníení tlumičové kapaliny, kterému se může odpomoci přetlakem vzduchu nad kapalinou. Tohoto vylepšení hydraulického tlumiče kmitů se v současné době používá u některých soutěžních automobilů.

Klasické teleskopické hydraulické tlumiče kmitů jsou konstruovány většinou pro pružiny, nebo pružnice ocelové, které svou charakteristiku s ohledem na hmotnost kmitající soustavy mění jen v závislosti na stlačení. Nemohou udržet stálou výšku nad záladnou pro různé hmotnosti kmitající soustavy. Při těchto horších vlastnostech ocelových pružin, ve srovnání s pneumatickými pružinami, toho již hydraulické teleskopické tlumiče klasického automobilového typu, to znamená pevně nastavené, nemohly mnoho "pokažit". Jak již bylo podotknuto, mohou docela dobře vyhovět pro ustálené provozní podmínky, tedy především pro osazení pneumatických podložek pod výrobní zařízení vykazující za provozu značné rázy, chvění a vibrace.

Na druhé straně jsou tyto klasické tlumiče prodávány v přijatelných cenách, neboť jejich výroba se po létech užívání technologicky značně zdokonalila a tedy i zlevnila.

3.2. Užití regulovatelných hydraulických tlumičů

V úvodu bylo zdůvodněno, že je třeba kmitající soustavu tlumit v závislosti na její hmotnosti. Proto se již delší dobu hledají pro tyto účely samoregulační tlumiče vhodných vlastností a v přijatelných výrobních cenách.

Z dosavadních poznatků vyplývá, že nelze nalézt charakteristiku tlumení, u tlumiče klasického /neregulovatelného/, splňující současně požadavky optimálního útlumu kmitání odpružených hmot v celém rozsahu jízdních režimů, nebo v celém rozsahu charakteristik pneumatických pružin.

Jednou z cest řešících tyto potíže může být použití pneumatických pružin ve spojení s regulovatelnými hydraulickými tlumiči pérování, u nichž se charakteristika tlumení přizpůsobuje daným provozním podmínkám. Přitom se tlumič může nastavit předem, nebo se reguluje přímo za provozu podle potřeby, třeba v závislosti na měnícím se tlaku vzduchu v pneumatických pružinách. Jejich většímu rozšíření zatím brání značná složitost a cena.

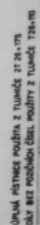
Na obr.2 je ofotografován výkres jednoho ze dvou regulovatelných tlumičů, které se vyvinuly a vyrobily na naší katedře. Nosnou částí regulační jednotky je těleso 1, které je našroubováno ve vrchním válci a v jehož vnitřním vybrání se opírá pracovní válec tlumiče 13. V tělese 1 je nalisováno bronzové vodící pouzdro 7, dále je v horní části tělesa 1 vložena podložka 2, přítlačná pružina, kolík a těsnicí kroužek pístnice. Zátkou se vytvoří potřebný přetlak pružiny na kolíček a tím se zajistí utěsnění pístnice. Volným prostorem mezi tělesem 1 a podložkou 2 odchází průvrtem v tělese 1 do vyrovnávacího prostoru tlumičová kapalina protéká netěsností mezi pístnicí 24 a pouzdem 7.

V tělese regulačního ventilu 10, našroubovaného v tělese 1, je vedena jehla 4 a nalisovaná tryska obtokového ventilu 3. Jehla je utěsněna "U" manžetou 22, jejíž tvarovou stálost zajišťuje přítlačný kroužek 5 a opěrný kroužek 6, který dosedá na pojistný kroužek 16. Otvory ve dně tělesa 10 prochází tři kolíky 9, jejichž prostřednictvím je možno pomocí matice 12 měnit předpětí regulační pružiny 17. Tato pružina je jedním koncem opřena o vodící miskou membránového pístu 23. Jeho membrána je sevřena mezi tělesem ventilu 10 a víkem ventilu 11. Těleso a víko ventilu jsou spojeny čtyřmi šrouby 14 a maticemi 16. Ve víku ventilu je opět vedena posuvná regulační jehla 4, která prochází svou závitovou částí nábojem pístu 23. Závit umožňuje přesné nastavení posuvné regulační jehly 4. Zdvih pístu 23 je dán vnitřními osazeními ve víku 11 a tělese 10 regulačního ventilu.

Tlak ovládacího média /vzduchu/ nad pístem je těsněn pryžovou membránou pístu 23 a těsnicím kroužkem 19. Tvarovou stálost manžety 22 ve víku ventilu 11 zajišťuje přítlačný kroužek 5, který je zajištěn pružnou pojistkou 18.

Průtočný průřez obtokového ventilu 3 je regulován posuvnou jehlou 4. Celá regulace tlumení je vlastně založená na škrcení průtoku tlumičové kapaliny mezi prostorem v hlavním válci tlumiče 13 a vyrovnávacím prostorem tlumiče, který se nachází mezi oběma plášti tlumiče.

Tento regulovatelný tlumič se navrhoval ke kmitajícím sous-



21
VOST
LJUBLJANA
SLOVENIA
21
LJUBLJANA
SLOVENIA
1.513-172-00
TLUMIČ
Ljubljana
SLOVENIA

tavám opatřených pneumatickými pružinami. Proto jeho regulace je odvozená od změny tlaku vzduchu v pneumatických pružinách. Vzduch se přivádí do tělesa 11 nad membránový píst 23, který je zespolu vracen pružinou 17. Při zvětšení přetlaku vzduchu v pneumatické pružině vzroste tlak vzduchu i nad membránovým pístem 23, zvýší se tím i síla, která na něj působí. Tato síla překoná sílu nastavenou pružinou 17 a dojde k přesunutí membránového pístu 23 směrem dolu do polohy, kde se opět vyrovná síla na membránový píst 23 od vzduchu a síla pružiny 17. Přitom se však o stejnou hodnotu přemístí i posuvná jehla 4 a zmenší průtočný průřez v trysce obtokového ventilu 3, čímž se zvýší odpor postavený do cesty tlumičové kapaliny a tím se vlastně zvýší při nárustu tlaku vzduchu v pružině /zvýšení kmitající hmotnosti/ i tlumící účinky tohoto tlumiče. Při poklesu tlaku vzduchu v pneumatické pružině, následuje opačný proces, jehož výsledkem je snížení tlumících účinků tohoto tlumiče. Tím by se měly zachovat stálé vlastnosti kmitající soustavy opatřené pneumatickými pružinami.

Aby se nastavila správná pracovní oblast tohoto regulovatelného tlumiče, může se pomocí matice 12 a tří kolíků 9 nastavit požadované předpětí pružiny 17 a šroubováním posuvné jehly 4 nastavit její vhodnou polohu.

Popsaný tlumič dle obr.2 je vlastně tlumič samoregulovatelný. Tyto tlumiče jsou ovládány přídavným zařízením, které je citlivé na změnu hodnoty té veličiny, která se při provozu mění a má vliv na charakter kmitání odpružené soustavy. Může to být na příklad změna frekvence kmitání, změna tlaku vzduchu v pružině, změna zrychlení harmonického pohybu atd. Popsaný regulovatelný tlumič, dle obr.2 byl regulován změnou tlaku vzduchu v systému pneumatických pružin. Jeho charakteristiky jsou uvedeny v části - v části 3.7. na obr.17 a obr.18. Obzvláště je z nich dobře vidět, že složitost konstrukce a výroby, patrná z obr.2, nepřinesla očekávané výsledky pokud jde o účinnost a funkci tohoto tlumiče.

Vývoj regulovatelných hydraulických tlumičů směřuje k tlumičům samoregulovatelným, které nevyžadují pozornost ani zásah řidiče či obsluhy. Rozšíření lze očekávat u dražších vozidel.

3.3. Způsob hodnocení hydraulických tlumičů.

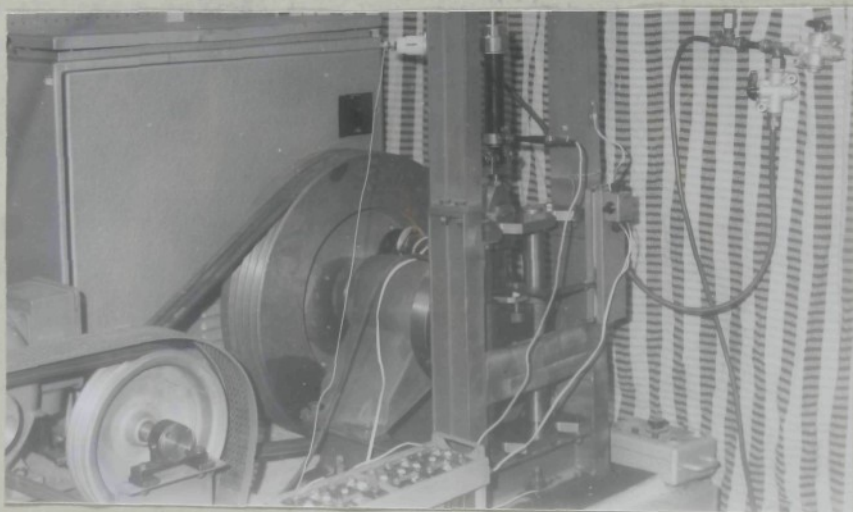
Pneumatické pružiny mají nepatrné vlastní tlumení a proto se zatím stále používají ve spojení s hydraulickými tlumiči, a to nejčastěji s obyčejnými, neregulovatelnými. Ty jsou celkem spolehlivé a v přijatelných cenách, ve srovnání s hydraulickými tlumiči regulovatelnými. Takováto kmitající soustava /hmotnost, pružina, tlumič/ se potom navrhne na nejběžnější režim práce. Pro správné naladění soustavy je třeba znát parametry této soustavy. Kromě velikosti hmotnosti odpruženého zařízení a konstanty tuhosti pružiny, jsou to také vlastnosti hydraulického tlumiče. Teprve potom lze přistoupit k vlastnímu "ladění" kmitající soustavy.

Zpočátku se hydraulické tlumiče posuzovaly pouze podle jejich zdvihových charakteristik, kde tlumicí síla je zaznamenána v závislosti na zdvihu tlumiče $F = f/x$ /. Kmitající soustava se totiž většinou naladila podle subjektivních dojmů.

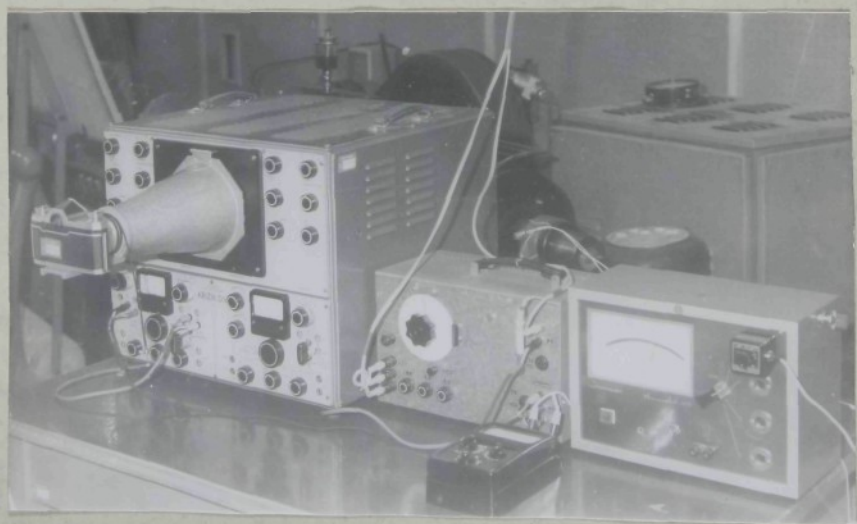
Dnes, kdy lze za použití měřících zařízení a výpočetní techniky provádět dokonalé rozbery a tedy i fundované, naprosto objektivní zásahy do seřízení těchto soustav, již nestačí znát pouze zdvihovou závislost, ale je třeba snímat i charakteristiku rychlostní $F = f/\dot{x}$ /.

Za tímto účelem byla konstruována různá zkušební zařízení, která by umožňovala odměření obou těchto charakteristik hydraulického tlumiče. Také na naší katedře bylo před lety navrženo a s pomocí Vývojových dílen VŠST vyrobeno zkušební zařízení. Toto zařízení je vidět na obr.3 a jeho přístrojová část na obr.4. Dnes je toto zařízení po stránce přístrojové již zastaralé. Elektronika má dnes již jiné možnosti pro pohotovější a rychlejší vyhodnocení záznamu charakteristik tlumičů.

Původně sloužilo pouze ke snímání zdvihové charakteristiky. Postupnými dalšími úpravami slouží nyní i ke snímání rychlostní charakteristiky. Toto zkušební zařízení sestává z kulísového mechanismu, který realizuje harmonický pohyb závěsu, do kterého je upnut vlastní zkoušený tlumič. Zdvih tohoto mechanismu se nechá plynule představovat /za klidu/ a nechá se i plynule měnit i frekvence harmonického pohybu, neboť k jeho pohonu se používá stejnosměrný motor s cizím buzením TMN 20 Ab,



obr.3



obr.4

který je patřičně zpřevodován do pomala /1:10/.

Druhá strana zkoušeného tlumiče je uchycena k tensometrickému ohybovému snímači síly. Je osazen dvěma tensometry. Jeden snímá tlakovou deformaci a druhý tahovou ohybového snímače. Zapojeny jsou v protilehlých větvích Wheastonova můstku. Tím má vlastně snímač dvojnásobnou citlivost a zajištěnou tepelnou kompensaci. Podrobnosti zkušebního zařízení a použitých měřících přístrojů byly popsány ve výzkumné zprávě KST 80-15, proto uvádím pouze hlavní parametry a hlavní charakteristiky zkušebního zařízení:

výkon elektromotoru	$P = 10 \text{ kW}$
frekvence otáčení motoru	$n_1 = 46,6 \text{ s}^{-1}$
frekvence otáčení kliky	$n_2 = 0,7 \div 4,66 \text{ s}^{-1}$
maximální zdvih tlumiče	$x_{\max} = 150$
Maximální tlumicí síla	$F_{\max} = 1500 \text{ N}$
rychlost pístu tlumiče	$\dot{x}_{\max} = 0,22 \div 2,2 \text{ ms}^{-1}$

3.4. Metodika měření.

Všechny charakteristiky, které jsou dále v práci uvedeny byly snímány za stejných, předem dohodnutých podmínek:

zdvih tlumiče	$x = 100$
frekvence tlumiče	$f = 1,66 \text{ Hz}$
teplota tlumiče	$t = 30^\circ \text{C}$

Celá měřicí aparatura musela být před započatím měření cejchována. To se provádělo prstencovým siloměrem, jehož rozsah byl 0 až 1500 N. Postupným stlačováním tohoto siloměru se cejchoval tensometrický ohybový snímač. Zvláštní funkci měly body 0 a 500 N, případně 250 N, které se později zanášely na každou sejmutou charakteristiku jako cejchovní body pro možnost vyhodnocení. Cejchování záznamu se uskutečnilo známým rozvážením Wheastonova můstku. Tyto body byly vyznačené přímo na stupnici můstku. Po upnutí tlumiče do zkušebního stavu se tímto stavem muselo ručně protočit a pomocí indikátorových hodin, které měřily průhyb ohybového tensometrického snímače síly, sledovat jestli píst tlumiče nenaráží v okolí krajních úvratí na dno tlumiče. To by se mohlo stát, kdyby se tlumič upnul, vzhledem k jeho zdvihu, nevhodně. Pomocí týchž indikátorových hodin se

zjistilo, jestli po upnutí není v tensometrickém ohybovém snímači síly nějaké silové předpětí. Dále následovalo zanesení obou cejchů /O a 500N/ na film. To se provedlo ještě za klidu zkušebního zařízení. Následovalo spuštění zkušebního zařízení, nastavila se požadovaná frekvence /pomocí tachodynámk/ a provedl se záznam buď zdvihové, nebo rychlostní charakteristiky zkoušeného tlumiče.

Zastaralost a nepraktičnost tohoto zkušebního zařízení se projevuje především v tom, že obraz snímané charakteristiky se ukáže na obrazovce osciloskopu. Jeho záznam se však -se však- snímá fotoaparátem /zrcadlovka, aby byla kontrola na matnici/. Získání charakteristiky až po vyvolání filmu může činit různé potíže, na příklad s expozicí nebo s přehlédnutím některého důležitého úkolu /záznam cejchu/. Současné typy osciloskopů dokáží podržet záznam charakteristiky na obrazovce tak dlouho, aby ho bylo možno obkreslit a nebo na přídatném zařízení zaznamenat.

3.5. Snímání zdvihové charakteristiky

Tato charakteristika ukazuje, jak dokonale pracují jednotlivé části tlumiče, především jednotlivé ventily, jestli je tlumič dostatečně naplněný tlumičovou kapalinou, případně jestli v něm nedochází k nadměrnému pění kapalin.

Kromě toho, že upozorňuje na závady, je z ní vidět, jaký je podíl mezi tlumící silou při zasouvání tlumiče a tlumící silou při vysouvání tlumiče. Plocha záznamu zdvihové charakteristiky je přímo úměrná utlumené energii během obou zdvihů tlumiče. Je třeba pouze zjistit měřítko zdvihu a síly, aby se zplanimetrováním diagramu mohla vyčíslit skutečná utlumená energie zkoušeným hydraulickým tlumičem.

Ke snímání zdvihu tlumiče se užívá vinutý odporový snímač v potenciometrickém zapojení. Napájen byl napětím 12V z baterie. Odváděné napětí se vedle přímo na vodorovné vychylování osciloskopu. Způsob snímání je patrný z obr.5. Ukázky několika zdvihových charakteristik zaznamenaných v poslední době jsou uvedeny v části 3.7. i s popisem.

3.6. Snímání rychlostní charakteristiky

Při řešení kmitajících soustav se dnes běžně užívá samostatných počítačů. S tím však vyvstala potřeba snímat u hydraulických tlumičů jejich rychlostní charakteristiky. Ty původně sloužily pouze k posuzování průběhů tlumicí síly v závislosti na rychlosti pohybu pístu tlumiče. Vyjádříme-li tlumicí sílu F v závislosti na rychlosti $\dot{x}$ jako

$$F = c\dot{x}^{n'} \quad 14.$$

pak pro $n' = 1$ jde o tlumič s lineární závislostí síly na rychlosti pohybu pístu a graf je přímkový

$n' < 1$ jde o tlumič degresivní - charakteristika je prohnuta pod přímkou směrem dolů

$n' > 1$ jde o tlumič progresivní - charakteristika stoupá rychleji než přímková.

Přitom tlumič může mít pro zasouvání i vysouvání stejné nebo různé charakteristiky, pokud jde o jejich typ. Běžné jsou tlumiče, které mají na příklad při zasouvání degresivní a při vysouvání lineární nebo dokonce progresivní charakteristiku. Je to patrné z ukázek rychlostních charakteristik.

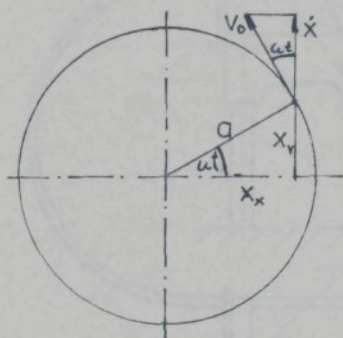
Dnes právě pro teoretická řešení pohybových rovnic kmitajících soustav se stává zajímavá konstanta tlumení c . Je to konstanta, která charakterizuje vlastnosti tlumení v základní pohybové rovnici harmonického pohybu s vnější budící silou $1/l$.

Jsou-li známy rychlostní charakteristiky, nechá se konstanta tlumení c zjistit buď přibližnými metodami, nebo přesnějšími metodami na počítači.

Jelikož zkušební zařízení původně sloužilo pouze ke snímání zdvihové charakteristiky a bylo vybaveno potenciometrickým vinutým snímačem dráhy, nabízelo se pro snímání rychlostní charakteristiky použít elektrické derivace dráhy a tím by se vlastně zdvihová charakteristika změnila na charakteristiku rychlostní velmi snadno a rychle s jedním snímačem. Tato rychlostní charakteristika však byla velmi nekvalitní - velmi "rozechvělá", což neodpovídalo skutečné závislosti mezi tlumicí silou a rychlostí harmonického pohybu. Bylo to způsobeno tím, že elektrická derivace vlastně vyjadřuje strmost derivace

vané křivky /dráhy/ v každém jejím nepatrném úseku. Tím se vlastně neúměrně zvětšovaly nepatrné, ale strmé záchvěvy na zdvihové charakteristice při jejím elektrickém derivování na charakteristiku rychlostní. K tomu stačilo třeba jen nepatrné zakolísání napětí na snímači dráhy při přejezdu kontaktu jezdce z jednoho závitu na druhý závit potenciometrického snímače dráhy, což bylo způsobeno okamžitým špatným dotykem.

Proto bylo použito známého mechanického derivování harmonického pohybu na rychlost harmonického pohybu. Princip spočívá v tom, že se dráhovým snímačem zaznamenává dráha čepu kulisového mechanismu v rovině pootočené o 90° , proti skutečné dráze pístu tlumiče, což je vlastně, až na měřítko, průběh rychlosti pístu tlumiče.



obr.5

Dráha harmonického pohybu /dráha ve směru $\underline{y}$ /

$$x = a \cdot \sin \omega t \approx x_y \quad /15/$$

Rychlost harmonického pohybu je prvá derivace dráhy

$$\dot{x} = a \omega \cos \omega t, \quad /16/$$

ale také

$$\dot{x} = v_0 \cos \omega t = a \omega \cos \omega t.$$

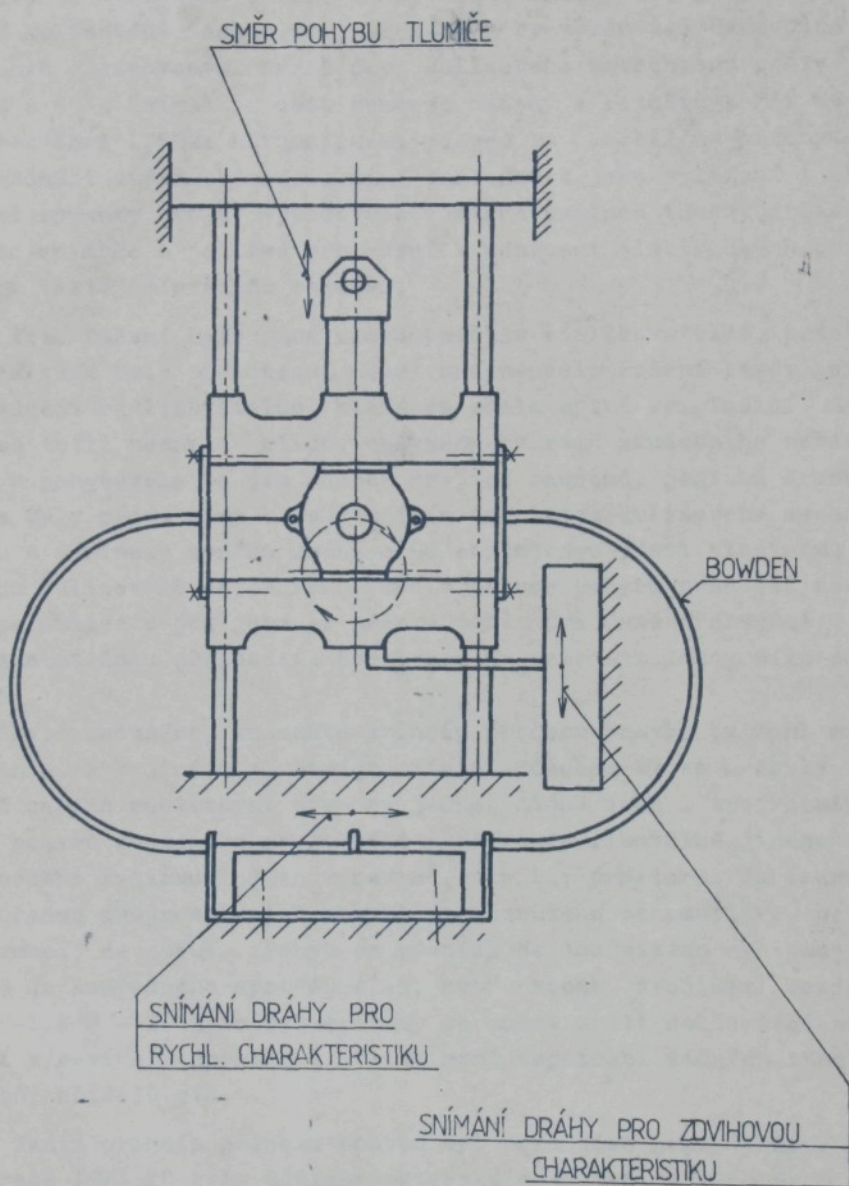
Dráha ve směru $\underline{x}$

$$x_x = a \cdot \cos \omega t \quad /17/$$

Srovnáme-li vztahy /16/ a /17/ je vidět, že dráha harmonického pohybu měřená ve směru $\underline{x}$ a rychlost harmonického pohybu se liší jen konstantou ω , což se může snadno eliminovat vhodným nastavením zesilovače a pod..

Schema umístění obou snímačů, které jsou stejné, je patrné z obr.6. Pro snímání dráhy i rychlosti harmonického pohybu by vlastně postačil jeden snímač dráhy. Aby se však snímání obou charakteristik urychlilo, užilo se dvou stejných vinutých potenciometrických snímačů dráhy, čímž odpadlo neustálé přemontování tohoto snímače.

Při realizaci této myšlenky, t.j. umístění potenciometrického snímače dráhy tak, aby snímal rychlost harmonického pohybu



obr.6

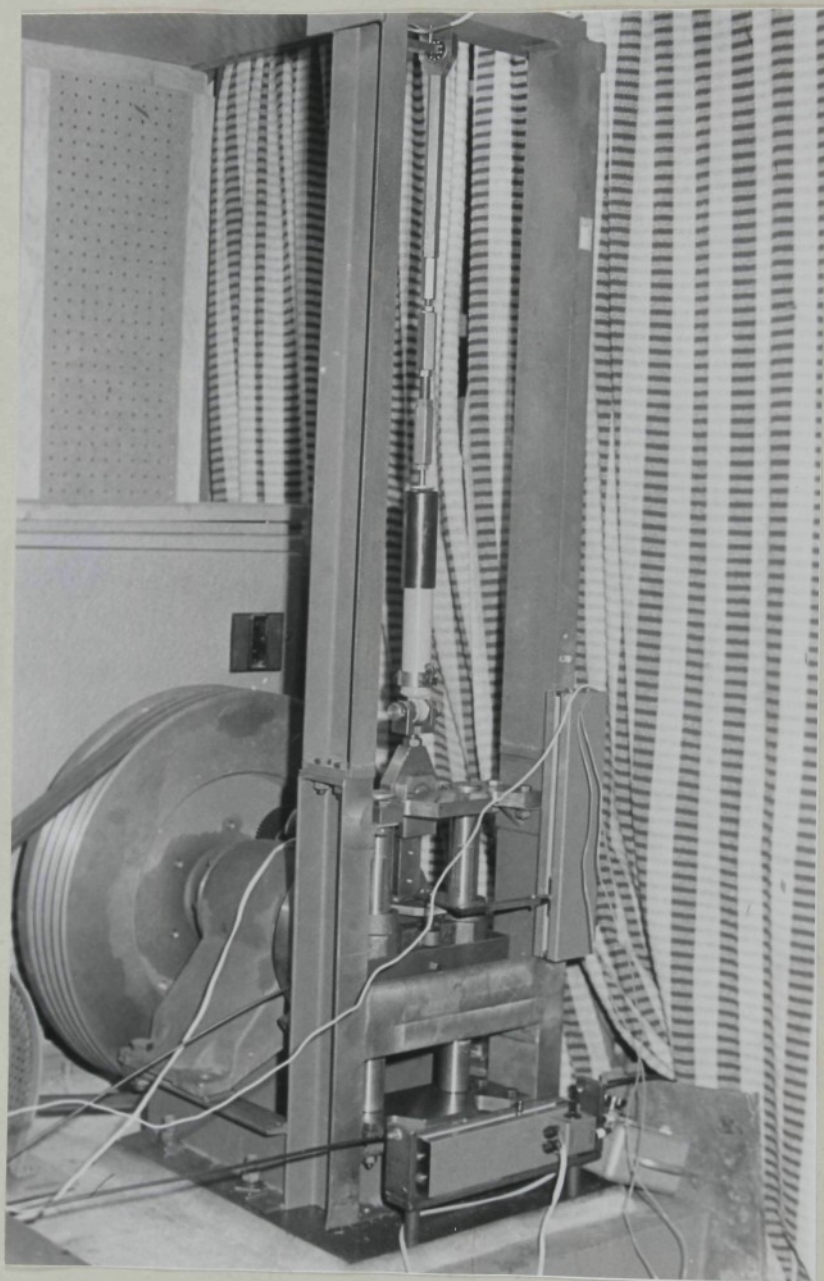
se původně uvažovalo o tom, že by tento snímač dráhy byl součástí kulisového mechanismu, se kterým by vykonával harmonický pohyb a zachycoval dráhu čepu kulisového mechanismu pootočenou o 90° . Snímač je však poměrně hmotný a rozměrný. Při malé frekvenci 1,66Hz harmonického pohybu by působil na příchytiku značnými dynamickými silami a vzhledem k jeho vyložení i ohybovými momenty. To by vyžadovalo poměrně značnou tuhost držáku tohoto snímače a pečlivé provedení a uchycení elektrických převodů k takto umístěnému snímači.

Toto řešení bylo sice pravděpodobně realizovatelné, práce na něm však byla přerušena, neboť mne napadlo řešení lákavější a snadněji realizovatelné, které se zdálo být i originální. Snímač se totiž nechal v klidu, upevněný na rámu zkušebního zařízení a pohybovalo se jím pomocí dvojice bowdenů, jejichž druhé konce byly připevněny k pohybujícím se částem kulisového mechanismu a odnímaly z něho dráhu o 90° pootočenou proti vlastnímu zdvihu kulisového mechanismu. Tento přenos pohybu pracoval zcela spolehlivě a jak jsme se přesvědčili, při dané frekvenci i s dostatečnou přesností. Realizace je patrná z fotografie na obr.7 .

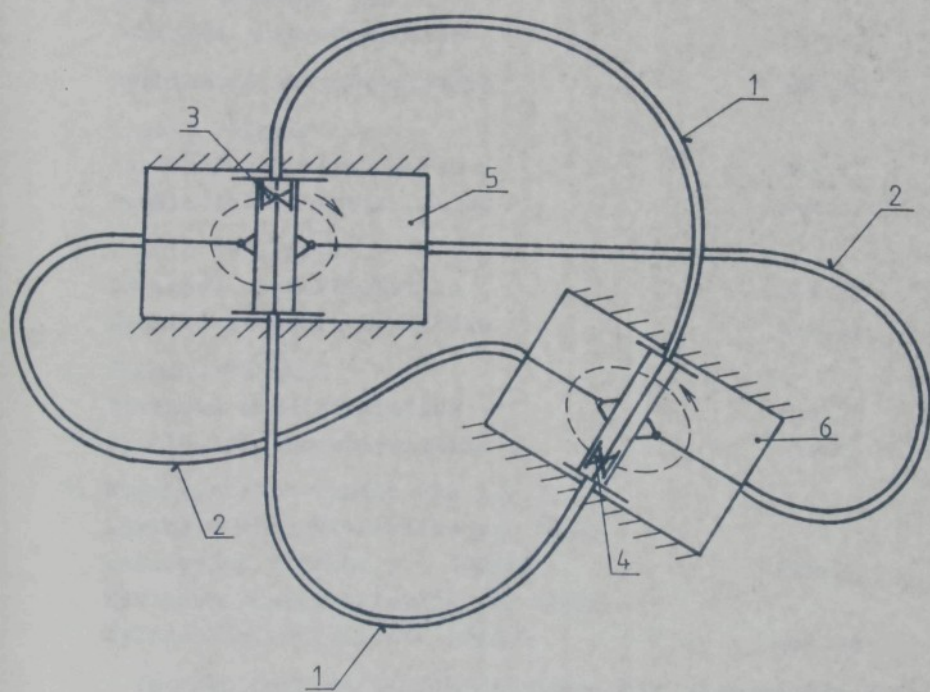
Bylo usouzeno, že tento princip přenosu pohybu by mohl mít uplatnění i v jiných odvětvích. Tímto způsobem by se nechaly totiž snadno realizovat přenosy jedno, dvoua snad i trojrozměrných pohybů z jednoho souřadného systému do libovolně jiného souřadného systému, nejen v rovině, ale i v prostoru. Zařízení pro přenos dvojrozměrných pohybů je naznačeno schematicky, pro informaci, na obr.8 . Pohyb se přenáší ze souřadného systému 3 - 5 do souřadného systému 4 -6, nebo naopak, dvojicemi bowdenů 1 -1 a 2 - 2. Tyto dva systémy se mohou proti sobě různě natáčet v rovině i v prostoru. Přitom není zapotřebí žádných táhel, kloubů, hřídelů atd. .

Tento princip přenosu pohybu byl přihlášen jako vynález a v roce 1984 mu bylo uděleno autorské osvědčení č.226656.

V současné době se pro snímání dráhy, rychlosti a případně zrychlení již nepoužívají vinuté potenciometrické snímače. Daleko lepších výsledků se dosáhne pro použití bezdotykových indukčních snímačů. Jako primární snímání veličina zde však



obr.7



obr. 8

není dráha, ale rychlost harmonického pohybu, neboť indukované napětí je přímo úměrné rychlosti pohybu vodiče v magnetickém poli. Dráha harmonického pohybu se potom získá elektrickou integrací rychlosti. Je to tedy v podstatě opačný postup než v minulosti, kdy se snímala dráha harmonického pohybu a rychlost se získala její elektrickou derivací. Navíc, jelikož je indukční snímač bezdotykový, jsou záznamy daleko "hladší".

3.7. Ukázky některých zdvihových a rychlostních charakteristik

1. Tlumič Tatramat 353

Zdvihová charakteristika obr.9

Rychlostní charakteristika obr.10

2. Tlumič P26x150

Zdvihová charakteristika obr.11

Rychlostní charakteristika obr.12

3. Tlumič TRD26x150

Zdvihová charakteristika obr.13

Rychlostní charakteristika obr.14

4. Tlumič PT26x110

Zdvihová charakteristika obr.15

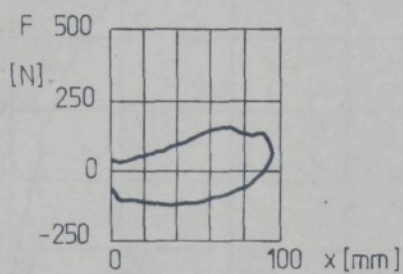
Rychlostní charakteristika obr.16

5. Regulevatelný tlumič dle obr.2

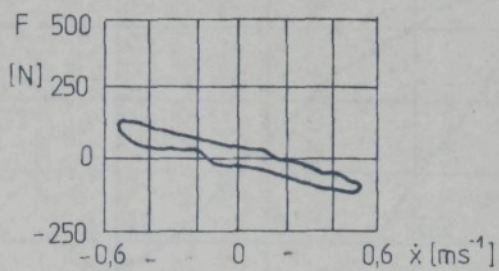
Zdvihová charakteristika při tlaku
ovládacího vzduchu $p = 400\text{kPa}$ obr.17

Zdvihová charakteristika při tlaku
ovládacího vzduchu $p = 100\text{kPa}$ obr.18

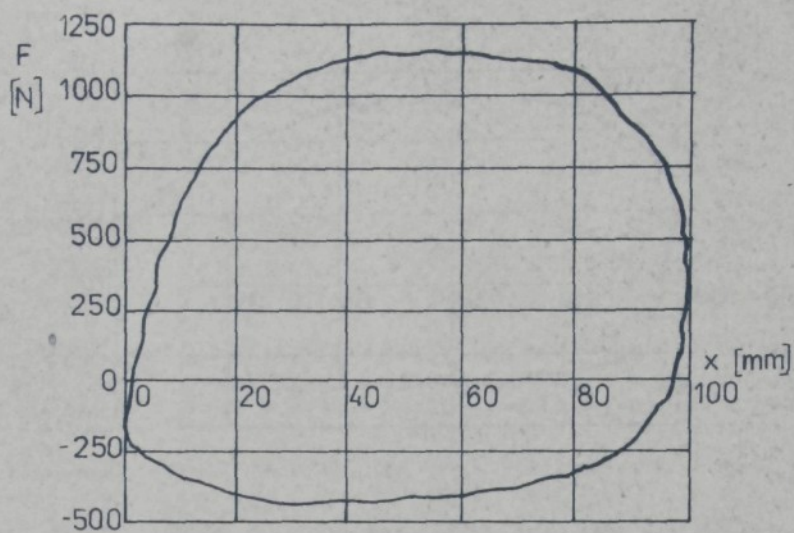
Všechny uvedené charakteristiky byly zaznamenány fotografickou cestou. Při pořizování pozitivů se však musel, na základě cejchů, přiložit souřadný systém. Byl to dosti obtížný postup, který se navíc musel opakovat při dělení každého dalšího pozitivu. Usnadnit by se to dalo pořízením nového negativu se souřadným systémem. To by však byla také dosti náročná záležitost. Proto se první zhotovený pozitiv překreslil na průhledný papír a další kopírování již bylo stejné jako při zhotovování běžných světlotiskových kopií. Tím se zhotovování dalších potřebných kopií velmi zjednodušilo.



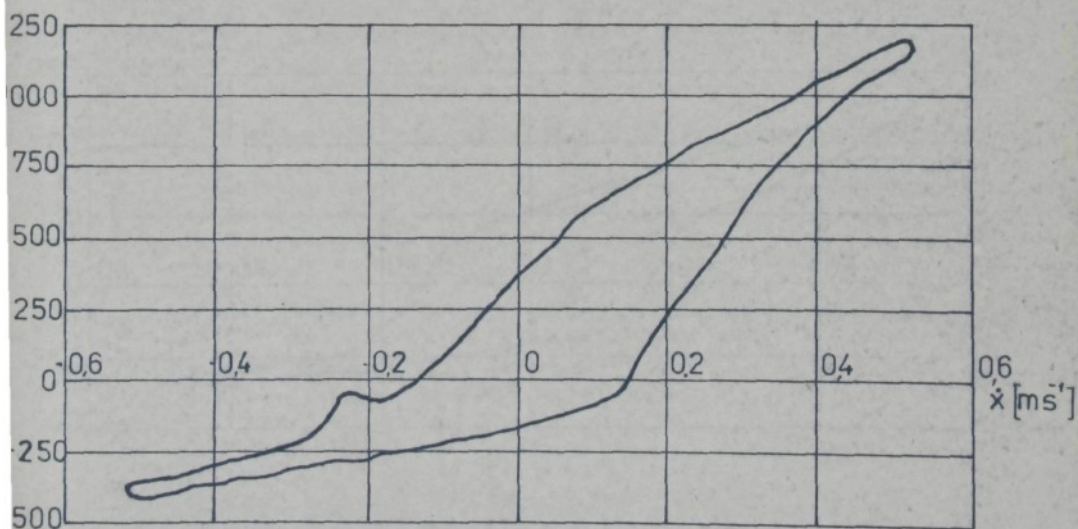
obr.9



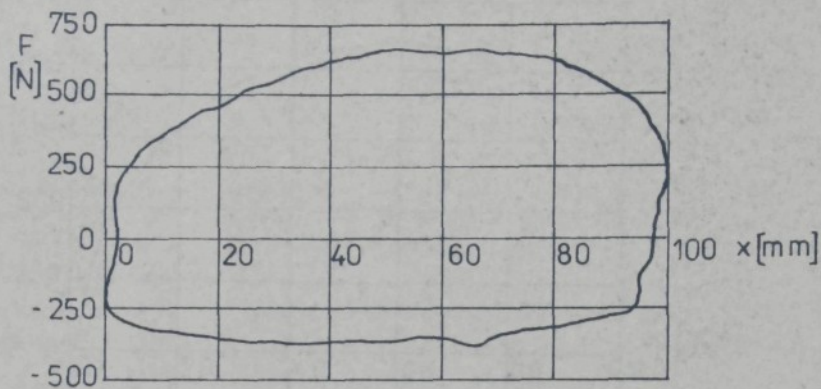
obr.10



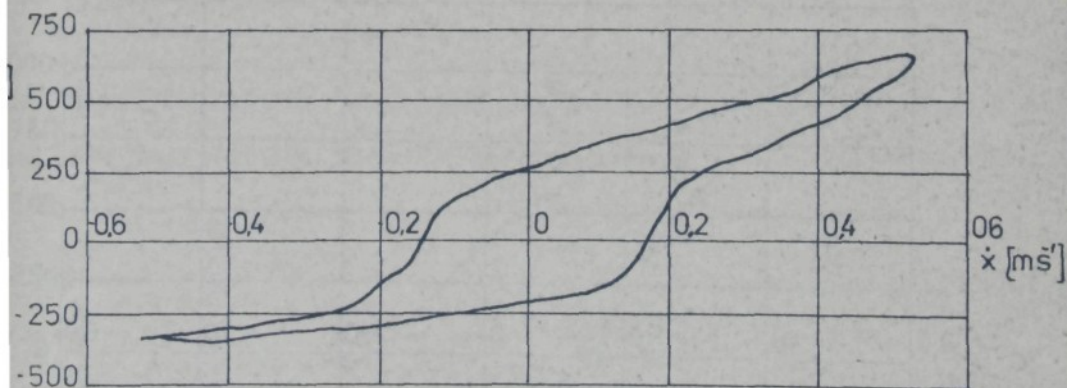
obr.11



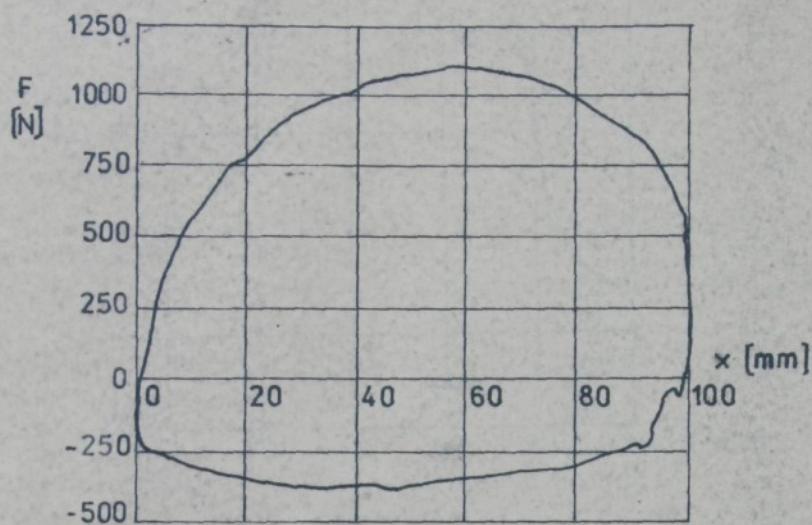
obr.12



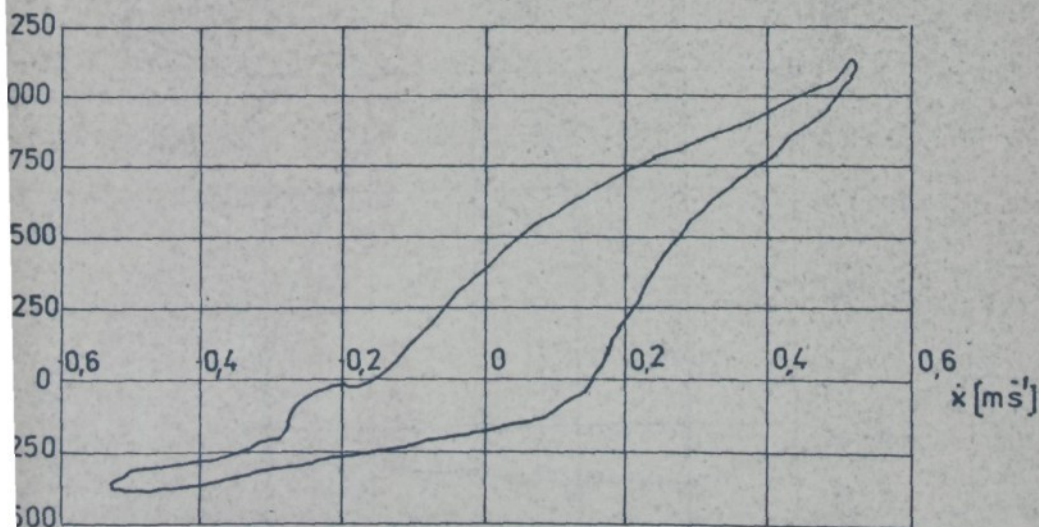
obr.13



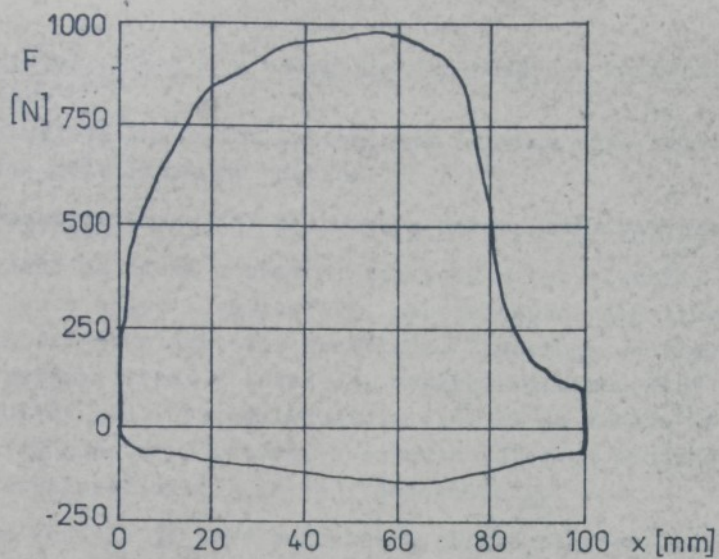
obr.14



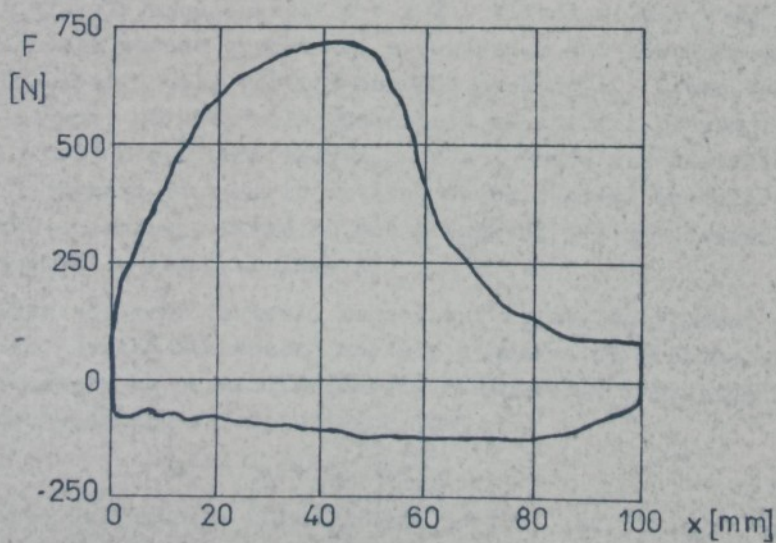
obr.15



obr.16



obr.17



obr.18

4.0. Rozbor silových a energetických poměrů u kmitající soustavy

Soustava kmitající harmonickým pohybem může kmitat buď netlumeným, nebo tlumeným pohybem.

4.1. Soustava kmitající netlumeným harmonickým pohybem

Pokud se mluví o harmonickém pohybu bez tlumení, jedná se spíše jen o pohyb idealizovaný, neboť alespoň malé tlumení se u kmitající soustavy vždy vyskytuje. Způsobuje ho vlastní tlumení pružiny, tření v závěsech, mezikrystalické tření v materiálu pružiny atd. Na následujícím obr. 19 je schema netlumené kmitající soustavy opatřené šroubovou válcovou pružinou s lineární závislostí síly F na její deformaci x .

Na obr. 19 je také znázorněno silové působení při tomto druhu pohybu, které vyplývá z jeho pohybové rovnice

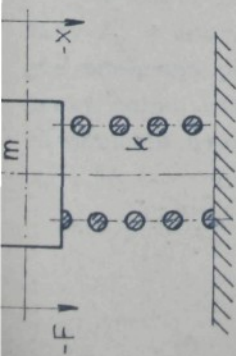
$$m \ddot{x} - g - kx = 0 \quad | : 18 |$$

Průběh síly od pružiny je znázorněn přímkou kx a průběh setrvačné síly odpružených hmot přímkou $m\ddot{x} - g$. Střední poloha neodpovídá odlehčené pružině, ale je posunuta o $-mg$, neboť i za klidu na ni působí síla, která odpovídá hmotnosti odpružených částí. Předpokládá-li se, že pružina má deformaci odpovídající a , působí směrem dolů síla $F = a \cdot k$, a k ní přistupuje ještě síla mg . V sobě má akumulovanou energii $A = k \frac{a^2}{2}$. Vlivem síly $F + mg$ se odpružené části začnou urychlovat a v místě $x = 0$ dosáhnou maximální rychlosti. Celá vnitřní energie pružiny A_k , která byla vlastně aktivní, se přeměnila beze ztrát na energii pohybujících se hmot. V bodě $x = 0$ bude tedy $A_k = 0$ a A_m bude mít maximální hodnotu. V rozmezí $0 < x < a$ se aktivní energií stává energie pohybujících se hmot A_m , která se zde přeměňuje při stlačování pružiny na vnitřní energii pružiny A_k .

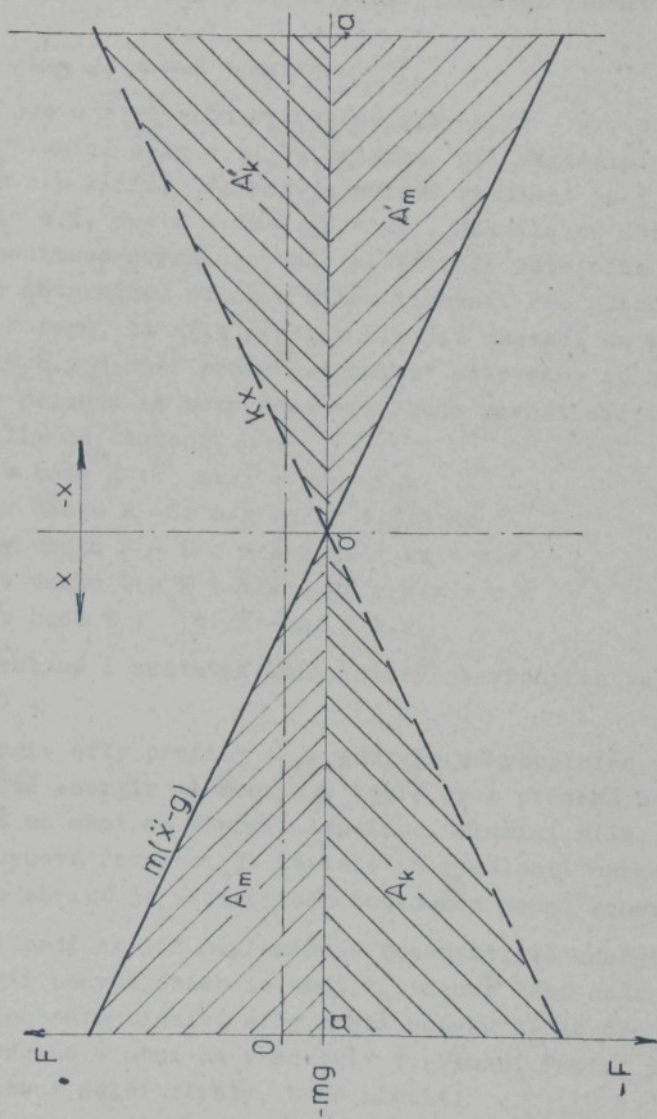
Jelikož zde není tlumení, nejsou ani ztráty na tlumení projevující se úbytkem mechanické energie a proces by probíhal neustále. Neustále by se měnila energie akumulovaná v pružině na energii pohybujících se odpružených hmot.

$$A_k = A_m = A_k' = A_m' = \dots$$

Tento případ netlumeného harmonického pohybu, jak již bylo řečeno, je případ pouze teoretického pohybu.



$$\frac{m(\ddot{x} - g) + kx}{m} = 0$$



4.2. Soustava kmitající tlumeným harmonickým pohybem

Na obr. 20 je znázorněna schematicky soustava kmitající tlumeným harmonickým pohybem i se silovým působením a energetickými poměry v ní. Samotná pohybová rovnice tlumeného harmonického pohybu

$$m \ddot{x} - g/ + c.\dot{x} + k.x = 0, \quad /19/$$

vyjadřuje, že jde o rovnováhu setrvačné síly $m.\ddot{x} - g/$, síly od pružiny $k.x$ a tlumící síly $c.\dot{x}$. Na počátku, při maximální výchylce a je soustava v klidu, jelikož je nulová rychlost je i nulová tlumící síla $c.\dot{x}$, proto $m.\ddot{x} - g/ = kx$. Jakmile se účinkem síly pružiny soustava urychluje bude platit, že tato síla bude v rovnováze se setrvačnou silou a silou tlumení. Při přechodu bodem S dojde k tomu, že síla pružiny $k.x$ již nestačí na překonání tlumící síly $c.\dot{x}$ a musí proto "vypomoci" setrvačná síla $m.\ddot{x} - g/$. Za rovnovážnou polohou se setrvačná síla bude rovnat součtu síly pružiny a síly od tlumení.

Čili:

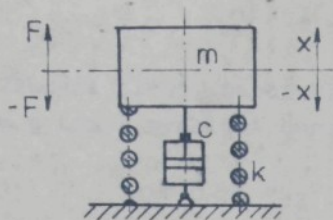
- v bodě R : $m.\ddot{x} - g/ = k.x$
- v úseku R - S: $m.\ddot{x} - g/ + c.\dot{x} = kx$
- v úseku S - O : $m.\ddot{x} - g/ + kx = c.\dot{x}$
- v úseku O - T : $m.\ddot{x} - g/ = k.x + c.\dot{x}$
- v bodě T : $m.\ddot{x} - g/ \neq k.x_1$

Obdobně probíhá i zpáteční kmit, který je vyznačen ve spodní části obr.20 .

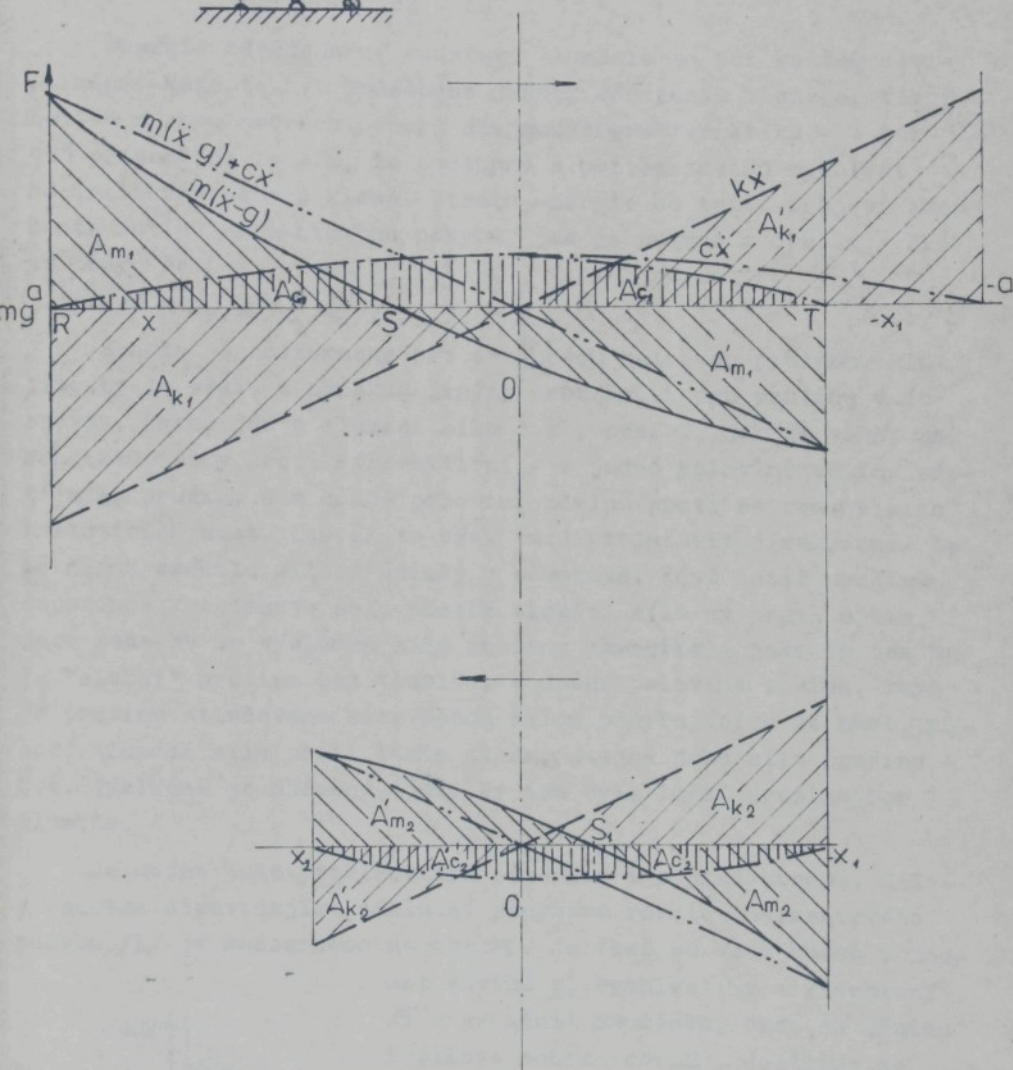
Kromě energie síly pružiny A_k a energie pohybujících se hmot A_m , přibyla ještě energie tlumení A_c , která se z procesu neustále ubírá, neboť se mění na energii tepelnou. Tlumící síla, jak je patrné z pohybové rovnice, je závislá na rychlosti harmonického pohybu. Na obr.20 je její průběh znázorněn pouze schematicky.

V tomto případě se již nepřeměňuje bezeztrátově energie pružiny A_k v energii pohybujících se hmot A_m , neboť část část energie odebraná působením tlumící síly proti pohybu A_c je pro harmonický pohyb ztracená - mění se v energii tepelnou. Proto, pokud se nebudou uvažovat další ztráty, bude platit:

$$\begin{aligned} A_{m1} &= A_{k1} - A_{c1} \\ A_{k1} &= A_{m1} - A_{c1} = A_{k1} - /A_{c1} + A_{c1}/ \\ A_{k2} &= A_{k1} \\ A_{m2} &= A_{k2} - A_{c2} \end{aligned}$$



$$m(\ddot{x}-g)+c\dot{x}+kx=0$$



obr.20

$$A'_{k2} = A_{m2} - A'_{c2} = A_{k2} - /A_{c2} + A'_{c2}/$$

⋮

Tlumení klesá, neboť klesá velikost zdvihu harmonického pohybu a tím i rychlost harmonického pohybu,

$$A_{c1} > A'_{c1} > A_{c2} > A'_{c2} > \dots$$

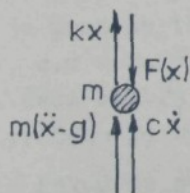
Energie odvedená ze soustavy tlumením se při každém zdvihu mění. Může to být způsobeno jednak seřazením tlumiče, který nemívá v obou směrech pohybu stejnou charakteristiku - v každém případě je to tím, že postupně s počtem zdvihů rychlost harmonického pohybu klesá. Ztráta energie se totiž projeví zmenšením zdvihu harmonického pohybu, jak je patrné z obr.20. Platí tedy, že

$$/a/ > /x_1/ > /x_2/ > /x_3/ > \dots$$

Schema je znázorněno pro šroubovou válcovou pružinu. Platilo by to však, s poněkud jinými průběhy, i pro pružinu vzduchovou. Pokud jde o tlumící sílu $c\dot{x}$, působí, jak je vidět na schématu, vždy proti síle aktivní - v jedné polovině zdvihu proti síle pružiny a v druhé polovině zdvihu proti setrvačné síle kmitajících hmot. Lze si to však také představit jinak, aniž by to nějak změnilo silové účinky v soustavě. Když totiž pružina expanduje /roztahuje se/, působí tlumící síla $c\dot{x}$ proti a a tím, jako ~~jako~~ by se výsledná síla pružiny ~~zmenšila~~ - jako by tam byla "slabší" pružina bez tlumiče. V druhé polovině zdvihu, když je pružina stlačována setrvačnou silou pohybujících se hmot, působí tlumící síla proti těmto silám, stejně jako síla pružiny kx . Výsledek je obdobný, jako by tam byla tužší pružina bez tlumiče.

Je možno tuto problematiku posoudit i z jiné strany. Silové schema odpovídající základní pohybové rovnici harmonického pohybu /1/ je znázorněno na obr.21. Jelikož se však budou u hodnot

zdvihu x , rychlosti $\dot{x}$ a zrychlení $\ddot{x}$ - g / měnit znaménka, bude se měnit i silové schema obr.21. Jestliže se vyjadří vztahy pro zdvih, rychlost a zrychlení harmonického pohybu, je vidět, jak se u nich budou měnit znaménka a tedy i směr působení jednotlivých sil obsažených v diferenciální



obr.21

rovnici /1/ během periody 2π . Mimo rozbor se nechá budící síla F/x , její průběh může být definován různě.

Zdvih harmonického pohybu netlumeného x , jako průmět rovnoměrného rotačního pohybu je znázorněn na obr.22.

$$x = a \cdot \sin \omega t$$

/15/

Rychlost harmonického pohybu, jako první derivace zdvihu x se rovná

$$\dot{x} = a \cdot \omega \cdot \cos \omega t$$

/16/

Zrychlení, jako druhá derivace zdvihu /dráhy/ harmonického pohybu se rovná

$$\ddot{x} = -a \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t$$

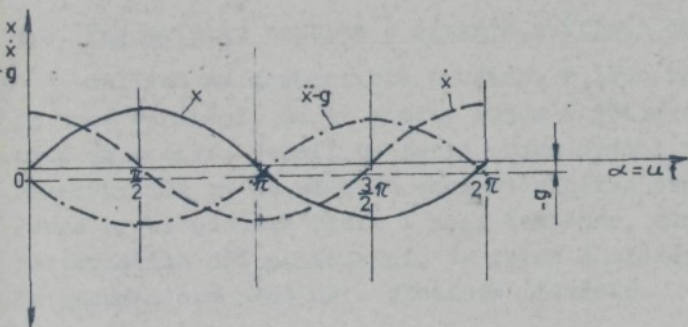
/20/

Na následujícím obr.23 jsou pomocí odlehlosti x , rychlosti $\dot{x}$ a zrychlení $\ddot{x} - g$ naznačeny směry sil od pružiny kx , síly tlumení $c \cdot \dot{x}$ a setrvačné síly odpružených hmot $m \cdot \ddot{x} - g$.

Jelikož se vyšle z netlumeného harmonického pohybu /obr.19/, nej-

sou tyto průběhy ovlivněny účinky tlumící síly $c \cdot \dot{x}$ - jde pouze o smysly sil.

Jejím účinkem se však průběhy sil $m \cdot \ddot{x} - g$, ale také síly kx změní. Bude se zkracovat i délka zdvihu.



obr.23

Přesto se však z obr.23 ukazuje, že při stlačování pružiny, je pružina tlumičem jakoby "posilována" a naopak při roztahování pružiny je pružina tlumičem "zeslabována". Velikost změny průběhu sil kx , $c \cdot \dot{x}$ a $m \cdot \ddot{x} - g$ bude přímo úměrná velikosti tlumícího účinku. Část obr.23 v rozmezí $\frac{3}{2}\pi$ až $\frac{\pi}{2}$ se dá porovnat s obr.20, kde do průběhu je zahrnut i účinek tlumení.

Pokud by se to posuzovalo z hlediska energetického, pružina působí jako akumulátor mechanické energie a hydraulický tlumič

převádí mechanickou energii na energii tepelnou. Při vychylování hmotnosti m z rovnovážné polohy účinkem buď vnější síly /budící síla/ F/x , nebo účinkem setrvačných sil kmitající soustavy $m/\ddot{x} - g$, zabrání hydraulický tlumič části mechanické energie kmitavého pohybu, aby se akumulovala v pružině, neboť ji přemění na teplo a při vracení hmotnosti m do rovnovážné polohy přejde část akumulované energie z pružiny opět do hydraulického tlumiče, kde se opět změní na tepelnou energii a tato energie se již nezmění na mechanickou energii harmonického pohybu.

Stejný účinek by měla i pneumatická pružina u které by se podařilo zajistit, aby při stlačování vykazovala větší tuhost než při expandování. Potom by šlo o pneumatickou pružinu s vlastním tlumením. Tyto vlastnosti by u pneumatických pružin šly zajistit jistě více způsoby:

Naskytá se tedy otázka, jestli by nešla zkonstruovat pneumatická pružina, jejíž charakteristika by se během jejího stlačování a expanze nechala měnit obdobně, jak to činí u klasické pneumatické pružiny tlumič kmitů? Ukazuje se, že by se dalo navrhnout větší množství pneumatických pružin s vlastním tlumením.

5.0. Pneumatická pružina s řízeným vnitřním dějem.

Jelikož má pneumatická pružina, v těch velikostech, které se dnes vyrábějí, dosti značný objem i při svém stlačení, naskytá se otázka, jestli by tento objem nemohl mít expanzi nějak řízenou. Tím by se změnila charakteristika pružiny při expanzi. Pokud by se nechala řídit i její komprese, měnila by se i charakteristika při stlačování. Ve svých důsledcích by vlastně vznikla pneumatická pružina s vlastním tlumením.

5.1. Pneumatická pružina s vlastním jednosměrným tlumením.

Podstata pneumatické pružiny s vlastním tlumením spočívá v tom, že u těchto pružin lze jistým způsobem regulovat expanzi stlačeného vzduchu. Stačí ceklový^{obj.} vzduchu v pružině rozdělit na dva nebo více dílčích objemů. Jeden se nechá po stlačení pružiny expandovat volně, jako v klasické pneumatické pružině a expanze druhého objemu se bude řídit. Omezením pro rozdělení původního objemu na dva dílčí objemy, je velikost požadovaného tlumení a minimální prostor /volně expandující/, potřebný na maximální zdvih pneumatické pružiny.

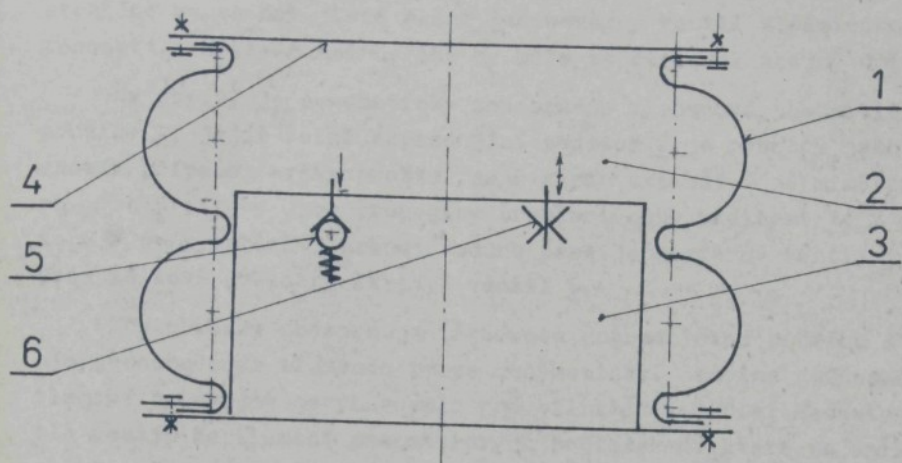
Při stlačení roste tlak v obou prostorech stejně, jejich propojení je provedeno na příklad jednosměrným ventilem velkého průřezu, který by kladl jen malý odpor průtoku vzduchu. Tím by se nezměnila ani navržená charakteristika pružiny při stlačování.

Při expanzi však je volně expandující část objemu jen určitým dílem celého objemu. Druhá část objemu nějakým zařízením, na příklad škrtícím ventilem, postupně odpouští stlačený vzduch do volně expandujícího prostoru. Škrtící přepouštěcí zařízení může být pevně nastaveno, nebo i měnitelné a dálkově ovládané. Tím lze pak průběh expanze měnit podle požadovaného tlumení při tomto zdvihu.

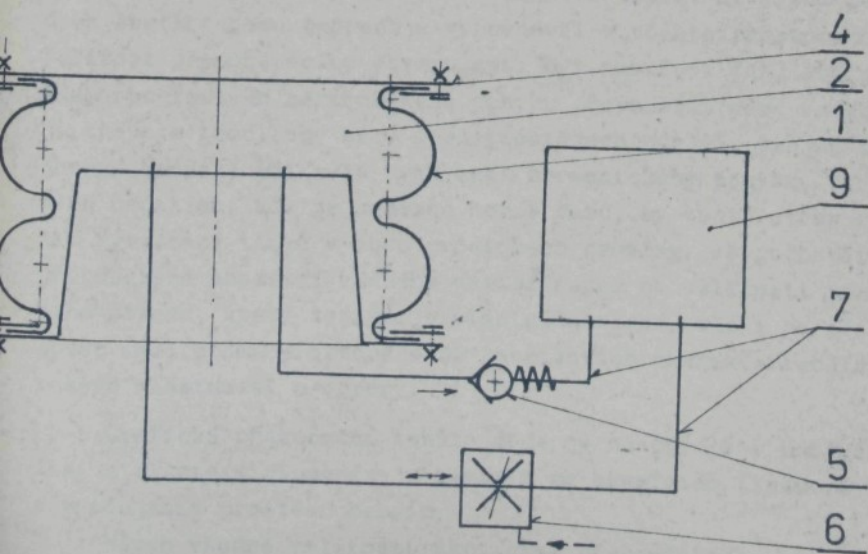
Avšak i použití pevně nastaveného přepouštěcího elementu umožní, že se tlumení bude přizpůsobovat velikosti zátěže, a to zcela samočinně. Poměr tlumení a hmotnosti zůstane stálý. Zde totiž tlumení je závislé na převodu částí energie stlačeného vzduchu škrcením na jiný druh energie, při přepouštění z odděleného prostoru do prostoru volně expandujícího. Jelikož poměr objemů v obou prostorech se při změně tlaku v pružině nemění (při změně hmotností, nemění se ani poměr energií těmito objemy představovanými. Škrtí se stále stejná část objemu a tedy i stále stejný podíl energie stlačeného vzduchu. Roste-li tedy hmotnost, zatěžující pružinu, roste i energie v ní akumulovaná a roste i tlumící účinek pneumatické pružiny s vlastním tlumením. Tím by měl být vlastně nahrazen samoregulační hydraulický tlumič.

Výhodou tohoto provedení je měnitelný útlum pneumatické pružiny, bez použití hydraulického tlumiče, jehož tlumící síla se vlastností kmitající soustavy nepřizpůsobuje. Kromě toho hydraulický tlumič a regulovatelný obzvláště, je výrobně značně složitý a tedy i značně drahý. Popsané zařízení, alespoň s pevně nastaveným přepouštěcím zařízením, by mělo být podstatně levnější.

Na obr.24 je schematicky znázorněna vlnovcová pneumatická pružina 1, jejíž prostor je rozdělen na prostor s měnitelnou expanzí 2 a na prostor, který nemůže volně expandovat 3. Pružina je zakrytována víkem 4. Při stlačování proudí vzduch z prostoru 2, který se zmenšuje, do prostoru 3, který má stálý objem,



OBR. 24



OBR. 25

přes jednosměrný ventil 5. Při expanzi pneumatické pružiny proudí vzduch z prostoru 3 do prostoru 2 přes škrticí ventil 6. Konstrukčně by se dal jistě řešit jednosměrný ventil s částečnou netěsností v opačném směru, což by mělo za následek stejný účinek.

Na obr.25 je schematicky znázorněna vlnovcová pneumatická pružina 1, jejíž volně expandující prostor 2 je podobný jako v předchozím případě, avšak prostor se řízenou expanzí 9 je mimo pružinu. Obě prostory jsou propojeny trubkami nebo hadicemi 7. Z prostoru 2 do prostoru 9 proudí vzduch přes jednosměrný ventil 5, zpět přes dálkově ovládaný škrticí ventil 6.

Oba obrázky znázorňují takovouto pneumatickou pružinu s vlastním jednosměrným tlumením pouze schematicky. Samotné jednosměrné tlumení by zřejmě nevyhovovalo pro silniční vozidla. Nechalo by se ale použít ke tlumení pneumatických podložek na které se umísťují různá zařízení pracující s rázy a chvěním.

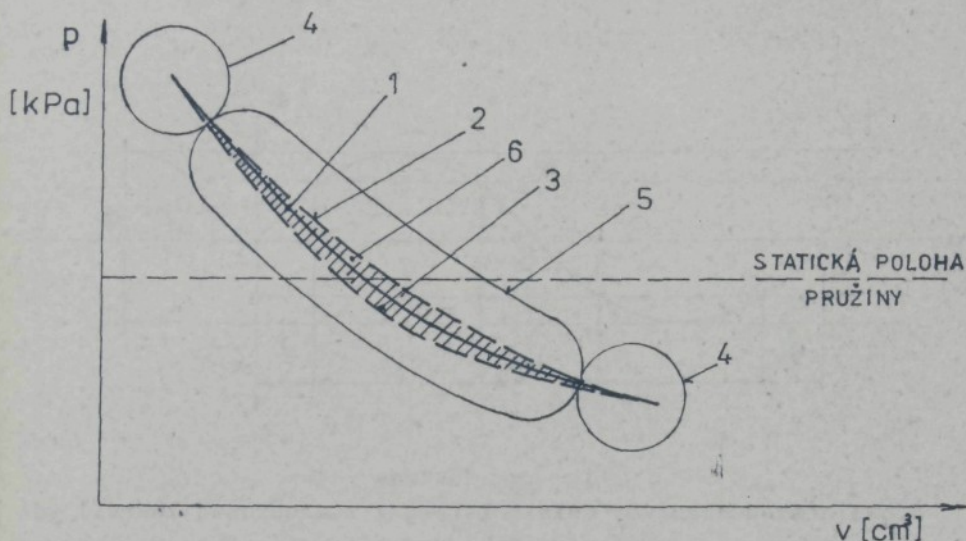
5.2. Pneumatická pružina s obousměrným tlumením

Pneumatická pružina se nechá také snadno realizovat jako pružina s obousměrným tlumením, jestliže se škrtí průtok vzduchu mezi oběma prostory v obou směrech. Lze to navrhnout jednoduše třeba tak, že se volně expandující prostor a škrcený prostor propojí obyčejným, vhodně voleným přepouštěcím (škrticím) otvorem. Ten by vzduch škrtil v obou směrech a vyrovnával v těchto prostorech tlak. Velikost přepouštěcího otvoru musí být navržena tak, aby při větších rychlostech harmonického pohybu přepouštěl méně vzduchu, než je třeba k tomu, aby se v obou prostorech udržely stejné tlaky vzduchu. Naopak, při malé rychlosti harmonického pohybu, t.j. v krajních úvratích, kde je poměrně hodně času, by tento otvor měl umožnit vyrovnání tlaků v obou prostorech pružiny. Je pochopitelné, že přepouštěné množství vzduchu závisí nejen na velikosti přepouštěcího otvoru, který zajišťuje vlastní škrcení, ale i na tlakovém spádu mezi oběma prostory a na konstantách charakterisujících průtokové vlastnosti a odpory.

Grafické znázornění tohoto děje je na obr.26. Únosnost pružiny s vlastním tlumením je závislá na okamžitém tlaku ve volně expandujícím prostoru pružiny.

Návrh vhodné velikosti škrticího přepouštěcího otvoru by jis-

tě nebyla jednoduchou záležitostí. Vyžádalo by si to jistě dokonalé ověření funkce za různých provozních podmínek.



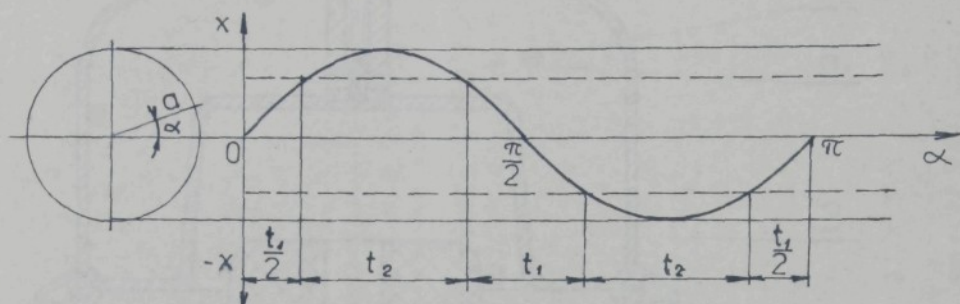
obr. 26

- 1 - Průběh komprese a expanze v pružině bez tlumení.
- 2 - Komprese vzduchu v proměnlivém prostoru u pružiny s vlastním tlumením.
- 3 - Expanze vzduchu v proměnlivém prostoru u pružiny s vlastním tlumením.
- 4 - Krajní úvratě, kde se stačí vlivem malé harmonické rychlosti a dostatečně dlouhé doby vyrovnat tlaky v obou prostorech.
- 5 - Oblast, kde se harmonické rychlosti zvýší a kde se nestačí vyrovnat tlaky v obou prostorech.
- 6 - Vyšrafovaná plocha úměrná utlumené energii

Na obr. 27 je znázorněna dráha x harmonického pohybu. V časových úsecích t_1 je největší rychlost harmonického pohybu. V nich přepouštěcí otvor nestačí vyrovnávat tlak mezi proměnlivým a neproměnlivým prostorem. Změna objemu pružiny je přímo úměrná změně dráhy harmonického pohybu x . Tato změna je zde značná za poměrně krátkou dobu t_1 .

V časovém úseku t_2 , který je podstatně větší než t_1 dojde k poměrně malé změně dráhy x a tedy i objemu pružiny. Je zde te-

dy dostí času, aby se tlak v obou prostorech vyrovnal. Rychlost harmonického pohybu je malá a v krajní poloze dokonce nulová.



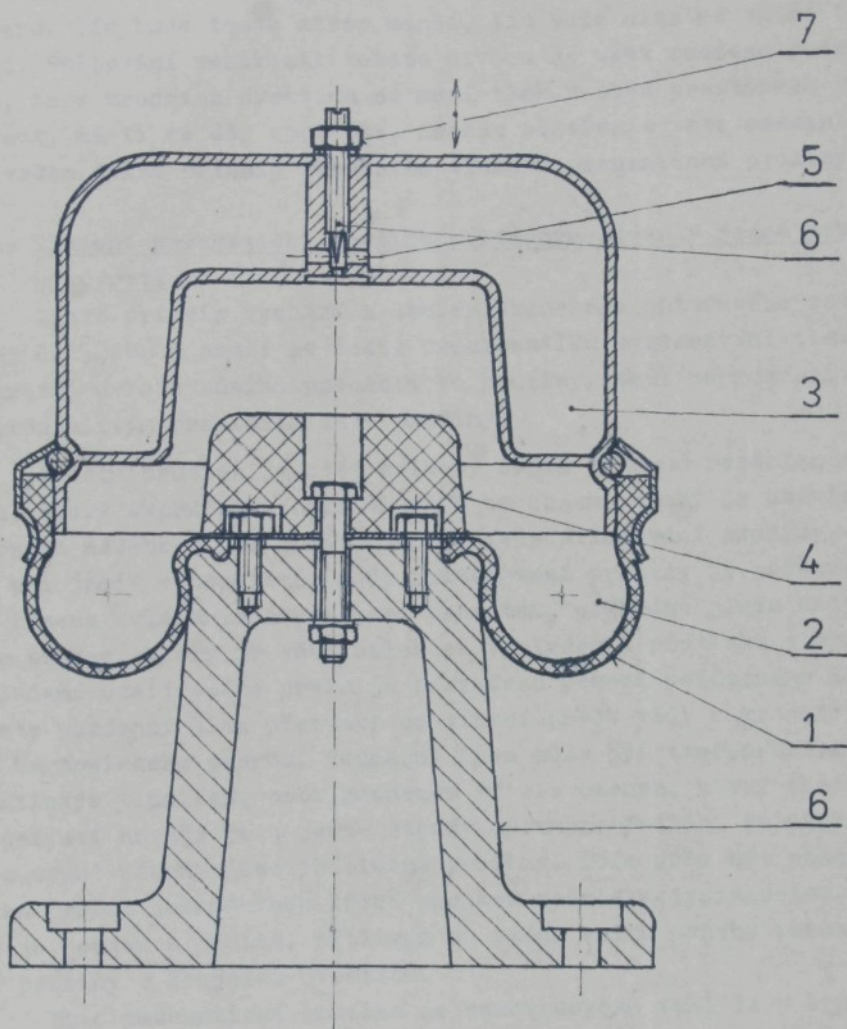
obr.27

Aby tlumení probíhalo i v následujících zdvihách harmonického pohybu, je třeba, aby se tlak mezi oběma prostory, v krajních úvratích vyrovnal.

Praktické uspořádání takovéto pružiny s vlastním tlumením je naznačeno na obr.28. Na něm je vidět pryžokordový element pneumatické pružiny 1, proměnlivý prostor 2, dále pak neproměnlivý prostor 3. Oba tyto prostory jsou propojeny otvorem 5. Průtočná velikost tohoto otvoru se nechá plynule měnit přestavitelným vřetenem s kuželovým koncem 6, případně až do úplného uzavření. Nastavená poloha přestavitelného vřetena 6 se zajistí maticí 7, pod kterou je těsnění. Jelikož tlumení bude tím účinnější, čím bude větší neproměnlivý prostor 3 a čím bude naopak menší prostor proměnlivý 2. To by mohlo vést k tomu, že by vzniklo nebezpečí nárustu tlaku v proměnlivém prostoru nad mez pevnosti materiálu pryžokordového tělesa 1. Proto je do pružiny zabudován pryžový doraz 4, který tomuto zabrání při nadměrném vnějším budícím impulsu, který by musela pružina zachytit.

Tomuto způsobu tlumení kmitajících soustav na pneumatických pružinách bylo v roce 1984 uděleno autorské osvědčení č.232208.

Je zřejmé pravda, že by tento způsob tlumení byl málo účinný při malých zdvihách. Rozhodně by však dokázal snížit potřebu



obr.28

hydraulického tlumení klasickými hydraulickými tlumiči.

Intensita tlumení je vlastně limitována velikostí škrtícího otvoru. Čím bude tento otvor menší, tím bude vlastně větší tlumení. Snižování velikosti tohoto otvoru je však omezeno podmínkou, že v krajních úvratích se musí tlak v obou prostorech vyrovnat, má-li se děj opakovat. Snahou odstranit toto omezení je veden další princip vlastního tlumení pneumatické pružiny.

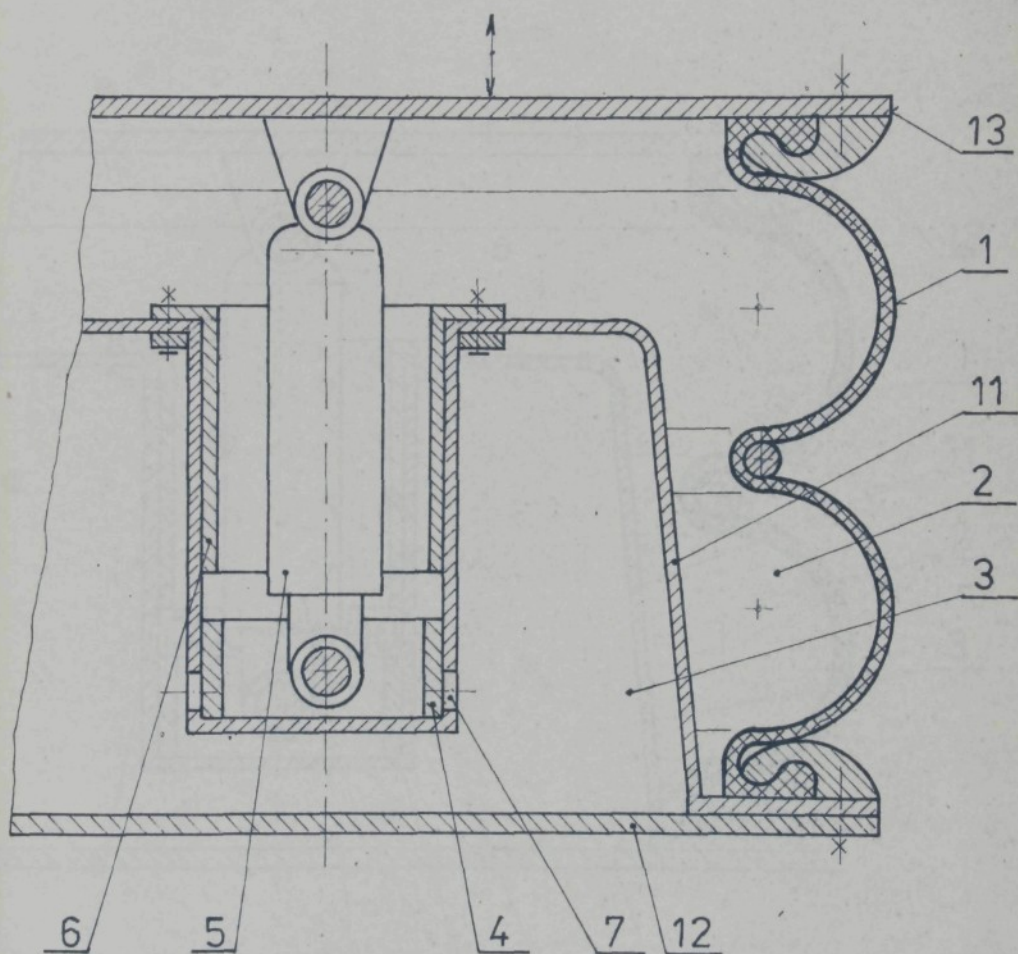
5.3. Tlumená pneumatická pružina s řízeným dějem v jedné krajní úvratí.

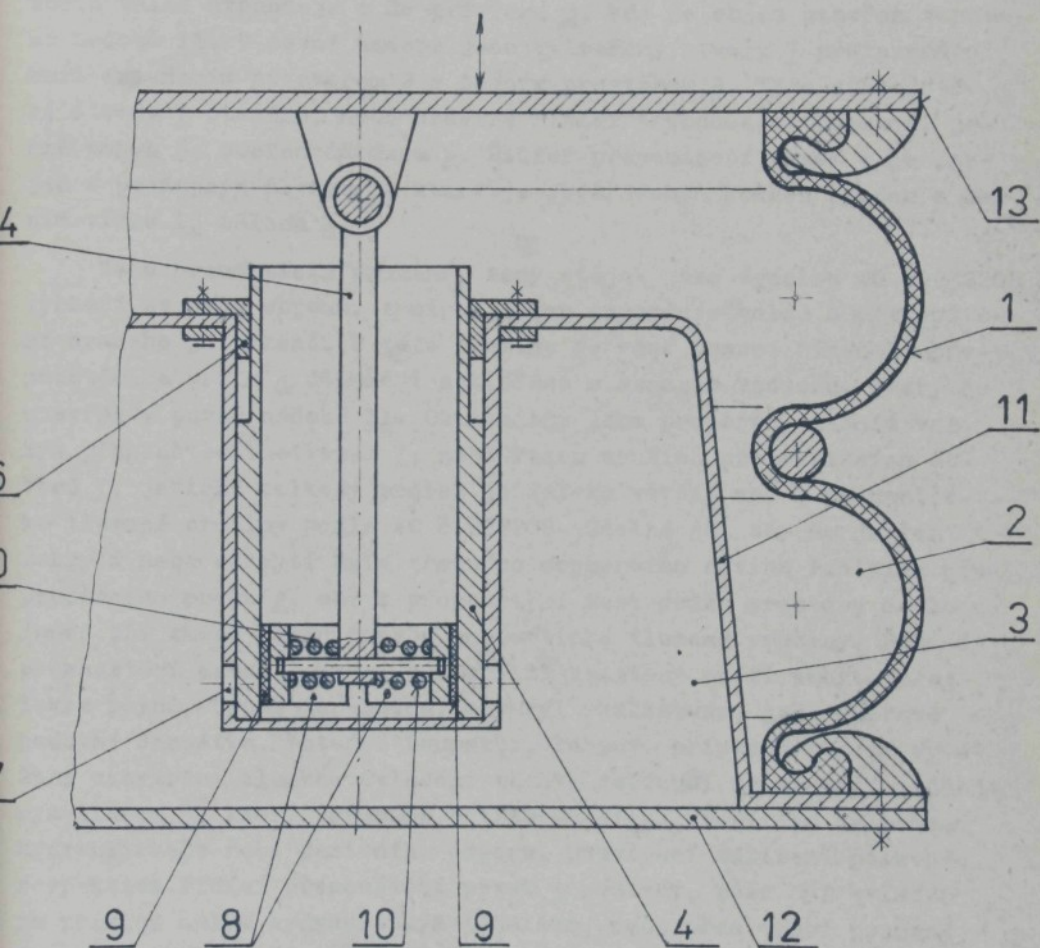
Tento princip vychází z československého autorského osvědčení č.232208 a snaží se řešit problematiku vyrovnávání tlaků, v krajní úvratí zdvihu pneumatické pružiny, mezi neproměnlivým a proměnlivým prostorem této pružiny.

V této pružině je opět celkový objem vzduchu rozdělen na objem, který expanduje zcela volně a na objem, který je uzavřen v pevné nádobě a při jeho plnění, tedy stlačování pružiny, nebo při jeho vypouštění, tedy roztahování pružiny je přepouštění řízeno ovládaným šoupátkem, kohoutem, případně jiným uzavíracím prvkem, který je však odlehčen vzhledem k přetlaku v pružině. Ovládání uzavíracího prvku je provedeno pomocí poddajného členu. Tento poddajný člen přestaví uzavírací prvek vždy v krajní poloze harmonického pohybu. Poddajný člen může být tvořen malým hydraulickým tlumičem, nebo posuvným třecím členem, který sestává z čelistí na něž je z jedné strany upevněno frikční obložení a z druhé strany jsou přítlačné pružiny. Dále může být poddajný člen tvořen jednoduchou třecí spojkou nebo elektromagnetem, který je spojen s čidlem, citlivým na změnu směru pohybu pneumatické pružiny v krajních úvratích.

Tato pneumatická pružina je konstruována tak, že v krajních úvratích jsou tlaky plynů v obou prostorech vyrovnané, což umožňuje dobrou činnost a kladný účinek tlumení.

Obr.29 znázorňuje v řezu tlumenou pneumatickou pružinu s řízeným dějem v krajních úvratích, u níž poddajný člen tvoří malý hydraulický tlumič a přepouštěcí otvory jsou během stlačování pružiny zavřeny. Na obr.30 je znázorněna v náryse v řezu takováto tlumená pružina, u níž poddajný člen tvoří opět hydraulický tlumič, avšak přepouštěcí otvory jsou během stlačování pružiny





obr. 31

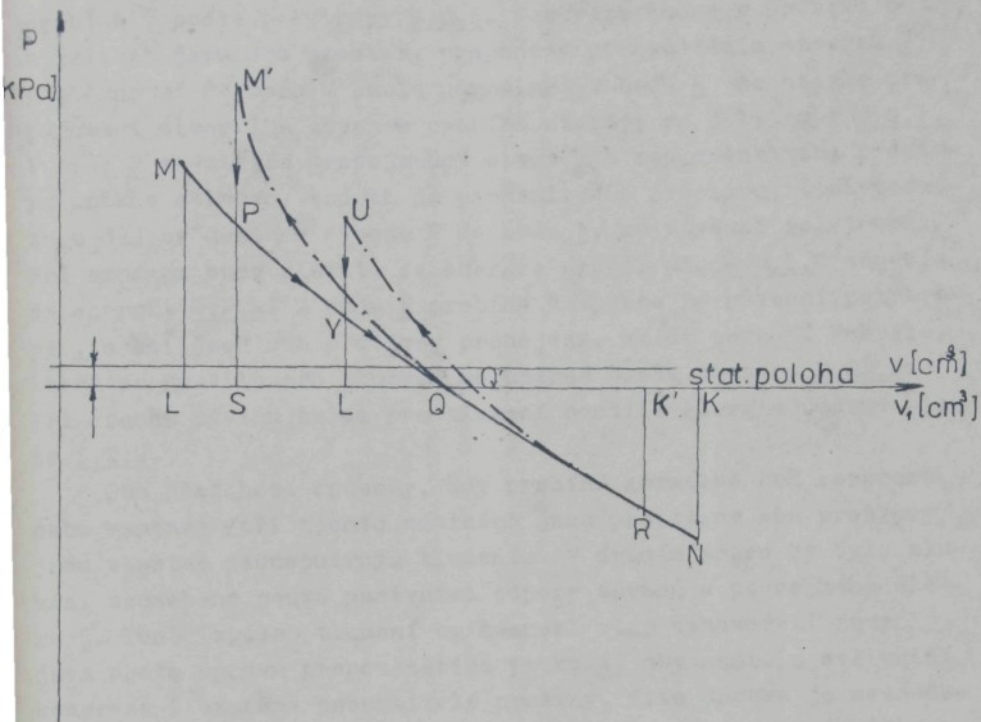
otevřeny. Na obr. 11 je přepouštěcí prvek ovládán poddajným členem, který tvoří posuvný třecí člen. Přepouštěcí šoupátko je během komprese pružiny zavřené.

Tlumená pneumatická pružina s řízeným dějem v krajních úvratích sestává z tělesa 1, tvořeného na příklad pryžokordovým dvouvlnovcem a opatřeného horním víkem 13 a dolním víkem 12. Celkový objem tělesa 1 je rozdělen do expanzního prostoru 2, kde objem zcela volně expanduje a do prostoru 3, kde je objem uzavřen v pevné nádobě 11. V pevné nádobě jsou vytvořeny otvory 7 pro proudění mezi expanzním prostorem 2 a pevným prostorem 3. Tyto přepouštěcí otvory 7 otevírá, nebo uzavírá řídicí přepouštěcí prvek 4, jehož pohyb je omezen dorazem 6. Řídicí přepouštěcí prvek 4 je spojen s poddajným členem 5, který je svým druhým koncem spojen s horním víkem 13 tělesa 1.

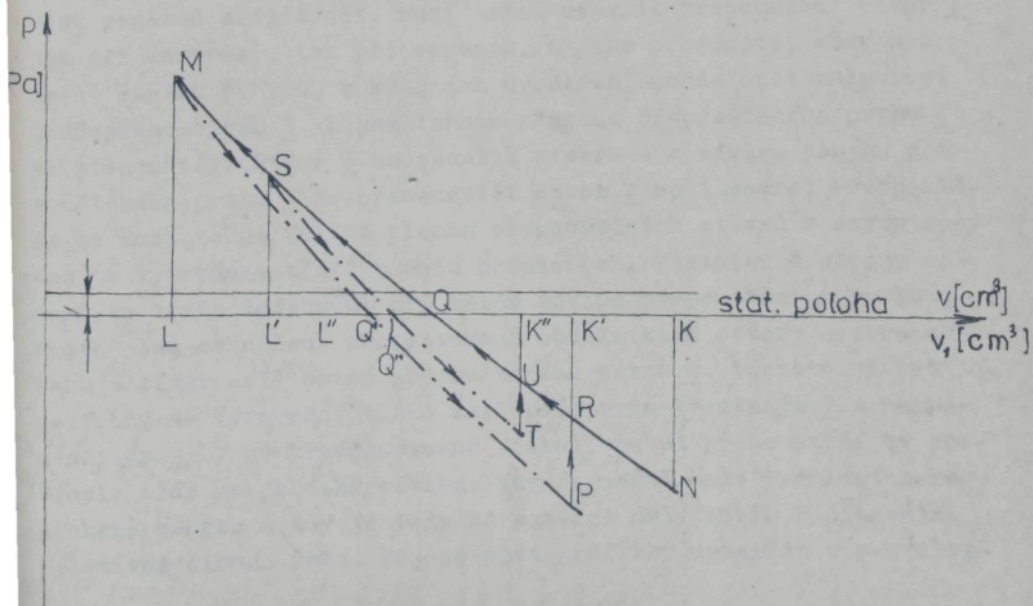
Tato pneumatická pružina, tedy stejně jako vynález AO č. 232208 vychází ze dvou objemů, z nichž jeden expanduje volně a přepouštění druhého je řízené. U této pružiny je však pomocí řízeného přepouštěcího prvku 4 účinněji nakládáno s objemem vzduchu, který je uzavřen v pevné nádobě 11. Oba objemy jsou propojeny jedním velkým přepouštěcím otvorem 7, nebo řadou menších přepouštěcích otvorů 7, jejichž celkový průřez je daleko větší, než u pneumatické tlumené pružiny podle AO č. 232208. Účelné je, aby na jejich zakrytí nebo odkrytí bylo třeba co nejmenšího zdvihu řídicího přepouštěcího prvku 4, aby k přepouštění mezi oběma prostory došlo ihned při změně směru pohybu pneumatické tlumené pružiny. Řídicí přepouštěcí prvek 4 nesmí být příliš zatížený proti pohybu přetlakem plynů. Proto je vhodné, aby byl realizován, jako válcové posuvné šoupátko, rotační šoupátko, kohout, případně silově vyvážená uzavírací klapka. Ovládání těchto zařízení se provádí poddajným členem 5, který vyvozuje potřebnou sílu, například za pomoci hydraulického nebo pasivního odporu. Uzavírací zařízení posuvné, respektive řídicí přepouštěcí prvek 4 posuvný, může být ovládán na příklad malým hydraulickým tlumičem, nebo přes třecí posuvný člen 14 a uzavírací rotační zařízení, respektive řídicí přepouštěcí prvek rotační, přes jednoduchou třecí spojku, která by dovolila prokluz. Oba třecí elementy by se nechaly seřizovat změnou přítlaku na třecí plochy. Kromě toho by šla posuvná i rotační šoupátka ovládat pomocí elektromagnetu. Tlumení lze řídit v pod-

statě třemi způsoby. V prvním případě podle provedení na obr.29 a obr.31 je přepouštěcí otvor 7 během stlačování pneumatické pružiny uzavřený, pružina má tedy menší pružící objem a jeví se jako tužší, jako by ji hydraulický tlumič svým odporem proti pohybu posiloval. Při roztahování pružiny se přepouštěcí otvor 7 otevře a vyšší tlak v proměnlivém prostoru poklesne, neboť se tlak v něm vyrovná s tlakem v pevné nádobě, síla vyvozená pružinou se zmenší, jako by ji zmenšil vysouvající se tlumič. Děj je schematicky naznačen na obr.32 v diagramu p-v. Stlačování a expanze klasické pneumatické pružiny by probíhaly podle polytropy mezi body N,M. Jestliže se však oddělí a uzavře neproměnlivý prostor, bude komprese pružiny z rovnovážné polohy Q probíhat po strmější polytropě Q,M'. Na začátku zpětného chodu se otevře přepouštěcí otvor 7, tlaky v obou prostorech se vyrovnají - tlak poklesne z bodu M' do bodu P a dále klesá po původní polytropě. Energie původní komprese vyjádřená plochou Q,M,L se bude rovnat energii strmější komprese Q,M',S. Jelikož zpětný děj /expanze/ probíhá po původní polytropě MN, odvede se z procesu vlastně energie odpovídající ploše Q,M',P a ta se rovná také energii P,M,L,S. Expanze probíhá z bodu P přes počátek Q až do bodu R. Přitom musí být splněna podmínka rovnosti energií P,S,Q = Q,R,K'. Při další kompresi se opět uzavře neproměnlivý prostor a komprese bude proto opět probíhat po strmější polytropě R,Q,U. Při expansi se opět propojí oba prostory a tlak v proměnlivém prostoru poklesne z hodnoty U na hodnotu Y, čímž se opět dostane na původní polytropu M,N. Energie, která se při tom vyřadí z provozu, to znamená z procesu pružení, odpovídá ploše obrazce R,Q,U,Y.

V druhém případě znázorněném na obr.30 je při stlačování pružiny přepouštěcí otvor 7 otevřen. Stlačují se tedy oba objemy stejně. Komprese tedy probíhá stejně, jako u normální pneumatické pružiny. Při roztahování pružiny se však přepouštěcí otvor 7 zavře a tím se účinný objem pro pružení, tedy objem proměnlivý zmenší, tlak v něm při expansi klesá daleko rychleji, pružina se dříve pod účinkem hmot zastaví a při opětném stlačování se opět otevře přepouštěcí otvor 7. Z pevné nádoby 11 neproměnlivého objemu unikne plyn, který má vyšší tlak a způsobí zvýšení tlaku v proměnlivém prostoru pružiny, čímž ji "zbrzdí" počátek komprese. Graficky je tento děj opět naznačen v p-v diagramu



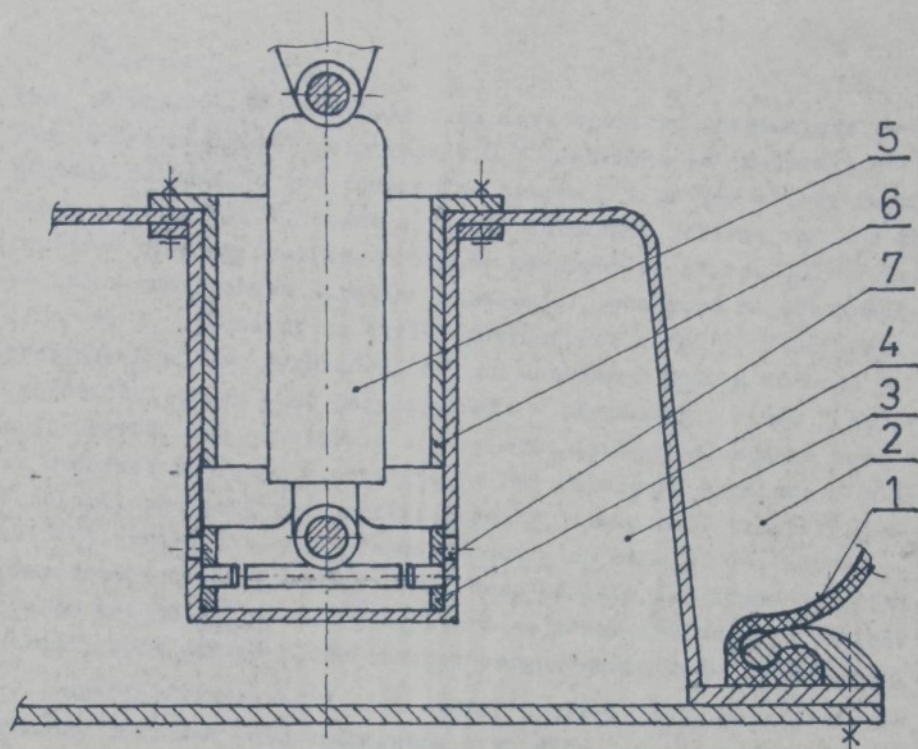
obr. 32



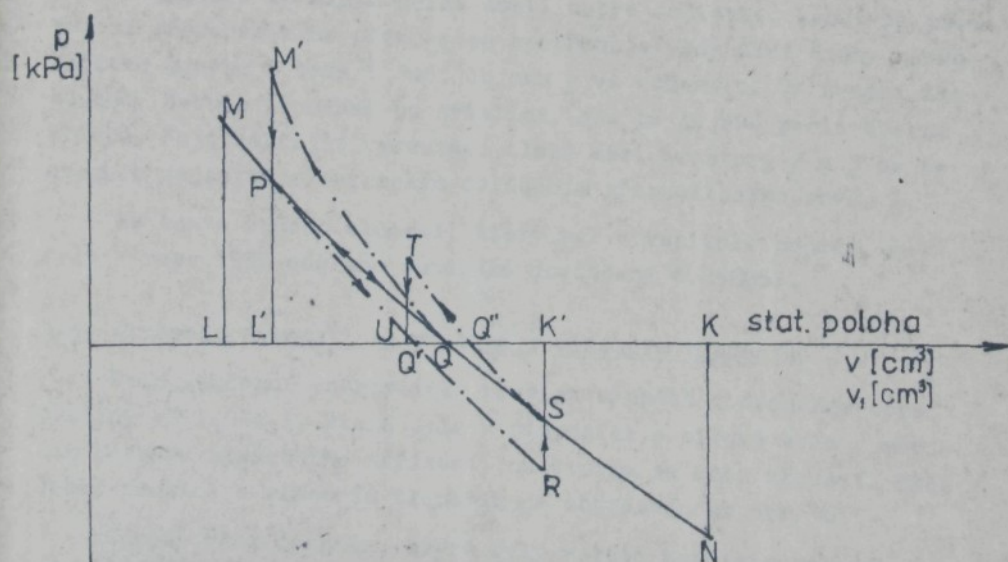
obr. 33

na obr.33. Komprese a expanze normální pneumatické pružiny by probíhaly podle polytropy M, Q, N . Komprese začne v počátku Q a jelikož jsou oba prostory propojeny přepouštěcím otvorem 7 , proběhne až do bodu M zcela normálně. V bodě M se uzavře propojovací otvor 7 a expanze probíhá strměji po polytropě M, Q, P . V bodě P se otevře propojovací otvor 7 z neproměnlivého prostoru unikne stlačený vzduch do proměnlivého prostoru; tlak vzroste a děj se dostane z bodu P do bodu R , na původní polytropu. Při expanzi bude platit, že energie úměrná ploše M, L, Q odpovídá energii Q, P, K . Z bodu R probíhá komprese po původní polytropě, neboť jsou oba prostory propojené, až do bodu S . Energie, která se použila pro tlumení je úměrná ploše obrazce M, Q, P, R . Při druhém zdvihu by se pro tlumení použilo energie úměrné ploše S, T, U .

Oba předchozí způsoby, kdy probíhá normálně buď komprese, nebo expanze /při těchto zdvihách jsou propojeny oba prostory/, jsou vlastně jednosměrným tlumením. V druhém směru by bylo tlumení způsobeno pouze pasivními odpory závěsů a poddajného členu 5 . Tento způsob tlumení by nemusel vždy vyhovovat. Navrhl jsem proto úpravu přepouštěcího prvku 4 , aby nastalo ovlivnění komprese i expanze pneumatické pružiny. Tato úprava je naznačena na obr.34. Přepouštěcí otvor 4 je zde ovládán opět poddajným členem 5 , jako v předchozích případech, jeho funkce je zde však poněkud složitější. Musí totiž uzavřít přepouštěcí otvor 7 jak při kompresi, tak při expansi. K jeho přesunutí, vždy při změně smyslu pohybu, v krajních úvratích, dojde opět za pomoci poddajného členu 5 . Během tohoto přesunu přepouštěcího prvku 4 se přepouštěcí otvor 7 na okamžik otevře a v závěru pohybu přepouštěcího prvku 4 se přepouštěcí otvor 7 opět zavře. Předpokládá se dostatečně velká plocha přepouštěcích otvorů a dostatečný čas na vyrovnání tlaků v obou prostorech. Dostatečné plochy otvorů je třeba dosáhnout při malém zdvihu přepouštěcího prvku 4 . Proto jsou naznačeny profrézované obdélníkové otvory, které zasahují téměř celý obvod přepouštěcího prvku 4 . Dostatečný čas potřebný na vyrovnání tlaků mezi prostorem proměnným 2 a neproměnlivým 3 by se pravděpodobně získal, neboť přepouštění by probíhalo vždy na počátku zdvihu, kdy je ještě malá rychlost harmonického pohybu a kdy je tedy na poměrně malý zdvih k dispozici relativně dlouhá doba. Děj je opět graficky naznačen v p-v diag-



obr. 34



obr. 35

řemu na obr.35. Děj komprese a expanze klasické pneumatické pružiny znázorňuje opět polytrope M,C,N. Jestliže se pneumatická pružina nachází ve své rovnovážné poloze Q a přijme silový impuls, který musí zachytit, dojde k jejímu stlačení, jelikož však je přepouštěcí otvor 7 uzavřen, proběhne komprese po křivce Q,M'. Jakmile se změni směr pohybu (pružina expanduje), přesouvá se přepouštěcí prvek 4, otevře se na chvíli přepouštěcí otvor 7. Tlaky mezi prostory 2 a 3 se vyrovnají, děj se dostane z bodu M' do bodu P. Přepouštěcí prvek 4 se pohybuje dále a přepouštěcí otvor 7 se opět uzavře. Oba prostory 2 a 3 se opět izolují a expanze bude dále probíhat podle polytropy P,Q,R. Při dokončené expanzi, v bodě R se opět přesouvá přepouštěcí prvek 4, tlaky mezi prostory 2 a 3 se opět vyrovnají - děj přejde z bodu R do bodu S. Jelikož se přepouštěcí otvor 7 opět uzavře, bude následující komprese probíhat po křivce S,Q^{nt}. Energie, která se během prvních dvou zdvihů utlumí, bude úměrná ploše obrazce ohraničeného body Q,M',P,Q',R,S.

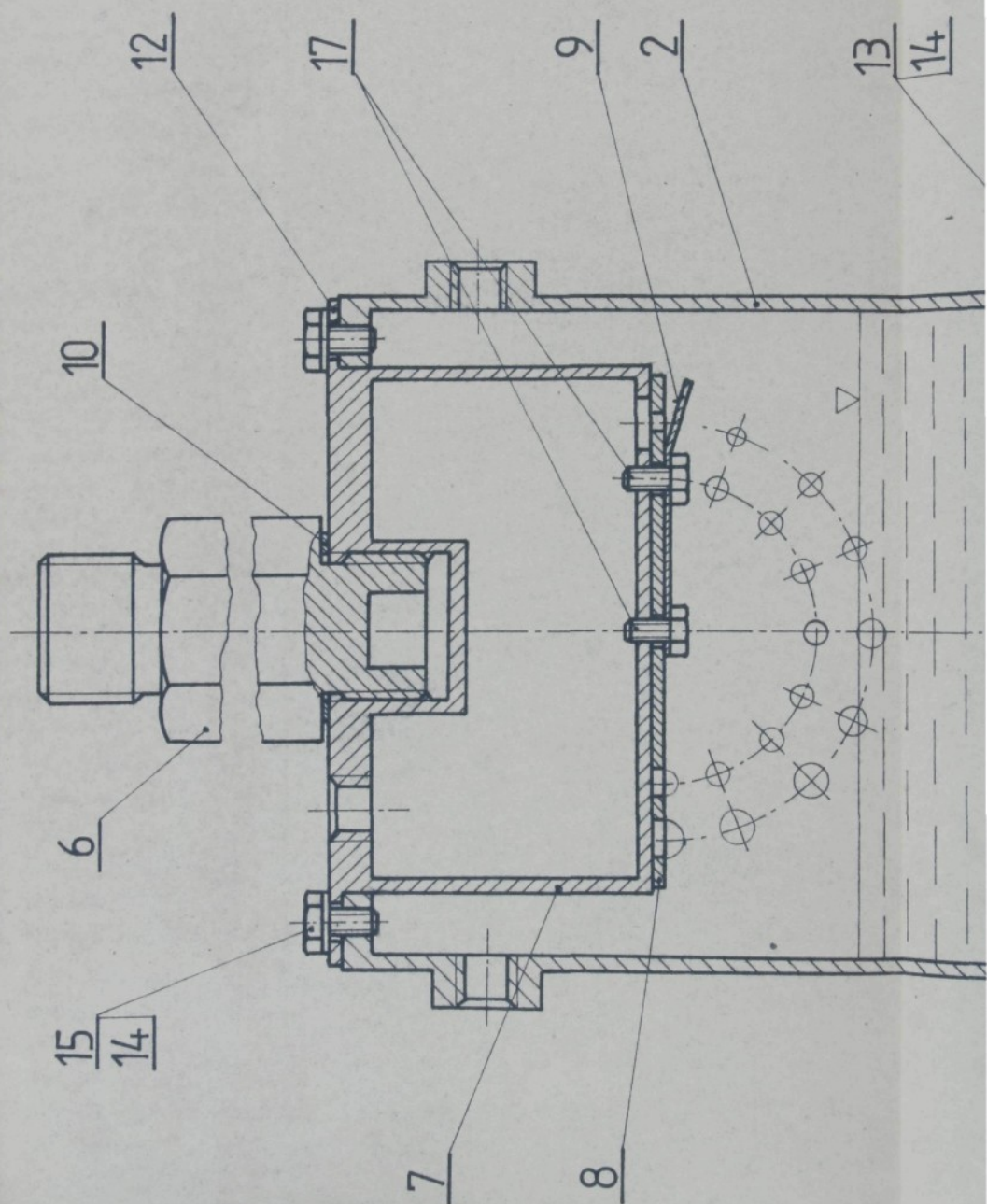
Grafická znázornění dějů uvnitř pružiny jsou značně idealizována, Tak, jak jsou znázorněny tyto děje, odpovídají průběhy okamžitému a dokonalému vyrovnání tlaků mezi prostory 2 a 3 v krajních úvratích. To ovšem nelze dosti dobře zajistit, neboť na přestavení přepouštěcího prvku 4 se spotřebuje vždy část dráhy harmonického pohybu a tedy i část objemu v ve schématu. Vyrovnání tlaků tedy nebude probíhat po svislici, ale po nějaké zcela obecné křivce. Nejideálnější vyrovnání tlaků mezi prostory 2 a 3 by se nechalo zajistit elektrickým ovládním přepouštěcího prvku 4.

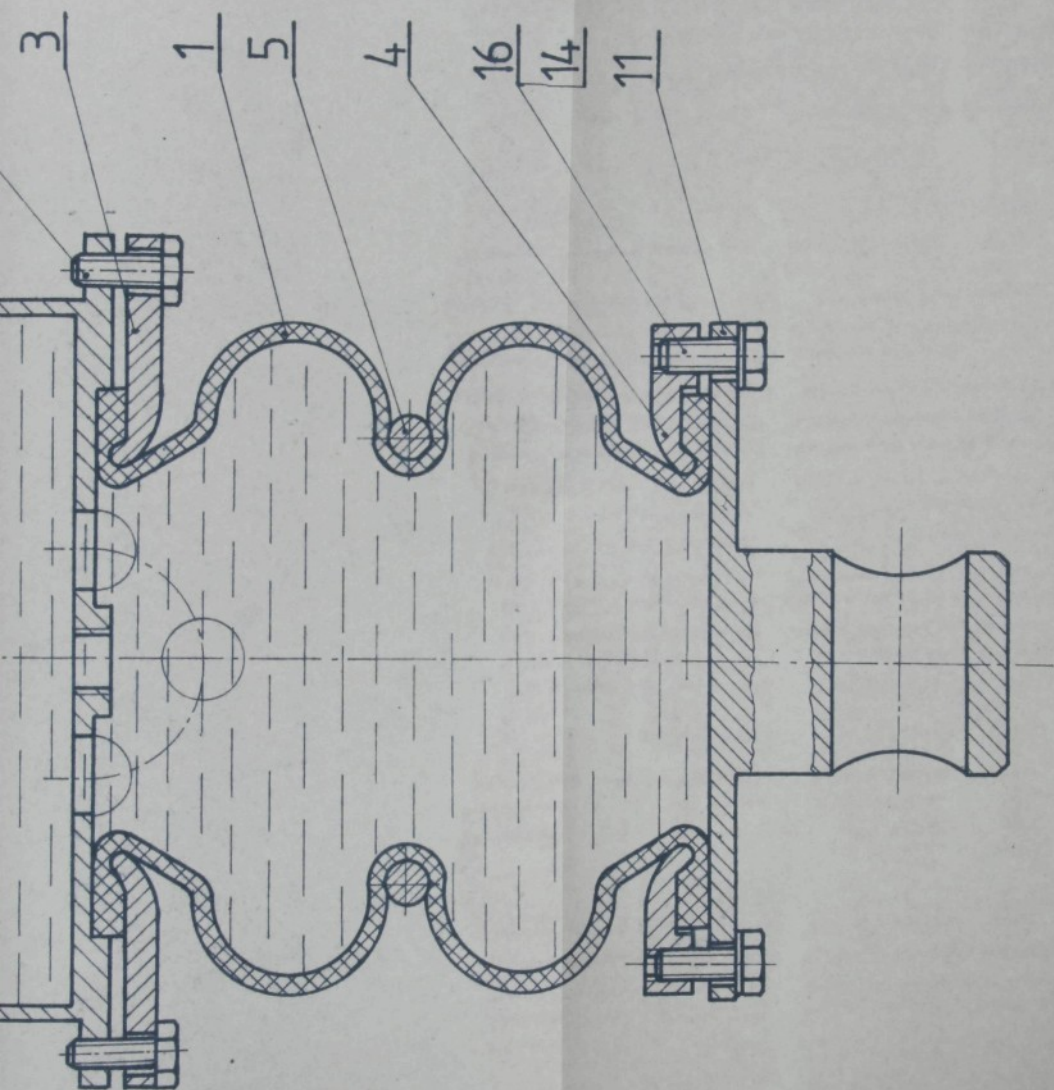
Na tento způsob tlumení, který byl v kapitole popsán, mně bylo v roce 1988 uděleno autorské osvědčení č.258857.

5.4. Zkušební pneumatická pružina s vlastním tlumením.

Tato zkušební pneumatická pružina vychází z dvouvlncové pružiny VD-120-4,5, která byla k dispozici a silově byla v měřícím rozsahu zkušebního zařízení, na kterém se měla zkoušet. Zkušební pružina s vlastním tlumením je zobrazena na obr.36.

Oproti všem návrhům, které byly v této kapitole popsány, má zkušební pneumatická pružina s vlastním tlumením jednu zásadní odchylku. U všech předchozích variant je vždy proměnlivý





obr. 36

prostor součástí objemu pryžkové tělesa 1, zde je součástí pevné nádoby 2. Vedly mne k tomu následující důvody:

- a/ Chtěl jsem na vyzkoušení principu použít podstatnou část zkušební pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením - srovnej s obr. 49 .
- b/ Účinnost tohoto tlumení je funkcí škrcení /rozdílu tlaku v pevném a proměnlivém prostoru/ a dále funkcí poměru objemů obou těchto prostorů. V malém dvouvlnovci by vzhledem k jeho tvaru a vzhledem na zdvih nebylo možno dosáhnout potřebného poměru objemů. V uspořádání dle návrhu, za použití transformační kapaliny, lze dosáhnout libovolného poměru objemů /proměnlivý a neproměnlivý/.
- c/ Mít možnost provádět "ladění" pružiny. To znamená měnit poměr objemu vzduchu a objemu kapaliny v pružině.

Zkušební pneumatická pružina s vlastním tlumením sestává z dvojlvnovce 1 vyplněného kapalinou na bázi vody. Jeho spodní strana je zakrytována přírubou 11 opatřenou upevňovacím okem, která je k dvojlvnovci 1 připevněna přichytkou 4 a šrouby 16. Hoření strana dvojlvnovce 1 je zakryta dnem pevné nádoby 2, ve kterém jsou otvory. Těmito otvory proudí volně, bez škrcení, kapalina z dvojlvnovce 1 do nádoby 2 a její hladina může být různě vysoko /"ladění"/. Uvnitř nádoby 2, jejíž vzduchový objem je proměnlivý, je další nádoba 7 s pevným vzduchovým objemem. Nádoba 7 přechází v horní části ve víko, které je společné pro nádobu 2 i 7. Je přišroubováno šrouby 15 a utěsněno těsněním 12. Uprostřed víka je přišroubována šroubová spojka 6 sloužící k upevnění zkušební pneumatické pružiny do závěsu zkušebního stavu.

Napravo spodní stěny nádoby 7 je otvor, kterým proudí vzduch mezi objemem proměnlivým a neproměnlivým. Tento otvor je předimenzován, neboť vlastní regulací průtoku vzduchu budou řídit otvory v otáčivé cloně 8 se sadou odstupňovaných průtočných otvorů. Tato otáčivá clona 8 je přišroubována ke dnu nádoby 7 dvěma šrouby 17. Kolem středního se clona otáčí a pravý zajišťuje jednotlivé polohy clony 8. Po nastavení zvoleného průtočného otvoru se oba šrouby 17 dotáhnou a tím se

zajistí poloha a těsnost clony 8 vzhledem k otvoru ve dnu nádoby 7. Krytka 9 cloní průtočný otvor proti vnikání kapaliny. Pryžkordový dvouvlivovec 1 je k pevné nádobě 2 připevněn příchytkou 3 a šrouby 13.

Charakteristika zkušební vzduchové pružiny s vlastním tlumením se zaznamená nejprve při nastavení clony 8 se stejně velikým otvorem, jako je otvor na pravé straně ve dnu nádoby 7. To znamená, že prostor nádoby 7 se stane vlastně součástí proměnlivého prostoru, neboť tlaky v obou prostorech budou během celého cyklu stejné.

Při dalších měřeních se postupně budou zařazovat podstatně menší otvory clony 8. Tlaky v obou prostorech se již nebudou stačit vyrovnávat a budou ovlivňovat jednotlivé záznamy charakteristik. Z jejich srovnání s původní charakteristikou se bude moci posoudit intenzita vlastního tlumení této zkušební pneumatické pružiny s vlastním tlumením.

5.5. Měření na zkušební pneumatické pružině s vlastním tlumením

Zkušební pneumatická pružina s vlastním tlumením, tak jak byla navržena a vyrobena, představovala princip tlumení popsáný v kapitole 5.2.. Toto měření mělo dokázat, že skutečně jde o tlumenou pružinu.

Měření se provádělo, stejně jako u pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením (viz kapitolu 6.0.), na zkušebním stavu pro zkoušení tlumičů v n.p. Autobrzdy. Stejně tak bylo použito jejich měřicí a záznamové techniky.

Tento zkušební stav na tlumiče nereslizuje čistě harmonický pohyb, neboť používá klasický klikový mechanismus. To způsobilo poněkud odlišný průběh dráhy a rychlosti harmonického pohybu. Je to však nepodstatné pro vlastní účel a cíl měření.

Prováděl se záznam zdvihových a rychlostních charakteristik pružiny pro její různé seřízení. To spočívalo v tom, že se měnila velikost škrtícího (přepouštěcího) otvoru mezi proměnlivým a konstantním objemem pružícího vzduchu v pružině. Dále se zaznamenával průběh tlaku p_1 v proměnlivém objemu a tlaku p_2 v konstantním objemu. Průběh obou charakteristik i obou tlaků se zazna-

menával do paměti osciloskopu, odkud se potom pomocí zapisovačů přenášel na papír. Pro snadné rozmnožení jsem záznamy okopíroval na průsvitný papír a opatřil stupnicemi veličin.

Jelikož proudění mezi oběma objemy je značně teoreticky obtížné, neboť rozhodující veličiny p , v , .../se neustále mění, bylo přikročeno k těmto zkouškám.

Výchozí střední tlak vzduchu byl vždy stejný 300kPa. Před jeho nastavením se pružina ustavila do střední polohy. Přesnost nastavení tlaku však byla ovlivněna, jak se na záznamech ukázalo, přesností manometru v přívodním petrubí pro vzduch.

Nastavení zvoleného škrtícího /přepouštěcího/ otvoru bylo poněkud záložné. Muselo se provádět při demontáži pružiny, to znamená bez tlaku, při vyjmutí nádoby 7, představující konstantní objem. Aby, obzvláště při malých přepouštěcích otvorech, nebyl průtok zkreslen případným prouděním vzduchu šterbinou mezi dnem nádoby 7 a clonkou 8, bylo kolem velkého otvoru ve dnu nádoby 7 /Ø10/ nalepeno pryžové těsnění a stejně tak na protější straně, aby se po dotažení šroubů 17 clonka 8 nedeformovala. Po následném smontování pružiny se tato upnula do zkušebního stavu na tlumiče, jehož střední poloha zdvihu souhlasila se střední polohou pružiny a naplnila se vzduchem na požadovaný přetlak /300kPa/. Dále se provedla kontrola těsnosti vlastní pružiny i k ní napojeného plnicího systému.

Zdvih pružiny při zkouškách byl zvolen $\pm 30\text{mm}$, na což se zkušební stav nechal snadno nastavit.

Dále bylo používáno dvou frekvencí kmitání zkoušené pružiny. Jako základní frekvence $f = 1,667\text{s}^{-1}$, která je u obdobných zkoušek běžná. Kromě toho se používalo ještě frekvence poloviční, neboť jsem chtěl mít možnost posoudit vlastnosti pružiny při polovičních rychlostech během celého cyklu. Důvodem pro to byla i skutečnost, že se frekvence nechala plynule a snadno měnit, bez zásahu do zkoušené pružiny a tedy i bez změny tlaku uvnitř před a po demontáži, jak se stávalo při výměně průtočného otvoru mezi proměnlivým a konstantním objemem pružiny.

Na obr.37 jsou v jeho horní části zaznamenány zdvihová $F = f/x//$ a rychlostní $F = f/\dot{x}//$ charakteristiky zkoušené pru-

žiny při nastavení základních veličin: $x_{\max} = \pm 30$
 $f = 1,667 \text{ s}^{-1}$
 $d = \varnothing 10$

Srovnají-li se zaznamenané charakteristiky s charakteristikami klasických hydraulických tlumičů automobilového typu z kapitoly 3.7., je na prvý pohled vidět jistá podobnost. Avšak pozor! Zdvihová charakteristika této pružiny se podobá rychlostní charakteristice hydraulického tlumiče automobilového typu a naopak rychlostní charakteristika této pružiny se podobá zdvihové charakteristice hydraulického tlumiče automobilového typu. Je to však v pořádku, neboť nejde o tlumič, ale jde o pružinu.

Zatím, co se na utlumenou energii hydraulickým tlumičem usuzovalo z velikosti ploch jeho zdvihových charakteristik, u této pružiny lze na utlumenou energii usuzovat z velikosti hysterezní plochy zdvihové charakteristiky zkoušené pružiny. Zdvihová charakteristika netlumené pneumatické pružiny by byla znázorněna jednou křivkou, společnou pro stlačování i expanzi. Vzhledem k tomu, že byl nastaven největší přepouštěcí otvor ($\varnothing 10$), pomocí kterého jsem předpokládal vcelku snadné vyrovnávání tlaků p_1 a p_2 v obou objemech, je na záznamu značná hystereze zdvihové charakteristiky a tedy i značný tlumicí účinek systému pružiny.

Spodní část obr.37 znázorňuje průběh tlaků v obou objemech pružiny. Tlak p_1 je v proměnlivém objemu a tlak p_2 je v konstantním objemu. Přitom obě charakteristiky jsou závislé pouze na průběhu tlaku p_1 , t.j. v proměnlivém objemu. Ten se však může lišit od svého standardního průběhu (pro jeden objem, rovný součtu obou objemů) jen tehdy, když tlak v konstantním objemu bude probíhat jinak než tlak v proměnlivém objemu. Záznam tlaků p_1 a p_2 však nevykazuje žádné podstatné rozdíly, jestliže se vezme v úvahu vodorovné přesezení obou zapisovacích hrotů asi o 1,2mm.

Zde je třeba upozornit na jistou abnormalitu čtení záznamů tlaků p_1 a p_2 . Jelikož zapisovací pspír se pohybuje od leva do prava, je třeba číst tlakové údaje od prava do leva.

Pokud jde o poměrně značnou hysterezi zdvihové charakteristiky pružiny a tedy i tlumicí účinek, který z toho plyne, je si třeba uvědomit další okolnosti, které plynou z vlastní konstruk-

ce zkušební pružiny, která byla navrhována tak, aby měla univerzálnější použití - to znamená, aby se po jistých úpravách nechala použít i na další zkoušky pružiny s přímým hydraulickým tlumením. Princip tohoto tlumení je popsán v následující kapitole 6.0.

Čtyři otvory $\varnothing 14$ a otvor $M12$ umístěné ve dnu nádoby 2, kterými proudí kapalina, kladou jejímu průtoku větší hydraulický odpor, než ukazoval předběžný výpočet. Tento hydraulický odpor způsobuje tekový rozdíl tlaků p_4 a p_3 mezi vlastním objemem dvojvlnovce 1 a nádobou 2. Při stlačování pružiny zvětšuje tlak v dvojvlnovci 1 a tedy i silový nárůst pružiny. Při roztahování pružiny tomu bude naopak. Potvrzuje to srovnání zdvihové charakteristiky z obr.37 se zdvihovou charakteristikou pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením z obr.51. U této pružiny proudila kapalina také plně otevřenými čtyřmi otvory $\varnothing 14$ a celý objem vzduchu byl proměnlivý a stejně veliký jako u charakteristiky z obr.37, kde však byl průtočný průřez větší o plochu otvoru $M12$. V důsledku by hystereze dle obr.37 měla být menší. Je však naopak větší, což svědčí o tom, že to bylo způsobeno nějakým dalším tlumením, tedy tlumením pneumatickým z účinků vzájemného působení proměnlivého a pevného (konstantního) vzduchového objemu.

Na obr.38 jsou opět v horní části znázorněny charakteristiky zkušební pružiny při nastavení přepouštěcího otvoru velikosti $\varnothing 5$ a při frekvenci kmitání $f = 1,667s^{-1}$. Ostatní hodnoty byly neproměnné a používaly se stejné při všech ostatních měřeních. Je vidět, že hystereze zdvihové charakteristiky se proti předchozímu měření zvětšila a že tedy tlumení vzrostlo. Průběhy tlaků p_1 a p_2 (spodní část obrázku) zaznamenaly výrazné změny oproti předchozímu měření. Změnu lze spatřovat ve výraznějším rozdílu velikosti tlaku p_1 a p_2 a ve větším jejich vzájemném časovém posunutí, neboť přesunutí písátek zapisovače zůstává stejné i když se zmenšil od tohoto měření posuv papíru zapisovače - z toho plyne zúžení záznamu tlaku.

Totéž měření, jako na obr.38, pouze s poloviční frekvencí kmitání $f = 0,833s^{-1}$ je zaznamenáno na obr.39. Poloviční frekvenci odpovídá i poloviční rychlost harmonického pohybu. To je vi-

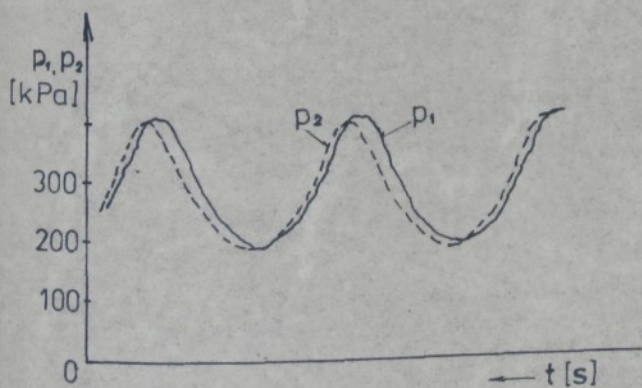
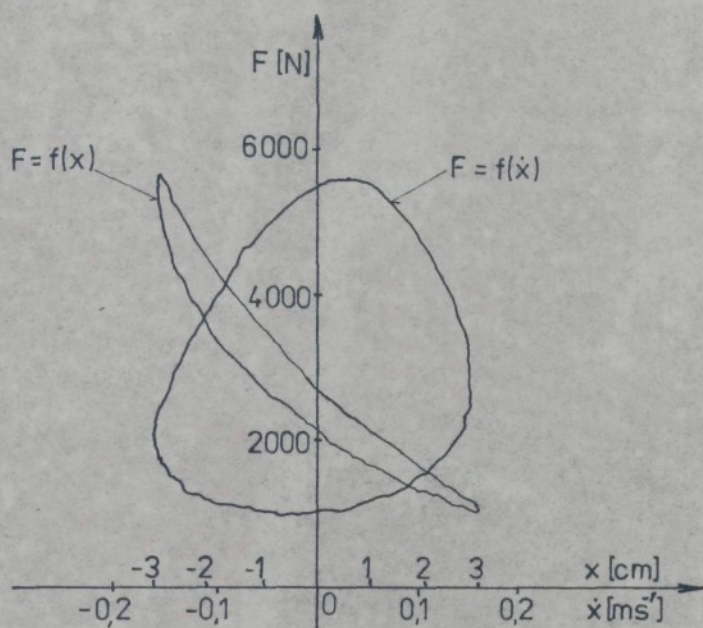
dět na záznamu rychlostní charakteristiky ($F = f(\dot{x})$), které je zúžená. Tomu však také odpovídá dvojnásobný čas kmitu, který oproti předchozímu měření (obr.38) umožní více vyrovnat tlaky p_1 a p_2 . V důsledku toho se i částečně zmenší hystereze zdvihové charakteristiky ($F = f(x)$) zkoušené pružiny, což je i projev menšího tlumení této zkoušené pružiny.

Naměřené charakteristiky a průběhy tlaků zkušební pružiny s přepouštěcím otvorem $\varnothing 3,7$ při frekvenci měření $f = 1,667\text{s}^{-1}$ jsou znázorněny na obr.40. Ze zdvihové charakteristiky je vidět, že hysterezní plocha se proti předchozím měřením opět zvětšila, což odpovídá i zvětšenému vlastnímu tlumení zkušební pružiny. Zajímavý je průběh tlaků p_1 a p_2 . Je vidět, že se výrazně zvětšil rozdíl mezi tlakem p_1 , to jest tlakem v proměnlivém prostoru (objemu), který bezprostředně ovlivňuje charakteristiku pružiny a tlakem p_2 uvnitř konstantního objemu. Oba tlaky kmitají se stejnou frekvencí, avšak s fázovým posuvem (je však od fázového posuvu odečíst překrytí pisátek zapisovače 1,2mm). Fázový posuv je způsoben tím, že tlaky se v obou objemech v krajních úvratích nestačí vyrovnat. K jejich vyrovnání dojde až během dalšího zdvihu (protnutí obou křivek při posunutí záznamu o překrytí pisátek). Dále se zde výrazně snížil průměrný tlak v konstantním objemu p_2 oproti průměrnému tlaku p_1 v proměnlivém objemu. To se sice dalo pozorovat již na předchozím měření, nebylo to však tak výrazné.

Poslední dvě měření byla prováděná na zkušební pružině při použití přepouštěcího otvoru $\varnothing 1,6$. Na obr.41 bylo měření provedeno při frekvenci $f = 1,667\text{s}^{-1}$ a na obr.42 při frekvenci poloviční. Proti předchozímu měření se znatelně snížila plocha záznamu zdvihové charakteristiky. Z toho plyne, že tlumící účinek je menší než byl v předchozím případě, při použití přepouštěcího otvoru $\varnothing 3,7$. Oba záznamy zdvihových charakteristik (obr.41 a obr.42) jsou poměrně totožné. Stejně tak to platí i o záznamu tlaků p_1 a p_2 . Porovnáním s předchozími měřeními se ještě více zvětšil rozdíl mezi nimi a došlo k ještě většímu rozdílu jejich středních tlaků. Tlak p_2 v konstantním objemu pulsuje již poměrně málo, neboť přepouštěcí otvor $\varnothing 1,6$ je příliš malý. Je-li tlakový spád Δp dosahuje již v některých okamžicích pomě-

$$d = \varnothing 10$$

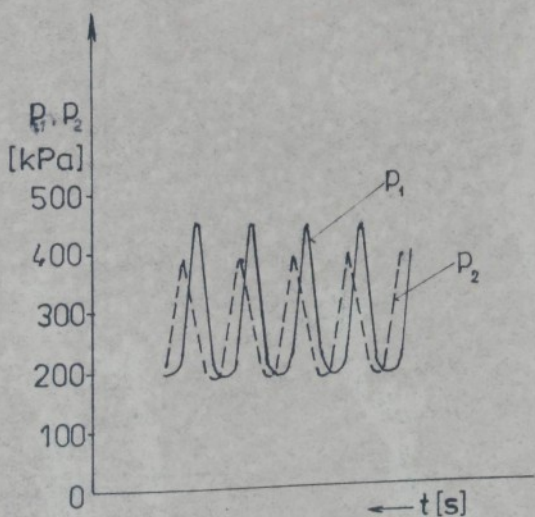
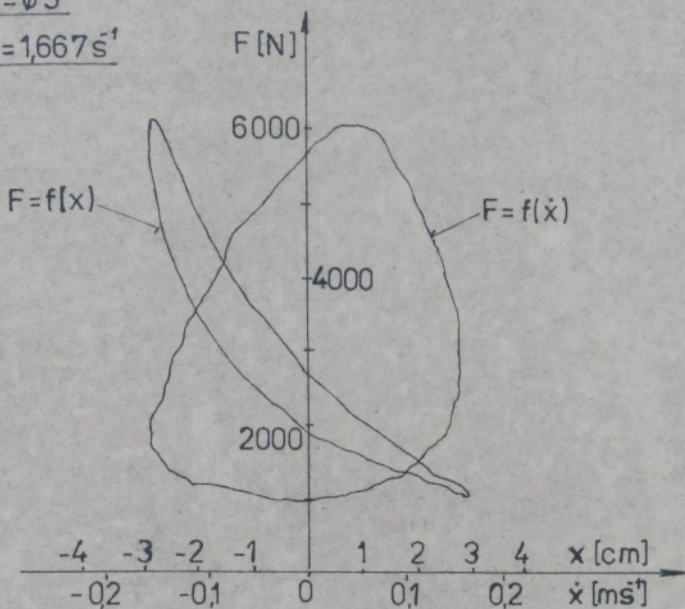
$$f = 1,667 \text{ s}^{-1}$$



obr. 37

$$d = \phi 5$$

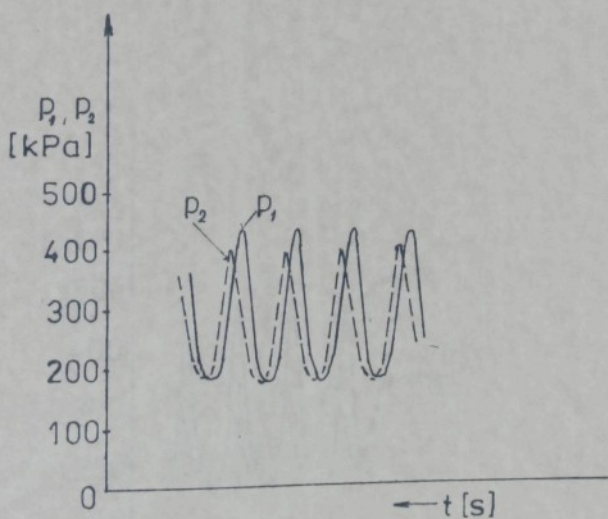
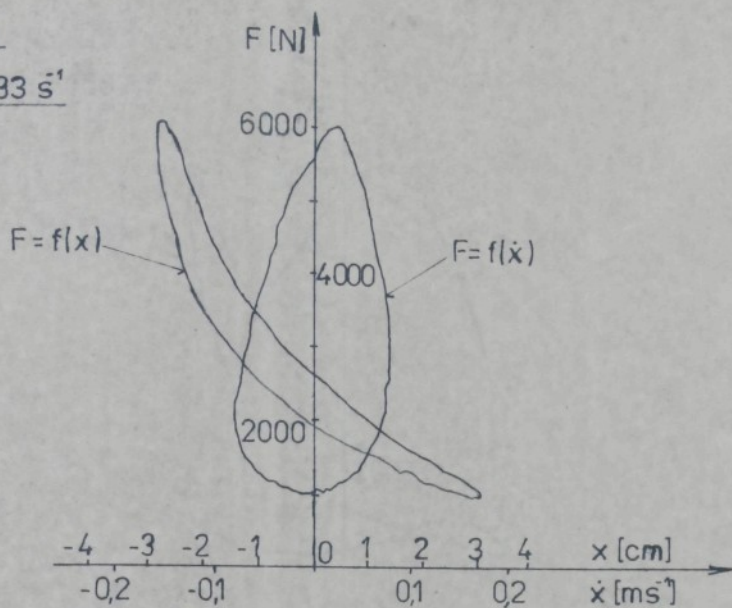
$$f = 1,667 \text{ s}^{-1}$$



obr. 38

$$d = \phi 5$$

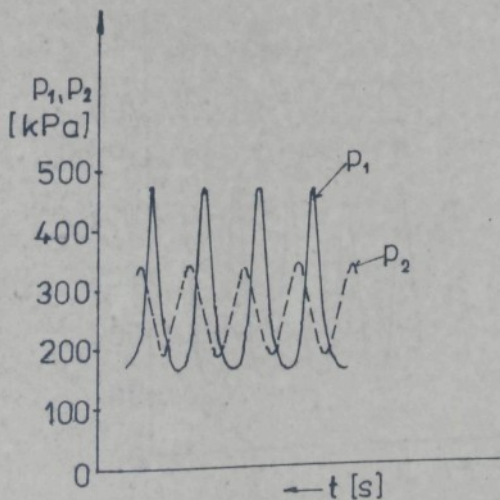
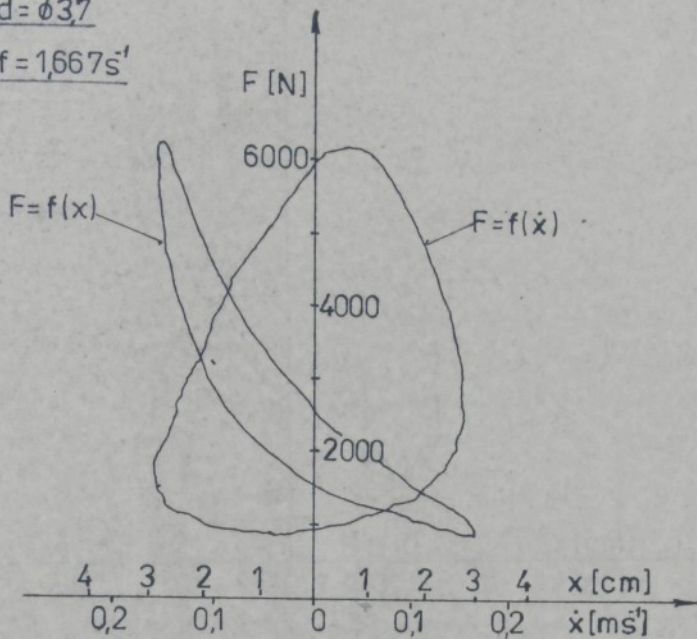
$$f = 0,833 \text{ s}^{-1}$$



obr. 39

$$d = \phi 37$$

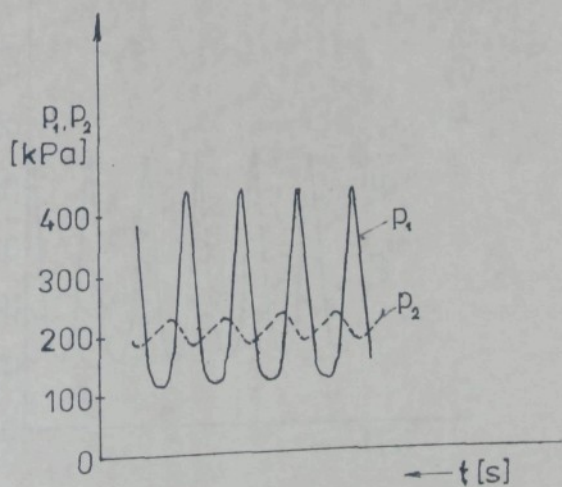
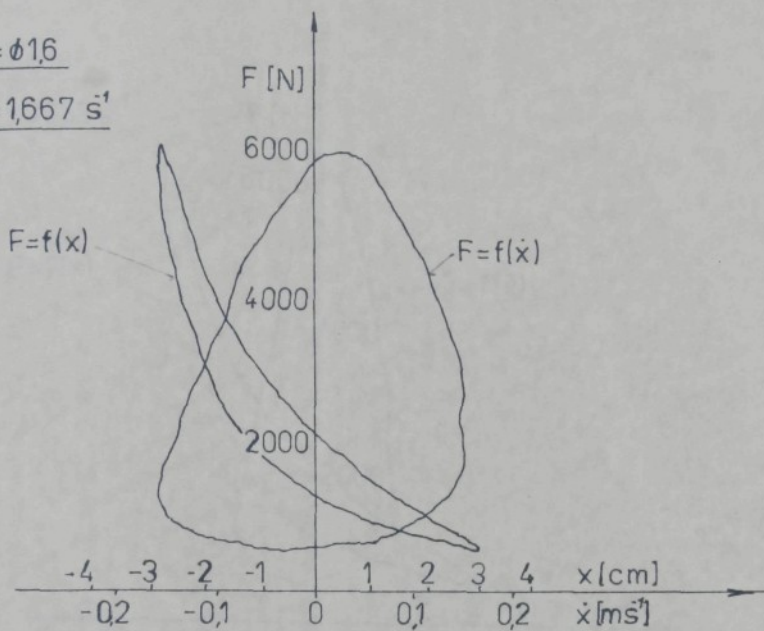
$$f = 1,667 \text{ s}^{-1}$$



obr. 40

$$d = \emptyset 1,6$$

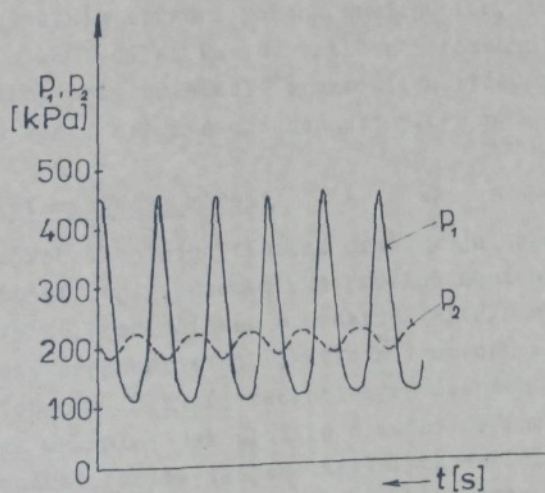
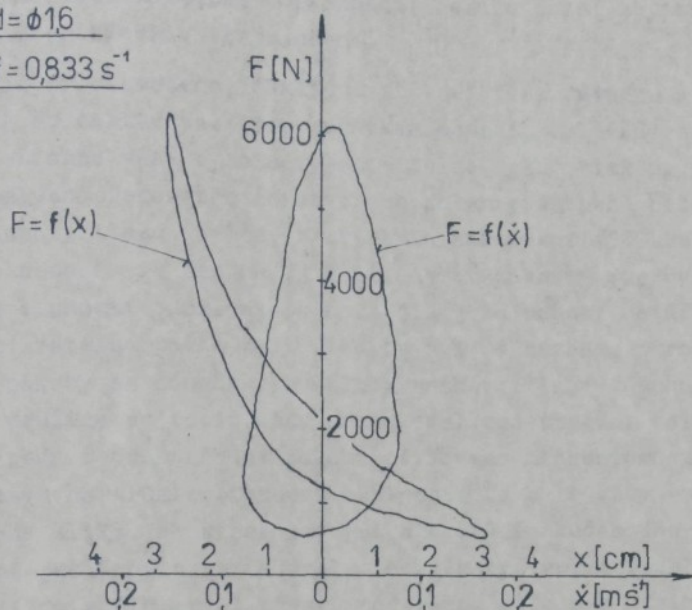
$$f = 1,667 \text{ s}^{-1}$$



obr. 41

$$d = 0,16$$

$$f = 0,833 \text{ s}^{-1}$$



obr. 42

ru, kdy dochází ke kritickému proudění, nemůže další zvýšení tlaku p_1 nikterak ovlivnit proudění.

Jak již bylo uvedeno, základní střední tlak vzduchu v pružině, který se nastavoval před začátkem měření, byl vždy stejný 300kPa. Dlouho však bylo nevysvětlitelné, proč tlak p_2 pulsuje při malých přepouštěcích otvorech kolem podstatně nižší střední hodnoty tlaku než té, která byla nastavena (300kPa). Příčina se nedala tak snadno zjistit, neboť záznamy zde uvedené byly vzaty z paměti osciloskopu a to již jako hodnoty ustálené po vykonání většího počtu kmitů. Kdyby byl na záznamu i rozběh zařízení, pak by se záhada vysvětlila snadno. Tlak vzduchu plněného do pružiny se totiž vždy nastavoval pro střední polohu pružiny a tedy i pro střední polohu klikového mechanismu zkušebního stavu na tlumiče. Shodou okolností to byla vždy vodorovná poloha kliky, ze které se, při spouštění zkušebního stavu, pružina ještě dále roztahovala. Rozběh byl velmi rychlý, avšak první půlzdvih trval přesto podstatně déle než zdvihy další. Při něm uniklo z konstantního objemu větší množství vzduchu, než se mohlo při dalším zdvihu dostat zpět. Další zdvihy to již nemohly vyrovnat, neboť zkušební stav měl již konstantní frekvenci - co z něj při jednom zdvihu uniklo, to se do něj při dalším zdvihu vrátilo. Jinak by vypadal záznam, kdyby se nastavovala střední poloha pružiny tím, že by se klika nastavila o 180° dále. Pak by totiž při rozběhu následovalo stlačení pružiny při ještě malé rychlosti a střední hodnota tlaku p_2 by byla vyšší než střední hodnota tlaku p_1 .

5.6. Zhodnocení výsledků měření

Tento způsob vlastního tlumení pružiny je sice nejjednodušší, neboť vnitřní děj v pneumatické pružině není ničím řízen, probíhá samovolně, pod účinkem stavových veličin - je však ovlivňován velikostí přepouštěcího (škrtícího) otvoru a velikostí konstantního objemu. Již při teoretických úvahách o průběhu vnitřních dějů se ukázalo, jak složité a těžko definovatelné děje tam budou probíhat, kolik vzájemně závislých veličin a dějů bude rozhodovat o tom, jaké bude výsledné chování této pružiny. Proto jsem se pokusil ověřit si vlastnosti pneumatické pružiny

s vlastním tlumením těmito zkouškami.

Ukázalo se, že vlastní tlumení tato pružina sice má, ale poměrně malé. Také se potvrdila závislost tlumení na velikosti přepouštěcího otvoru. Z těch měření, která byla provedena, se projevilo největší tlumení pro otvor $\varnothing 3,7$.

Předpoklad, který jsem si dal v kapitole 5.2. a znázornil ho na obr.26 a obr.27, že se bude tlak v krajních polohách pružiny, mezi proměnlivým a konstantním objemem, vyrovnávat, byl dosti iluzorní obzvláště pro menší průměry přepouštěcích otvorů, u kterých během zdvihu pružiny dochází ke vzniku tlakové difference mezi oběma objemy potřebné pro vznik tlumícího efektu. Jak ukazují záznamy tlaků p_1 a p_2 , k vyrovnání tlaků v proměnlivém a konstantním objemu dochází až za úvratěmi v místě průsečíku obou křivek, zkorigováno přesazením obou pisátek zapisovače. Je sice pravda, že v krajních úvratích harmonického pohybu je více času na přepouštění vzduchu mezi konstantním a proměnlivým objemem, při malých změnách objemu a tlaku způsobených stlačováním nebo roztahováním pružiny v této oblasti, avšak přitom klesá také tlaková difference $\Delta p = p_1 - p_2$ v jedné úvratě, nebo $\Delta p' = p_2 - p_1$ v druhé úvratě a proto se přepouštění zpomaluje. Kdyby se v tom okamžiku harmonický pohyb zastavil, k vyrovnání tlaků by zde skutečně došlo, avšak za podstatně delší dobu, než je k dispozici u harmonického pohybu. Ve skutečnosti se tlaky vyrovnávají až za horní a dolní úvratě. Za horní úvratě je to nejen pokračujícím přepouštěním vzduchu z proměnlivého do konstantního objemu, ale také tím, že proměnlivý objem již expanduje a proto v něm klesá tlak i z této příčiny. Za dolní úvratě se tlaky vyrovnávají nejen v důsledku přepouštění vzduchu z konstantního objemu do objemu proměnlivého, ale i v důsledku toho, že proměnlivý objem již komprimuje a proto v něm tlak narůstá i z této příčiny.

Při velikých přepouštěcích otvorech se oba objemy budou chovat jako jeden součtový objem a pružina a pružina by neměla vykazat žádnou hysterezi /tlumení/.

Při velmi malých přepouštěcích otvorech se bude proměnlivý objem chovat jako samostatný a jelikož je částí celko-

vého objemu, bude se pružina jevit jako tužší avšak téměř bez tlumení. Tlaky se sice na záznamech protínají /obr.41 a obr.42/, což svědčí o jejich vyrovnaní. K tomu však dochází především v důsledku expanze a komprese vzduchu v proměnlivém objemu, nikoliv v důsledku proudění mezi konstantním a proměnlivým objemem. Tam, kde je nepatrné proudění, nemůže být ani účinné škrcení proudu vzduchu a nemůže tedy být převedena mechanická energie na jiný druh energie, třeba na energii tepelnou. Znamená to, že tam nenastává tlumení.

Zdá se, že tento způsob získání vlastního tlumení pneumatické pružiny je málo účinný. Daleko účinnější by zřejmě byla pneumatická pružina s vlastním jednosměrným tlumením dle kapitoly 5.1. Pneumatická pružina s tekovýmto vlastním tlumením by nevyhovovala pro automobily, ale mohla by docela dobře vyhovovat pro odpružené podložky pod pracovními stroji, pracujícími s velikými, avšak ojedinělými rázy. V této pružině je vnitřní děj již pod kontrolou. Na zachycení prvního nárazu se podílí celý objem pneumatické pružiny, neboť konstantní objem a proměnlivý objem jsou propojeny pro tento směr proudění jednosměrným ventilem velkého průtočného průřezu. Pružina se tedy při stlačování jeví, jako "poddajná". Při zpětném chodu může, podle intenzity škrcení, být téměř odstavena energie konstantního objemu. Škrcené proudění z konstantního objemu do objemu poddajného zajišťuje především, aby se kmitání ustálilo v původní střední poloze. Přitom by se konstantní objem nechal, za pomoci transformační kapaliny, udělat dostatečně veliký, Potom i tlumení by bylo značné.

Dále by lepší výsledky také vykazaly pneumatické pružiny s řízeným dějem v jedné, nebo obou krajních úvratích, podle kapitoly 5.3.. U těchto pružin nejde již o škrcení proudícího vzduchu, ale o "účelnou manipulaci" s konstantním objemem, jež je opět jistou částí celkového objemu pružiny. Podrobněji byly děje v těchto pružinách popsány již dříve. Skutečná provedení takovýchto pneumatických pružin s vlastním tlumením by byla již podstatně nákladnější.

Ke zkouškám těchto dalších systémů vlastního tlumení pneumatických pružin jsem se nedostal, neboť rozsah by byl značný.

6.0. Pneumatická pružina s přímým hydraulickým tlumením

Pneumatické pružiny mají celý svůj vnitřní objem vyplněný plynem /nejčastěji vzduchem/, který svým svým stlačením nebo expanzí zajišťuje vlastní pružení. Tvar a typ pryžokordového tělesa pružiny zajišťuje různé pracovní charakteristiky těchto pružin. Toto je tradiční uspořádání. Lze to však porušit, aniž by se změnila charakteristika pružiny. Je možné objem pryžokordového tělesa vyplnit kapalinou a pružný plynový objem vytvořit v jiném a nepoddajném tělese. Plyn v tomto tělese se bude stlačovat kapalinou vytlačenou ze stlačovaného pryžokordového tělesa. V opačném případě expandující plyn v nepoddajném tělese bude vytlačovat kapalinu do pryžokordového tělesa, které bude touto kapalinou roztahováno. Vzhledem k tomu, že kapalina je téměř nestlačitelná, bude téměř věrně transformovat změnu objemu v pryžokordovém tělese na změnu objemu plynu v nepoddajném tělese. Bude zajišťovat i stále stejný tlak v obou tělesech, pokud se proudící kapalině nebude do cesty stavět příliš veliký hydraulický odpor. Přitom pochopitelně bude proudit z jednoho prostoru do druhého a zpět. Jestliže se této proudící kapalině postaví do cesty nějaké hydraulické odpory, nastane tlumení činnosti vlastní pneumatické pružiny.

Princip takto tlumené pružiny spočívá v tom, že celkový vnitřní prostor pružiny sestává z prostoru vyplněného pružícím plynem a z prostoru vyplněného tlumící kapalinou a že při stlačování i roztahování pneumatické pružiny je je tlumící kapalina nucena protékat přes škrtící ventily. Intenzitou škrcení jejího průtoku v obou směrech je i určena intenzita tlumení pohybu pneumatické pružiny s vlastním přímým hydraulickým tlumením. Není to však bez problémů.

Při stlačování této pružiny je však velikost tlumení omezena pevností vlastního pryžokordového tělesa. Je to tím, že tlumičová kapalina je téměř nestlačitelná a proto by snadno při velkém škrcení jejího průtoku mohl vnitřní tlak v této kapalině dosáhnout hodnot, při kterých by došlo k porušení pryžokordového tělesa. Proto proces stlačování pružiny musí být chráněn pojistným ventilem. Ten dodrží nastavenou tlakovou diferenci. Vzhledem k velké nosné ploše pneumatické pru-

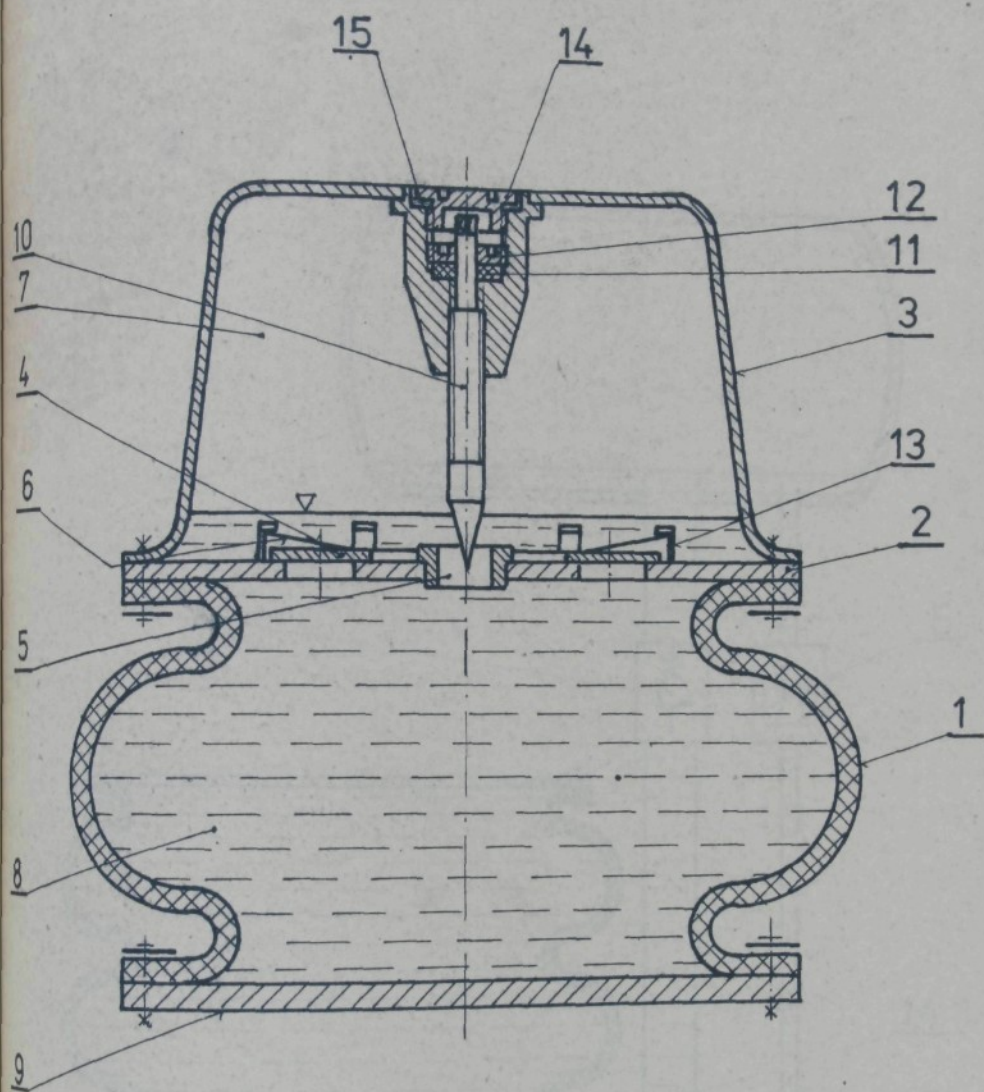
žiny, nebude tato tlumicí síla malá i kdyby tlakový rozdíl na škrťicím ventilu představoval třeba jen 0,1 - 0,2 MPa, tedy přetlak, který by pryžokordový vlnovec nemohl ohrozit, přesto, že se připočítává normálnímu provoznímu tlaku.

Při roztahování pneumatické pružiny s vlastním hydraulickým tlumením se může dosáhnout libovolně velikého tlumení, podle nastavení příslušného škrťicího ventilu. Pryžokordové těleso pružiny není v tomto případě ohroženo žádným náhlým vzrůstem tlaku v tlumicí kapalině. Obousměrné škrćení tlumicí kapaliny, včetně pojistné funkce pro stlačení pružiny by se nechaly zajistit jedním kombinovaným ventilem.

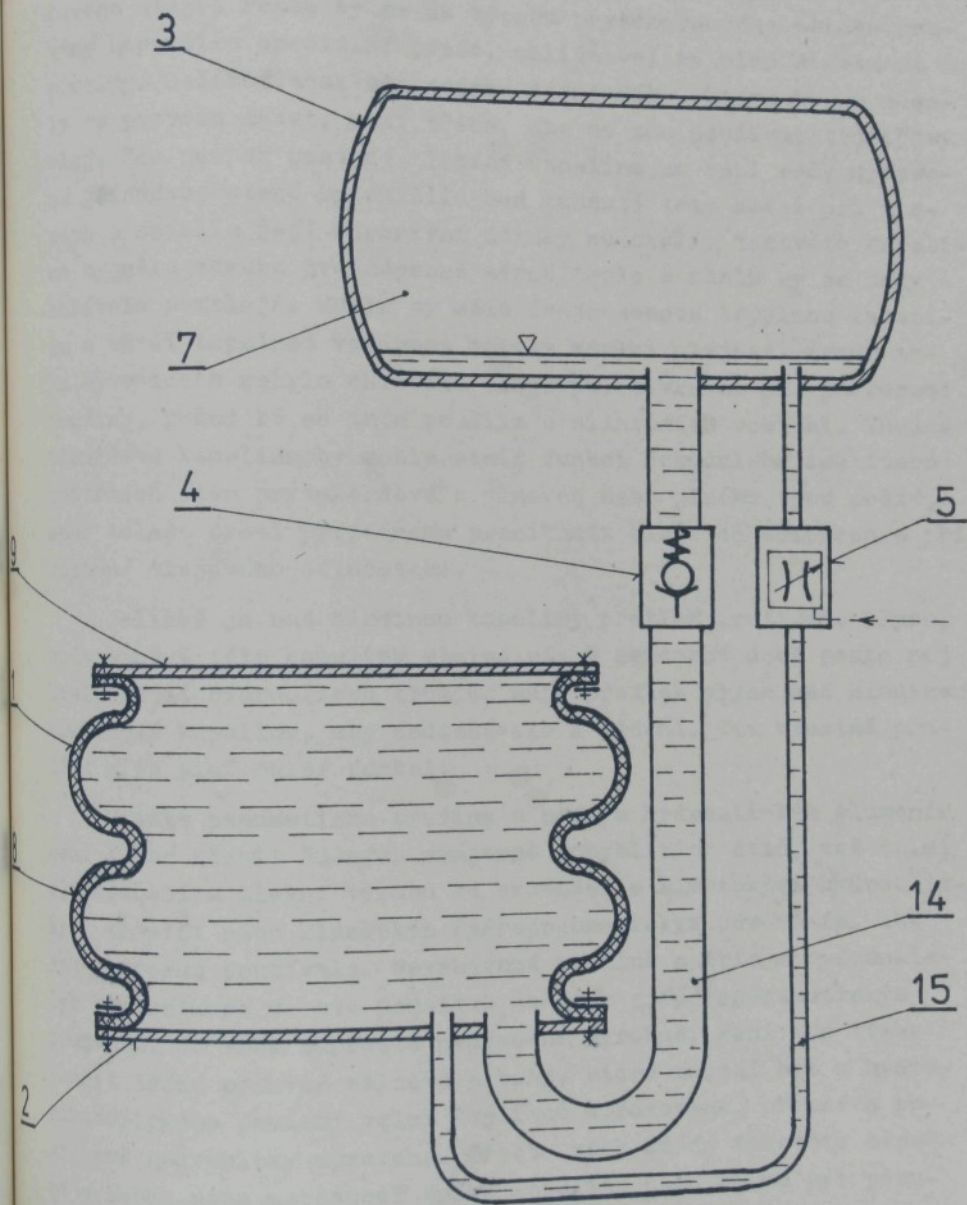
Příklady konstrukce pneumatické pružiny s vlastním přímým hydraulickým tlumením jsou znázorněny na obr.43 a obr.44. Obr.43 znázorňuje jednovlnovcovou pneumatickou pružinu s přímým hydraulickým tlumením, kdy prostor s tlumicí kapalinou a prostor s pružicím plynem jsou v přímém sousedství, čímž se zvětšuje montážní výška potřebná pro pružinu s přímým hydraulickým tlumením. Je tvořena pryžokordovým vlnovcem 1, který zajišťuje vlastní poddajnost pružiny a uvnitř kterého je podstatná část prostoru 8 pro tlumicí kapalinu. Na tento vlnovec navazuje víko 2, ve kterém je přímo sedle škrťicího ventilu 4 a do kterého je zabudován i škrťicí ventil 5. Hoření část je tvořena nádobou, uvnitř které je převážně prostor 7 vyplněný pružicím plynem. V horní stěně této nádoby 3 je zakryto vřeteno 10, pomocí kterého se ovládá škrťicí ventil 5. Vřeteno 10 je těsněno ucpávkou 11 staženou šroubem 12. Omezení zdvihu a vedení škrťicího ventilu 4 je zajištěno dorazy 13. Na tento škrťicí ventil 4 působí pružina 6, aby mohl plnit funkci pojistného ventilu. Těsnost zajišťuje zátka 14 s těsněním 15.

Jiné alternativní řešení pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením znázorňuje obr.44. Prostor 8 s tlumicí kapalinou je ohraničen pryžokordovým vlnovcem 1 a víky 2. Prostor 7 s pružicím plynem je uvnitř oddělené nádoby 3. Vlnovec 1 a nádoba 3 jsou propojeny trubkami 14, 15 ve kterých jsou zabudovány škrťicí ventily 4, 5.

Podmínkou bezrázové funkce pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením je "zatopení" obou škrťicích ventilů.



obr.43



obr.44

To znamená, že prostor 8 s tlumičí kapalinou sahá až do nádoby 3 a poněkud zmenšuje její objem.

Jako tlumičí kapaliny se u běžných tlumičů používá tlumičového oleje. Pokud by se na výrobu pryžokordového tělesa pružiny nepoužilo speciální pryže, oblivňoval by olej životnost pružiny. Jelikož však zde nejsou žádné díly, které by se musely za provozu mazat, není třeba, aby se zde používal tlumičový olej. Zde naopak postačí tlumičí kapalina na bázi vody upravené přísadou, která by snížila bod tuhnutí této směsi při mrazech a snížila její korozivní účinky na okolí. Takováto kapalina by měla zhruba dvojnásobné měrné teplo a náplň by se tedy ohřívala pomaleji. Náplň by měla dvojnásobnou tepelnou kapacitu a větší tepelnou vodivost oproti náplni olejové. Kromě toho by vozovka nebyla ohrožena olejovými skvrnami při poškození pružiny, pokud by se tato použila u silničních vozidel. Vhodná tlumičová kapalina by mohla plnit funkci dokonalého izolátoru vnitřních stěn pryžokordového vlnovce nebo jiného typu poddajného tělesa proti případnému proniknutí oleje od kompresoru při selhání olejového odlučovače.

Jelikož je nad hladinou kapaliny přetlak pružícího plynu, bude pění této kapaliny minimální. V současné době pouze nejkvalitnější hydraulické tlumiče mají přetlak plynu nad hladinou tlumičové kapaliny, aby nedocházelo k pění. Tím vlastně pružící plyn plní další funkci.

U této pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením není třeba těsnit žádných vzájemně pohyblivých dílů, což velmi zjednoduší a zlevní výrobu ve srovnání s klasickými hydraulickými tlumiči nebo klasickým hydropneumatickým pérováním, tak jak se dosud používalo. Navrhovaná pružina s přímým hydraulickým tlumením se ve své podstatě shoduje s hydropneumatickým pružením. Je však naprosto nenáročná výrobně. Není zde třeba těsnit žádné posuvné válcové plochy, které musejí být u hydro-pneumatického pružení velmi kvalitně opracované, přesné a povrchově galvanicky upravené. Přesto však každé takovéto těsnění s sebou nese nebezpečí úniku kapaliny nebo plynu při porušení těsnosti opotřebením, stárnutím a pod..

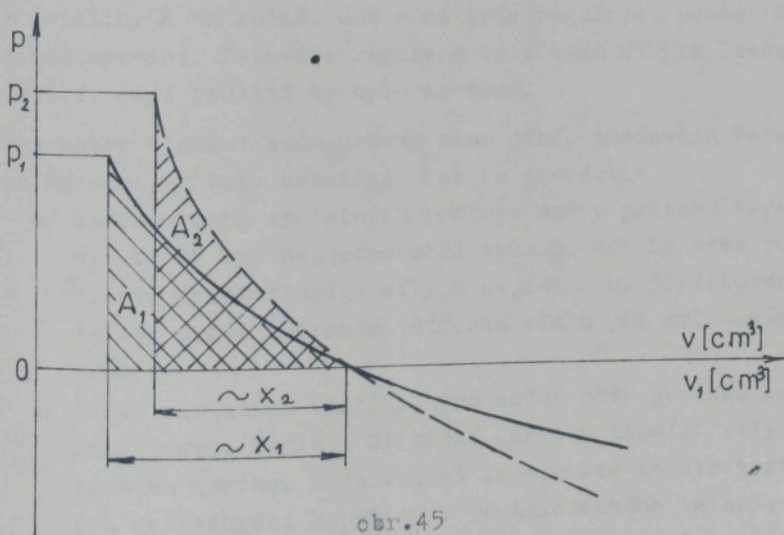
Odstraněním klasického hydraulického tlumiče, který je

kovový, se přeručí vodivá cesta pro různé vyšší frekvence kmitů a pro přenos různých zvuků mezi výrobním strojem a základnou na které je umístěn.

Klasické pneumetické pružiny mají svoji pracovní charakteristiku závislou na celkovém objemu pryžokordového tělesa, jeho tvaru /vlnovec, membrána, .../ a na statickém tlaku. U pneumetické pružiny s přímým hydraulickým tlumením, tak jak byla popsána, lze dosáhnout různých charakteristik.

Jestliže bude objem pryžokordového tělesa a vzduchu v pevné nádobě v klidové poloze stejný, bude i výsledná charakteristika stejná jako u obyčejné pneumetické pružiny.

Bude-li však objem vzduchu větší, nebo menší než objem pryžokordového tělesa, získá se charakteristika jiná. Jelikož se objem vzduchu bude měnit snadno, připouštěním, nebo odpouštěním kapaliny, bude se moci snadno získat charakteristika, která by nejlépe vyhovovala. Zachycení určité energie rázu může pružina uskutečnit při vyšším průměrném tlaku a menším zdvihu a nebo naopak při menším průměrném tlaku a větším zdvihu, jak je to vidět na obr.45, kde obě charakteristiky lze pokládat za krajní.



Průběh čárkovaný je limitován maximálním tlakem p_2 /pevnost pryžokordového tělesa/. Průběh podle plné čáry je limitován maximálním zdvihem pružiny x_1 , jež je přímo úměrný objemu pružiny V . Přitom pochopitelně platí, že obě energie si jsou rovny $A_1 = A_2$.

Mezi těmito krajními charakteristikami lze dosáhnout velmi snadno jakoukoliv jinou charakteristiku, vyžaduje-li to charakter provozu daného stroje. Přitom se však musí dodržet podmínka, aby byly škrtící ventily zatopeny a nemohlo docházet k hydraulickým rázům na ně.

Montážní výška pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením se nechá snížit tím, že prostor pro pružící vzduch se vytvoří přímo v nosném rámu soustavy. Vytvoří se v některé části jako skříňový nosník s uzavřeným vzduchovým objemem propojeným na vlastní pryžokordové těleso.

Tomuto vynálezu bylo v roce 1984 uděleno autorské osvědčení č. 232209.

6.1. Možnosti regulace pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením.

Pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením, znázorněné na obr.43 a obr.44 jsou znázorněny jako pružiny s regulací. Jde však, obzvláště u obr.44 spíše jen o schematické znázornění, nikoliv o technické řešení. Na obr.43 je znázorněna pneumatická pružina u které se nechá regulovat pouze zpětný průtok kapaliny a to ručně. Jde u ní tedy regulovat pouze tlumení při roztahování. Takováto regulace by zřejmě nebyla leckde dostačující. Její použití by bylo omezené.

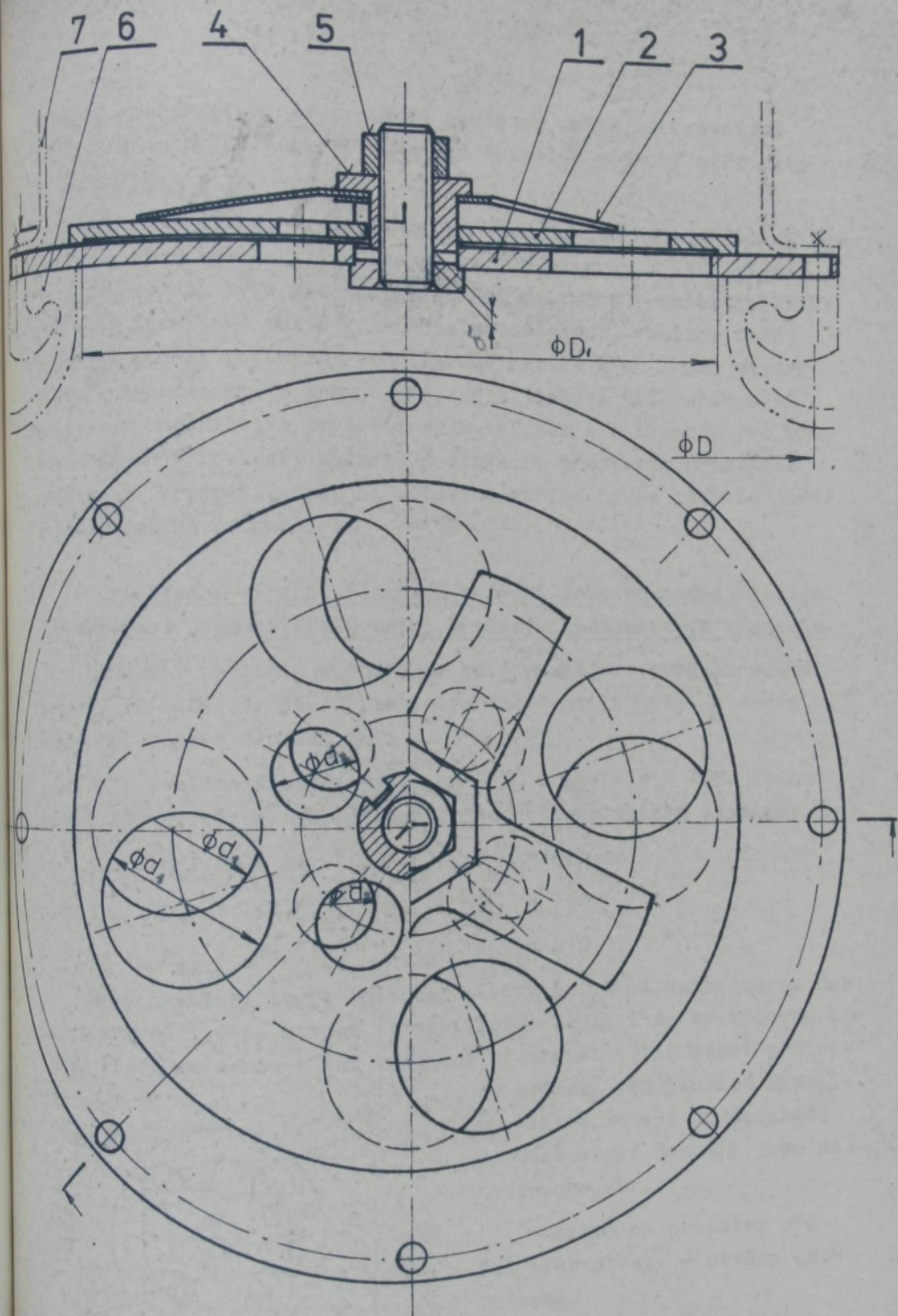
Charakter tlumení bude určen, mimo jiné, především řešením způsobu škrcení průtoku kapaliny. Lze to provést:

- a/ Sedou otvorů společných pro oba směry průtoku kapaliny. To by byl nejjednodušší způsob, měl by však pozvolný nárůst tlumící síly a nejspíše by pryžokordové těleso proti enormnímu nárůstu tlaku při stlačování pružiny.
- b/ Dvěma škrtícími ventily, pro každý směr průtoku kapaliny jeden. Zajistí strmější nárůsty tlumící síly na počátku zdvihu. Dále vhodná konstrukce tohoto ventilu pro vytlačování kapaliny z pryžokordového tělesa, toto těleso ^{může} zajistit proti enormnímu nárůstu tlaku v něm, neboť kapalina je téměř nestlačitelná.
- c/ Kombinovaným ventilem, který by měl zajistit vhodný průběh tlumení a ochranu pryžokordového tělesa proti roztržení.

Škrťací ventily by se nechaly řešit různě. Jelikož však horní víko pryžokordového tělesa je rovinná deska, nabízí se jako velmi vhodná alternativa, ventil se sadou otvorů na jedné, či více roztečných kružnicích. Tyto otvory by mohly být kruhové, nebo segmentové, průtočné v obou směrech, nebo každá sada otvorů jen v jednom směru. V tom případě by se jedna sada otvorů použila ke škrťení průtoku při stlačování pružiny a druhá sada otvorů by škrťala průtok při roztahování pružiny. Jelikož při stlačování pružiny je tlumení omezeno pevností pryžokordového tělesa, musí být škrťení průtoku kapeliny v tomto směru ještě zdvojeno s jištěním přetlaku v pryžokordovém tělese. Při roztahování pružiny je tlumení prakticky neomezené, neboť průtočné otvory pro tento směr pohybu a proudění mohou se svoji plochou blížit nule. Takováto potřeba tlumení se však v praxi asi těžko vyskytne.

Na obr. 46 je nakreslen návrh kombinovaného pokusného ventilu se dvěma skupinami kruhových otvorů rozmístěných na dvou roztečných kružnicích. Sedlo ventilu 1 je současně horním víkem pryžokordového tělesa 6 a mezistěnou mezi ním a nádobou na pružici vzduch 7. Součástí sedla ventilu je svorník se závitem M10 nascentrovaný pomocí mezíkusu a přivařený k vlastnímu sedlu ventilu 1. Na závitovém svorníku je seřizovací matice 4 a zajišťovací matice 5. Ventilový talíř 2 je večen na seřizovací matici 4 a kromě toho svým výstupkem zapadá do drážky této matice. Na seřizovací matici 4 je centrovaná také přítlačná pružina 3, která má zajistit pojistnou funkci ventilu.

Tento ventil byl navržen jako seřizitelný a mohl by posloužit k ověření možnosti regulace na funkčním modelu pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením. Otáčením seřizovací matice 4 se mění jednak předpětí přítlačné pružiny 3, která přítlačuje ventilový talíř 2 na ventilové sedlo a jednak překrytí průtočných otvorů ve ventilovém sedle 1 s průtočnými otvory ve ventilovém talíři 2. Šroubováním seřizovací matice 4 téměř po celé délce svorníku M10 se může nastavit potřebné předpětí pružiny 3. Po nastavení předpětí přítlačné pružiny 3 se již jen malým pootočením seřizovací matice 4 nastaví potřebné překrytí průtočných otvorů v sedle ventilu 1 a ve ventilovém talíři 2. Po nastavení obou hodnot se dotáhne zajišťovací matice 5 proti seřizovací matici 4. Tím je ventil nastavený a mohou proběhnout



obr.46

zkoušky. Seřízení by se provedlo současně dvěma nástrčkovými klíči. Jeden by ovládal zajišťovací matici 5 a druhý seřizovací matici 4.

Jak je z obr.46 patrné, po seřízení ventilu bude průtok kapaliny v obou směrech přes stejně veliké otvory. Z toho plyne, že i tlumení by bylo stejné při stejné průtočné rychlosti. Jelikož však ventilový talíř 2 se může nadzvednout, vznikne další průtočný průřez po obvodu ventilového talíře 2 a plnými otvory i když přesazenými. K tomu dojde, když tlaková difference mezi prostorem ohraničeným pryžokordovým tělesem 6 a nádobou pro pružící vzduch 7 překročí hodnotu nastavenou předpětím přitlačné pružiny 3. Předpětí, tak jak odpovídá obr.46 by se nechalo ještě zvětšit úměrně hodnotě σ .

6.2. Orientační výpočet hlavních rozměrů kombinovaného ventilu pro zkoušení pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením.

Zkušební pružina je odvozena od pneumatické dvouvlncové pružiny VD-120-4,5. Návrh kombinovaného ventilu vyšel z ventilu, který byl popsán dle obr.46 .

Byla zvolena střední výška $h_s = 110$ a zdvih $x = \pm 35$. Vodou byly odměřeny objemy odpovídající jednotlivým výškám pružiny:

$$h_{\min} = 75 \text{ mm}$$

$$V_{\min} = 430 \text{ cm}^3$$

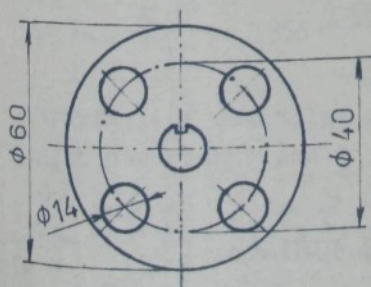
$$h_s = 110 \text{ "}$$

$$V_s = 760 \text{ "}$$

$$h_{\max} = 145 \text{ "}$$

$$V_{\max} = 930 \text{ "}$$

Byly navrženy čtyři průtočné otvory $\phi d_1 = 14$ umístěné na roztečné kružnici $\phi 40$, stejné ve ventilovém sedle i ve ventilovém talíři, které se mohou různě vzájemně překrývat a tím měnit průtočné průřezy pro tlumící kapalinu, která se zde předpokládá na bázi vody. Rozměry jsou naznačeny na obr.47 .



obr.47

Maximální průtočný průřez přes otvory - otvory proti sobě,

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{\pi 14^2}{4} = 615,4 \text{ mm}^2.$$

Množství proteklé kapaliny ventilem během jednoho zdvihu

$$V_1 = V_{\max} - V_{\min} = 930 - 430 = 500 \text{ cm}^3/\text{zdvih} = 5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{zdvih}$$

Odpovídající nosný průměr pružiny při zdvihu $X = 70$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot V_1}{\pi \cdot X}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 7 \cdot 10^{-1}}} = 0,0954 \text{ m}$$

Množství kapaliny proteklé za 1 sec - předpokládaná frekvence harmonického pohybu $f = 1,667 \text{ s}^{-1}$.

$$V_2 = V_1 \cdot f = 5 \cdot 10^{-4} \cdot 1,667 = 8,34 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

Tomu odpovídá průměrný přetlak v kapalině při odhadnutí průtokového součinitele $\zeta = 0,6$ a pro tlumičovou kapalinu na bázi vody.

$$\Delta p = \frac{V_2^2 \cdot \rho}{S_1 \cdot \zeta \cdot 2} = \frac{8,34^2 \cdot 10^{-8} \cdot 10^3}{6,15^2 \cdot 10^{-4} \cdot 0,6 \cdot 2} = 2,55 \cdot 10^3 \text{ Pa} = 2,55 \text{ kPa}$$

Maximální rychlost harmonického pohybu je při zdvihu $X = 70$ rovna

$$\dot{x}_{\max} = \pi \cdot X \cdot f = \pi \cdot 7 \cdot 10^{-2} \cdot 1,667 = 0,366 \text{ m/s}$$

Tomu odpovídá maximální proteklé množství kapaliny za vteřinu

$$V_3 = \dot{x}_{\max} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 0,366 \cdot \frac{\pi \cdot 954^2 \cdot 10^{-6}}{4} = 2,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Odpovídající maximální přetlak mezi dvěma prostory při plně otevřených otvorech v sedle ventilu a ve ventilovém talíři

$$\Delta p_{\max} = \frac{V_3^2 \cdot \rho}{S_1^2 \cdot \zeta \cdot 2} = \frac{2,6^2 \cdot 10^{-6} \cdot 10^3}{6,15^2 \cdot 10^{-4} \cdot 0,6 \cdot 2} = 24,8 \cdot 10^3 \text{ Pa} = 24,8 \text{ kPa}$$

Menší přetlak mezi prostorem v pryžekordovém tělese a mezi prostorem s pružícím plynem nelze při daných podmínkách zajistit /zdvih, frekvence, rozměry,.../. Průtočné otvory jsou nastaveny proti sobě, viz obr.49 a jelikož jsou ve ventilovém sedle 1 stejně veliké jako ve ventilovém talíři 2, nesnížil by se přetlak ani nadzvednutím ventilového talíře 2. Tomuto přetlaku odpovídá tlumicí síla při stlačování pružiny:

$$F_{t1} = \Delta p_{\max} \frac{\pi \cdot D}{4} = 24,8 \cdot 10^3 \frac{\pi \cdot 0,0954^2}{4} = 177,2 \text{ N}.$$

Vzhledem k tomu, že průtokový součinitel α byl pouze odhadnut, je třeba brát výsledky pouze jako informativní. Skutečné hodnoty by se mohly poněkud lišit.

Každé vyšší tlumení lze dosáhnout snadno zmenšením průtočného průřezu S_1 , které se dosáhne překrytím otvorů vytvořených v sedle ventilu 1 a ve ventilovém talíři 2. Jak plyne z předchozího, bude při polovičním průřezu S_1 čtyřnásobná tlumicí síla, při čtvrtinovém S_1 již šesnáctinásobná. Je si však třeba uvědomit, že při tom bude také měnit svoji hodnotu průtokový součinitel α , který to poněkud zkreslí.

6.2.1. Řešení pojistné funkce kombinovaného ventilu.

Pojistný ventil by měl chránit pryžekordové těleso před větším rozdílem tlaků kapaliny v pevné nádobě a v něm při stlačování pružiny. Jestliže požadují, aby pojistná funkce kombinovaného ventilu zajistila maximální přípustný přetlak mezi oběma prostory pružiny $\Delta p = 50 \text{ kPa}$, bude tomu odpovídat maximální tlumicí účinek při stlačování pružiny

$$F_{t2} = \frac{\pi D^2}{4} \Delta p = \frac{\pi \cdot 0,0954^2}{4} 50 \cdot 10^3 = 357 \text{ N}.$$

Při dosažení přetlaku $\Delta p = 50 \text{ kPa}$ se totiž nadzvedne ventilový talíř 2 a kapalina může proudit plnými otvory ve ventilovém talíři 2 i když přesazenými proti otvorům ve ventilovém sedle 1, navíc může proudit ještě i obvodovou mezerou mezi ventilovým talířem 2 a ventilovým sedlem 1.

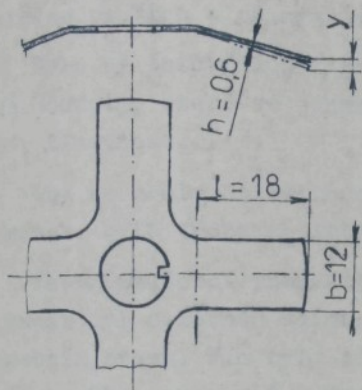
Ventilový talíř 2 je na spodní straně, až po $\varnothing D_1 = 60$ nepatrně odlehčen. Těsnící plocha je až nad $\varnothing 60$. Proto síla nadzvedávající ventilový talíř při zvoleném přetlaku bude:

$$F_p = \left(\frac{\pi D_1^2}{4} - 4 \frac{\pi d_1^2}{4} \right) \Delta p = \left(\frac{\pi 0,06^2}{4} - \pi 0,014^2 \right) 50 \cdot 10^3 = 110 \text{ N}.$$

Na tuto sílu musí být navržena a předepjata přitlačná pružina 8 stlačující ventilový talíř 2 - schema na obr.48. Jelikož má přitlačná pružina 8 čtyři jazyčky, přijde na každý síla

$$F'_p = \frac{F_p}{4} = 27,5 \text{ N}.$$

Stlačení pružiny potřebné pro dosažení dané síly F_p



Obr.48

Chybové napětí v místě největšího namáhání

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{6 \cdot F'_p \cdot l}{b \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 27,5 \cdot 18}{12 \cdot 0,6^2} = 687 \text{ MPa}.$$

Při nadzvednutí ventilového talíře 2 tato hodnota napětí v pružině dále vzroste.

Průtok otvory a předpětí přitlačné pružiny 8 se nechají u tohoto kombinovaného ventilu velmi jemně regulovat a tím se vlastně nechá jemně regulovat tlumicí účinek a pojistná funkce. V praxi by však regulace nebyla tak snadná, neboť by se musela provádět bez tlaku v pružině. Aby se tato regulace usnadnila, byly na ventilu u zkušební pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením provedeny některé konstrukční úpravy, jak je patrné na sestavě této pružiny obr.49.

Tento kombinovaný ventil měl sloužit pro zkoušky a proto se navrhoval jako regulovatelný. Pro normální provoz pružiny by se nechal podstatně zjednodušit.

6.3. Návrh zkušební pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením

Ve zprávě jsou popsány různé možnosti tlumení pneumatických pružin. Jde většinou o původní myšlenky, což lze dokumentovat udělenými autorskými osvědčeními. Skutečná konstrukční realizace těchto vynálezů však může být komplikována různými a často naprosto neočekávanými okolnostmi a poznatky. Aby se ověřily tyto myšlenky jako reálné, navrhl jsem zkušební pneumatickou pružinu s přímým hydraulickým tlumením.

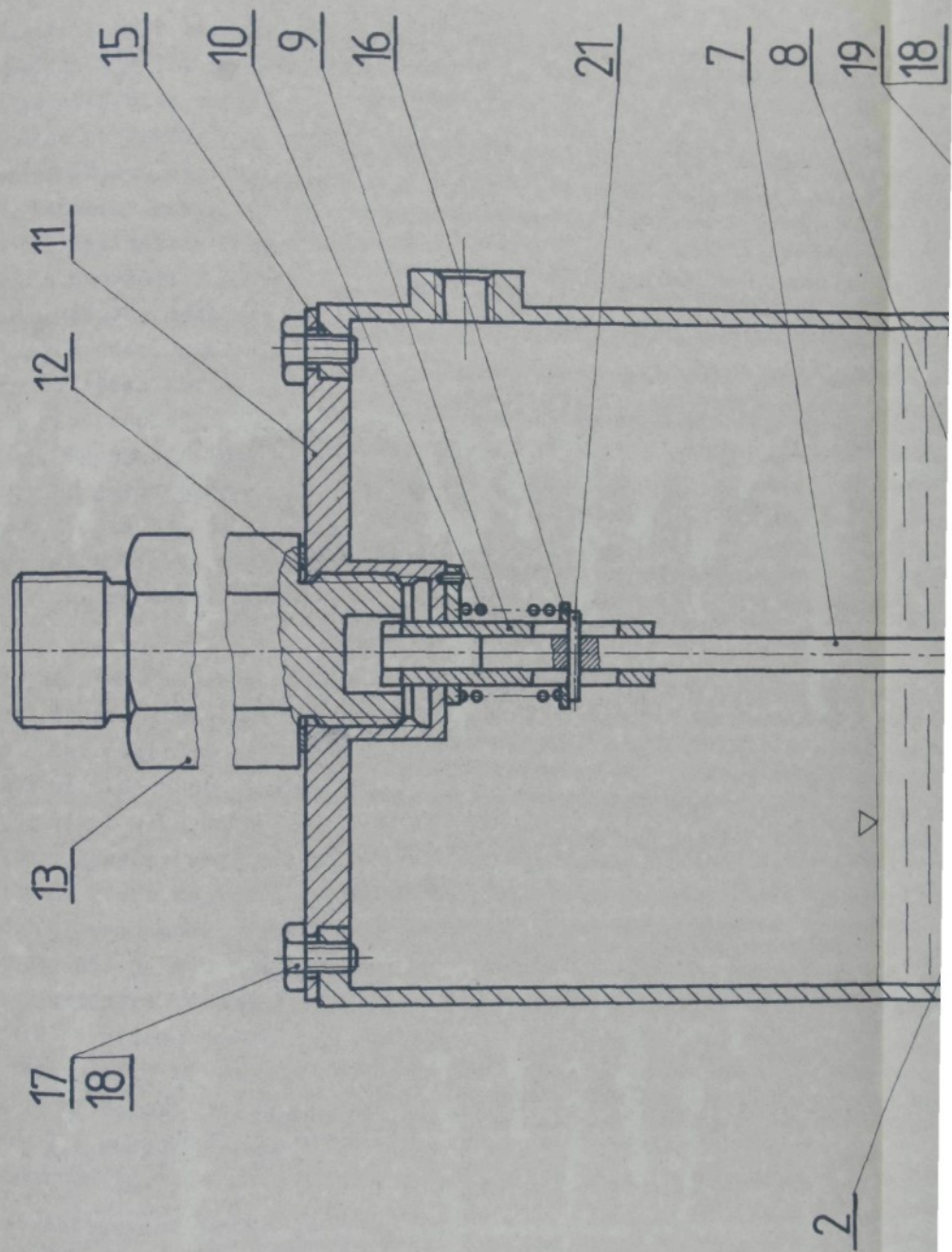
Dále by tato pneumatická pružina měla umožnit získat některé hodnoty, které se jinak získat nedají /průt.souč., zahřívání, životnost,.../.

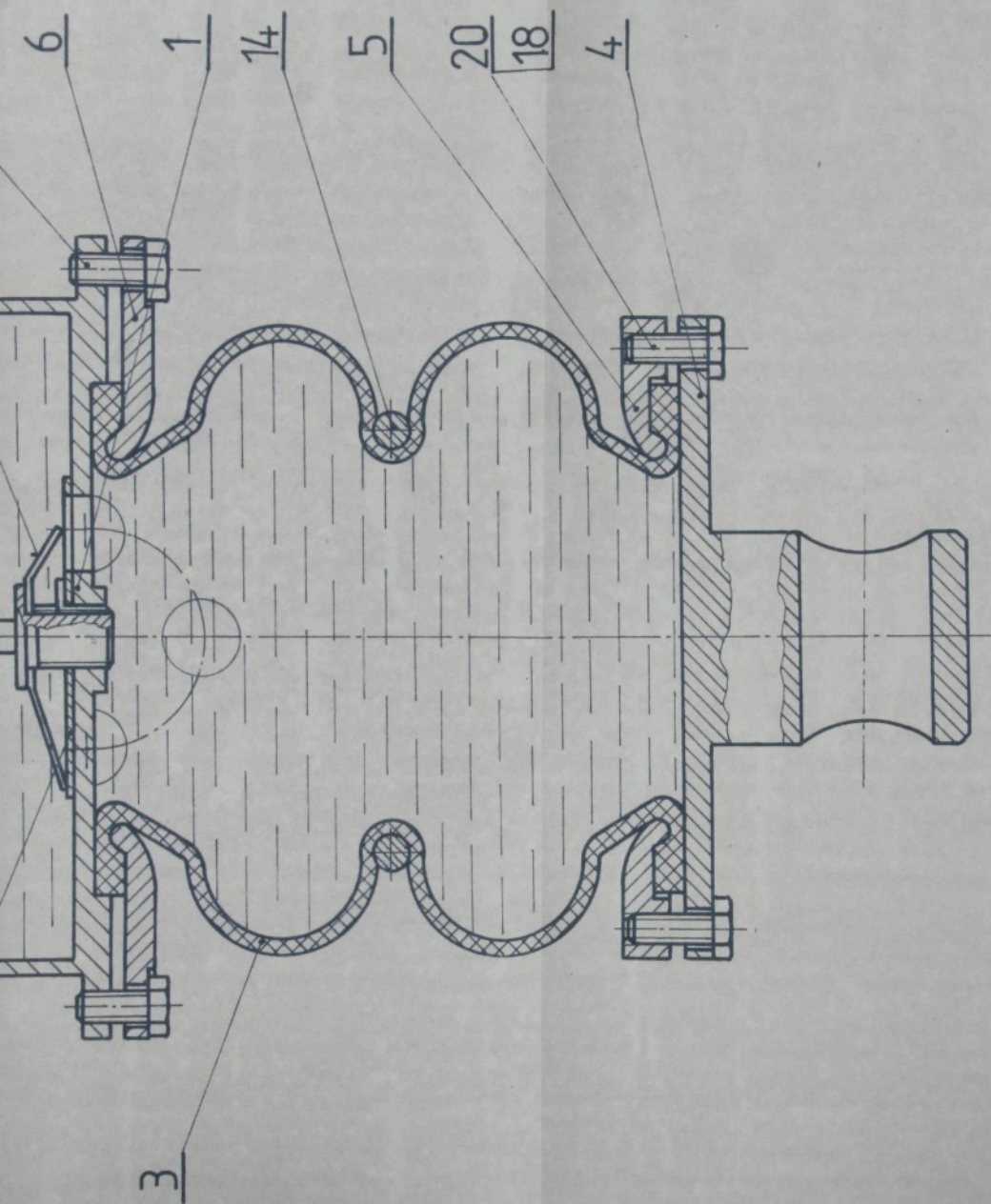
Aby se mohla dělat měření vlastností za různých provozních podmínek, bylo třeba zajistit regulaci pružiny.

Návrh zkušební pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením byl ovlivněn možnostmi jejího odzkoušení na vhodném zkušebním stavu. Tím byly omezeny jednak maximální síly, které pružina může vyvozovat i montážní rozměry této pružiny, které by odpovídaly maximálním rozměrům, jež lze ještě spolehlivě do zkušebního stavu upnout. Zkušební stav na zkoušení tlumičů, který je na naší katedře k dispozici a který byl popsán v úvodní kapitole, se nehodil pro zkoušení této kombinované pružiny pro nedostatečné možnosti měření sil a pro dnes již zastaralé snímací zařízení a záznamovou elektroniku.

Naskytla se možnost provést odzkoušení dané pružiny na zkušebním stavu na tlumiče ve zkušebně n.p. Autobrzdý v Jablonci n/N, Gottwaldova 100. Tento zkušební stav je dostatečně pevnostně dimensován až do maximální snímané síly 20 kN. Kromě toho jde o nové zařízení, osazené moderní elektronikou na současné úrovni. Zařízení navrhl a zkonstruoval Ing. František Novák, který mi také pomohl odzkoušení realizovat.

Zkušební pneumatická pružina s přímým hydraulickým tlumením je znázorněna na obr.49. Aby nebyl zkušební stav na tlumiče, na kterém se měly zkoušky provádět, zbytečně zatěžován, vyšlo se z malé dvouvlnovcové pneum. pružiny 2, typ VD-120-4,5, která je navržena na síly jež jsou ještě podstatně menší než mož-





obr. 49

ností tohoto zkušebního stavu. Střední výška pružiny se předpokládá $h_g = 110 \text{ mm}$ a zdvih $x = \pm 35 \text{ mm}$. Její hoření příruba je vlastně sedlem ventilu 1 a je součástí horní svařované nádoby určené především pro pružící vzduch. Tato nádoba má podstatně větší objem než vlastní pružina. Je to nejen proto, aby hladina kapaliny mohla být poměrně vysoko nad kombinovaným ventilem i při maximálním roztažení vlnovce 3, ale také proto, aby se mohlo provádět "ladění" pružiny. To znamená, aby objem pružícího vzduchu mohl být různě veliký vzhledem k objemu vlnovce 3. Jelikož jde o zkušební pružinu a na zkušebním stavu byla k dispozici výška zhruba 500mm, nabízela se možnost tohoto výšku využít pro všestrannější využití zkušební pružiny při vlastních zkouškách. Nádoba je nahoře uzavřena víkem 11 pomocí šroubů 17 a utěsněna pružným těsněním 15. Do tohoto víka je zašroubována šroubová spojka 13, za kterou je zkušební pneumatická pružina s přírodním hydraulickým tlumením chycena k hornímu závěsu zkušebního stavu na zkoušení hydraulických tlumičů.

Konstrukce kombinovaného ventilu vychází z návrhu podle obr. 46. Zde má tento ventil, jak je patrné z jeho návrhu, v předchozí kapitole, pouze 4 otvory $\varnothing 14$. Má však vylepšené ovládání. Sestává ze sedla ventilu 1, talíře ventilu 2, ventilové přitlačné pružiny 8 a vřetena 7. Ve spodní části vřetena 7 je závit M12, který je profrézován drážkou a ve které jsou vedeny jazýčky ventilového talíře 2 a ventilové přitlačné pružiny 8, které zajistí, že se obě součásti otáčejí společně, že udržují vzájemnou polohu a že jsou otáčeny vřetenem 7. Funkce je stejná, jako u dříve popsaného ventilu obr. 46. Ovládání je však umožněno dlouhým tělesem vřetena 7 a jištěné západkou 9, která je vedena jednak posuvně na vřetenu 7 a jednak i posuvně v horním víku 11. Západka 9 je spojena kolíkem 21 s vřetenem 7. Kolík 21 dovolí vzájemný posuv, ne však vzájemné protáčení vřetena 7 a západky 9. Západka 9 je tlačena proti hornímu víku 11 pružinkou 10.

Seřizování tohoto kombinovaného ventilu se provádí po vyšroubování šroubové spojky 13. Šroubovák se nasadí do zářezu v horní části západky 9, zatlačením se překoná síla pružiny 10 a kolíček západky se uvolní z otvoru. Potom jde již tímto šroubovákem volně otáčet západkou 9, pružinou 10, vřetenem 7 a tedy i ventilovým talířem a ventilovou přitlačnou pružinou 8. Něko-

likérým otočením se nastaví vhodné předpětí ventálové pružiny 8, což zajistí pojistnou funkci kombinovaného ventilu. Dalším pomalým otáčením, při sledování počtu otvorů do kterých západka 9 sklouzne, se nastaví vhodné překrytí průtokových otvorů v sedle ventilu 1 a ve ventilovém talíři 2. Po vyjmutí šroubováku ze zářezu západky 9, tato pod účinkem síly pružiny 10 zapadne svým kolíčkem do otvoru ve víku 11 a spolehlivě zajistí polohu a seřízení kombinovaného škrticího a pojistného ventilu.

Přyzokordový dvouvlonovec 3 je přichycen k hornímu víku (sedlu ventilu) 1 přichytkou 6 a šrouby 19, k dolnímu víku 4 pak přichytkou 5 a šrouby 20. Dolní víko 4 je upraveno, aby mohla sloužit současně jako upínací prvek do spodního závěsu zkušebního stavu. Je k němu přivařeno závěsné oko.

6.4. Zkoušky prováděné na zkušební pneumatické pružině s přírým hydraulickým tlumením.

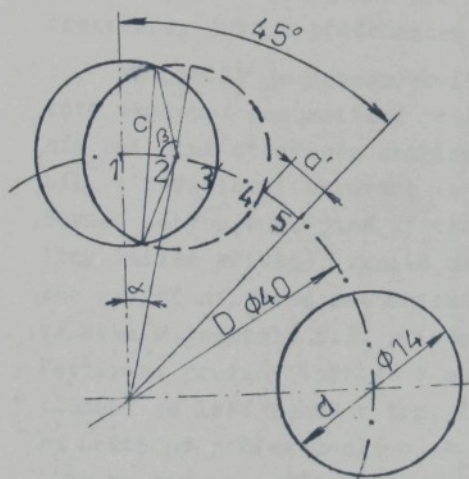
Zkoušky byly prováděny na stejném zkušebním stavu pro zkoušení hydraulických tlumičů v n.p. Autobrzdy, jako v případě pneumatické pružiny s vlastním tlumením (viz kapitola 5.5). Použilo se i stejné měřicí a záznamové přístrojové techniky s tím rozdílem, že se zde neměřil a nezaznamenával tlak vzduchu v pružině, neboť zde je pouze jeden, celkový objem vzduchu, který má charakter proměnlivého objemu z předchozích pneumatických pružin s vlastním tlumením. Na okamžitém tlaku v něm závisí vlastnosti (charakteristiky) této pružiny i když na dvojevlonovec působí tlak vzduchu zprostředkovaně přes kapalinu. Tento přenos je však věrný, neboť stlačitelnost kapaliny se zde může zanedbat. Jelikož zkouška probíhala krátkodobě, použil jsem jako kapalinu obyčejnou vodu. Nebylo zde žádné nebezpečí mrazů ani koroze. Množství plnění vody bylo předem spočítáno tak, aby zbylý vzduchový objem v pružině byl stejný jako objem celého přyzokordového dvojevlnovce. Tím se zajistilo, že základní charakteristiky, ovlivněné měnicím se tvarem dvojevlnovce při stlačování a roztahování pružiny, se věrně kapalinou přenesly a pružící objem vzduchu v horní části pružiny je i vykazoval.

Při střední poloze pružiny se opět provádělo plnění vzduchem,

přičemž se nastavil počáteční střední tlak vzduchu v pružině 300kPa. Před napouštěním vzduchu se musel nastavit zvolený průtočný průřez na kombinovaném ventilu, který měl zajistit škrcení průtoku kapaliny a tedy i tlumení pružiny.

Zápedka 9 umožňovala nastavit pět různých poloh ventilového talíře 2 proti ventilovému sedlu 1. Přitom první poloha byla určena pro plné otevření kombinovaného ventilu a pátá poloha nastavovala uzavření kombinovaného ventilu, to znamená úplné překrytí otvorů v sedle ventilu ventilovým talířem.

Při vyjádření průtočných průřezů pro jednotlivé polohy zápedky 9 je třeba vycházet z obr.50, na kterém je schematicky i s rozměry naznačen náčrt ventilového talíře i s otvory, jeho částí se dvěma otvory a jeden otvor patřící ventilovému sedlu. Číslo 1 + 5 udávají jednotlivé polohy nastavení kombinovaného ventilu. Celý rozsah odpovídá pootočení o 45° . Obr.50 naznačuje nastavení kombinovaného ventilu v poloze 2.



obr. 50.

Vzdálenost dvou sousedních poloh

$$a' = \frac{\pi D \alpha}{360} = \frac{\pi 40 45}{360 \cdot 4} = 3,9$$

Velikost úhlu

$$\cos \beta = \frac{a'}{d}$$

Velikost úsečky c

$$c = a' \cdot \operatorname{tg} \beta = \sqrt{d^2 - a'^2}$$

Vyjádření plochy průtočných otvorů (4ks) kombinovaného ventilu.

$$S_1 = 4 \left(\frac{\pi d^2 \arccos \frac{a'}{d}}{360} + \frac{a' \sqrt{d^2 - a'^2}}{2} \right)$$

Tento vztah byl odvozen pro polohu "2" ventilového telíře. Je třeba si uvědomit, že vzdálenost $\underline{a'}$ je pouze pro tuto polohu, jinde to jsou násobky $\underline{a'}$. Proto je do výrazu zavedena proměnná s_1 .

$$S_f = 4 \left(\frac{d^2 \arccos \frac{a_1}{d}}{360} - \frac{a_1 \sqrt{d^2 - a_1^2}}{2} \right)$$

$$\text{kde } a_1 = (k-1) a' \quad k = 1, 2, \dots, 5$$

V následující tabulce jsou hodnoty průtočných průřezů kombinovaného ventilu pro jeho jednotlivé polohy.

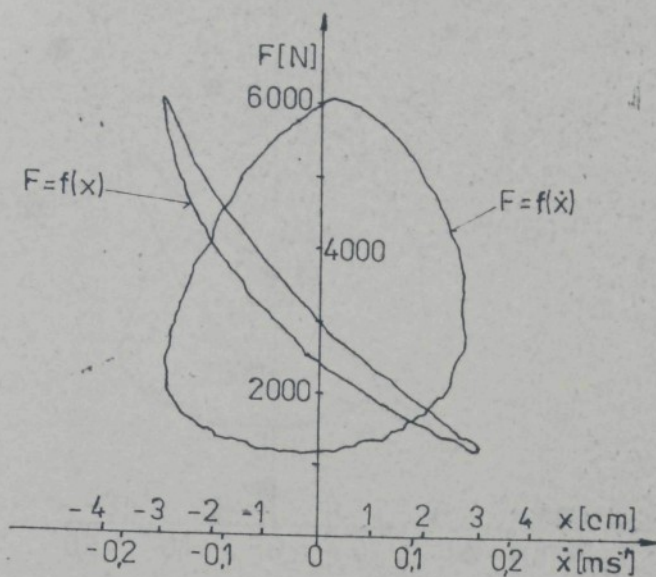
Poloha komb. ventilu:	1	2	3	4	5
Průtočný průřez $\underline{S}_1$ [cm ²]	6,15	4,0	2,02	0,48	0

Tab.1

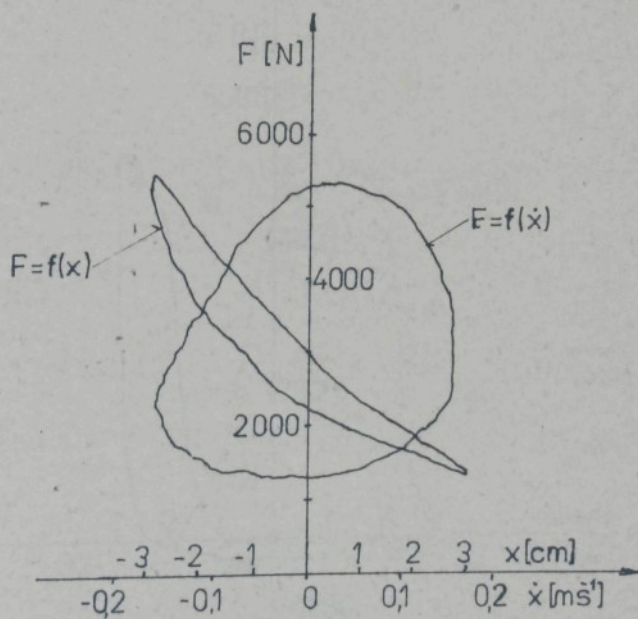
Měření se provádělo při frekvenci $f = 1,667 \text{ s}^{-1}$, poloviční frekvence, jako u předchozích měření, se nepoužívala.

Na obr.51 je záznam zdvihové a rychlostní charakteristiky této zkušební pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením při plně otevřeném kombinovaném ventilu. Jelikož se záznam síly v závislosti na dráze (zdvihová charakteristika) při stlačování pohybuje po jiné křivce (vyšší), než při roztahování pružiny (nižší křivka), vzniká mezi oběma křivkami hysterese plocha úměrná utlumené mechanické energii. Na tento záznam byla odvolávka v kapitole 5.5. při hodnocení charakteristiky na obr.37. Nastavení pružiny (obr.37 a obr.51), je pokud jde o hydraulické tlumení se liší pouze v tom, že hydraulické tlumení dle obr.51 má průtočný průřez menší o otvor M12. Záznam zdvihové charakteristiky by tedy měl mít větší hysterese plochu, což není pravda. Důvod byl vysvětlen v kapitole 5.5.

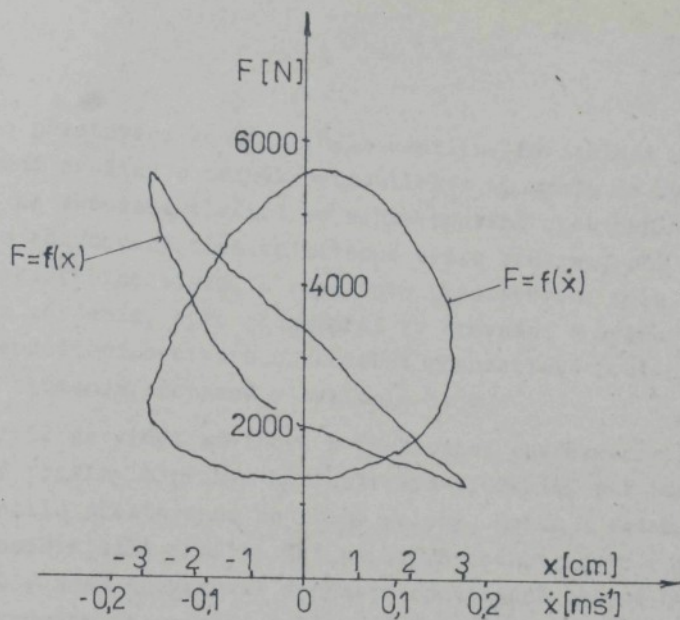
Při každém přestavování kombinovaného ventilu se ze zkušební pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením musel vypustit vzduch, pružina se musela uvolnit ze zkušebního stavu a po vyšroubování šroubové spojky 13 byl již přístup k zápedce.



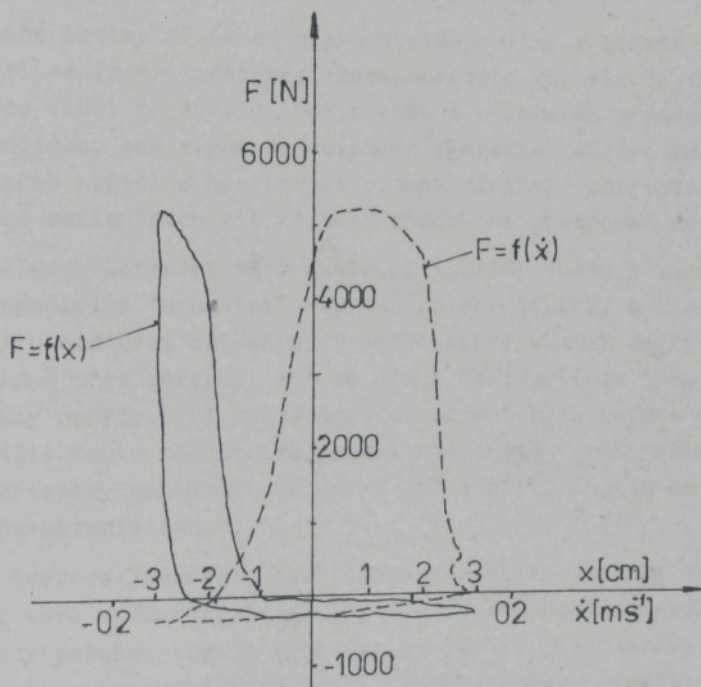
obr. 51



obr. 52



obr. 53



obr. 54

Následovalo přestavení kombinovaného ventilu. Po opětovém upevnění zkušební pružiny s přímým hydraulickým tlumením do zkušebního stavu na zkoušení tlumičů se mohla pružina opět naplnit vzduchem na požadovaný tlak ve střední výšce pružiny, při střední poloze zkušebního stavu. I když toto přestavování bylo značným časovým zdržením, bylo jednodušší ve srovnání s výměnou velikostí přepouštěcího otvoru u zkušební pneumatické pružiny s vlastním tlumením, popsané v kapitole 5.5.

Na obr.52 je vidět zdvihové a rychlostní charakteristika pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením, při kombinovaném ventilu přestaveném do druhé polohy. Zatím z neznámých důvodů nedosáhla síla pružiny tak velikých hodnot, jako v prvním případě - snad neukazoval manometr dostatečně přesně nepoužitý tlak vzduchu ve střední poloze. Ze zdvihové charakteristiky pružiny však plyne jednoznačné zvýšení tlumícího účinku při zmenšení průtočného průřezu v kombinovaném ventilu.

Charakteristiky zkušební pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením, při nastavení kombinovaného ventilu do třetí polohy, jsou vidět na obr.53. Došlo opět k výraznému zvětšení tlumícího účinku, což plyne ze zdvihové charakteristiky, kde se opět značně zvětšila hysteretická plocha zdvihové charakteristiky. Úroveň maximálních sil zůstala zhruba na předchozí úrovni.

Při dalších měřeních této zkušební pružiny došlo k tomu, že se mi nepodařilo "nehmatet" čtvrtou polohu západky a tím se mi nepodařilo nastavit ani škrticí kombinovaný ventil do čtvrté polohy. I když před měřením, ani po něm s nastavováním této polohy problémy nebyly. Při vyhodnocování měření bylo teprve možno plně zvážít tento nedostatek, neboť obzvláště v této oblasti by charakteristiky mohly být zajímavé již s přihlédnutím na následující charakteristiku.

Zcela tverové "nenačuzující" charakteristiky jsou na obr.54. Je třeba si však uvědomit, že je to pátá poloha kombinovaného ventilu, tedy poloha, kdy je kombinovaný ventil již uzavřen. Je to těsnost při silačování, pro větší tlakové spády, neexistuje, neboť škrticí ventil má také pojistnou funkci. Při zpětném chodu, t.j. při roztahování pružiny, je však škrticí ventil uzav-

řek i když jistá netěsnost tam bude, neboť má malé překrytí otvorů Ø14 v místě roztečné kružnice. Aby se obě charakteristiky daly lépe rozeznat, použil jsem zde pro rychlostní charakteristiku čárkovanou čáru, což bylo obzvláště nutné pro sledování záporných hodnot u síly pro obě charakteristiky.

Co způsobilo takovouto změnu charakteristik? Je třeba si uvědomit, že zkušební stav na tlumiče může sice plynule měnit frekvenci kmitů, má však dostatečně výkonný hnací motor, aby nastavenou frekvencí udržel. Zkušební pneumatická pružina s přímým hydraulickým tlumením měla již zpětné proudění přes kombinovaný ventil, při roztahování pružiny, velmi malé (pouze jako netěsnost). Dvojlůnovce zkušební pružiny zvětšoval svůj objem rychleji, než mohl přetlak vzduchu nad hladinou vracet do něho kapalinu. To způsobilo, že se z pružiny stalo čerpadlo. Ani to však nestačilo kapalinu doplnit a proto se dvojlůnovec začal bortit dovnitř. Při zpětném chodu se tato zborcená místa musela nejdříve vrátit a proto i tam zůstala síla záporná.

Kdyby nešlo o kmity pevně definované zkušebními stavy na tlumiče, ale o kmity, které by odpovídaly hodnotám kmítající soustavy; vyvolané pouze vnějším impulsem, způsobilo by takovéto nestejné tlumení v obou směrech i časově nesouměrný kmit. To znamená stlačení, vzhledem k pojistné funkci kombinovaného ventilu, by proběhlo vcelku normálně, ale roztahování zkušební pružiny s přímým hydraulickým tlumením by trvalo podstatně déle, neboť by se kapalina doplňovala do dvojlůnovce přetlakem vzduchu nad hladinou a průtokem přes nedokonalé těsnící kombinovaný ventil. K promáčknutí dvojlůnovce by nemohlo dojít.

6.5. Zhodnocení měření na zkušební pružině pneumatické s přímým hydraulickým tlumením

Toto měření potvrdilo reálnost použití takového způsobu tlumení u pneumatických pružin. Na záznamech je vidět, že tlumení se nechá dosáhnout dostatečně intenzivní. Ve směru stlačování je sice omezeno pevností pryžokordového prvku na pružině. Ve směru roztahování nemá intenzita tlumení žádné omezení, mohlo by tam dojít třeba i k zastavení harmonického pohybu, kdyby

si to situace vyžádala.

Západka, která zajišťovala nastavenou polohu kombinované ho ventilu měla na protikusy rovnoměrné dělení. Proto i přestavování tohoto ventilu bylo rovnoměrné. To byl jistý nedostatek, neboť by bylo zajímavé, kdybyšel tento kombinovaný ventil je-
mněji regulovat v oblasti malých průtočných průřezů, neboť to by byla zřejmě pracovní oblast takovéto pružiny v normálním provozu při praktickém použití.

Zkoušky probíhaly vcelku bez problémů díky tomu, že zkušební stav na kterém se měření prováděla, jakož i měřicí technika byly v bezvadném stavu. Potíže, které se na počátku vyskytly byly způsobeny nedůplnou těsností zkušební pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením. Po odstranění této závady se již žádné problémy nevyskytly.

Měření se poněkud zdržovala obtížnějším přestavováním kombinovaného ventilu mezi jednotlivými měřeními. Postup byl popsán v předchozí kapitole. Při návrhu této zkušební pružiny mě však jiné konstrukční provedení nenapadlo, hlavně proto, že jsem chtěl mít zajištěnou dokonalou těsnost pružiny při zkouškách.

Ve zkušební pružině s přímým hydraulickým tlumením lze měnit v různém poměru objem pružicí /vzduchový/ a objem vyplněný kapalinou. Tím by se měnily i pracovní charakteristiky - provádělo by se "ladění", jak již bylo vysvětleno dříve v kapitole 6.0. a znázorněno na obr.45. Tento způsob změny charakteristik se však do programu zkoušek, pro nedostatek času, nezahrnul, neboť mi šlo hlavně o ověření tlumící schopnosti této pružiny.

Těmto zkouškám byla vnucena frekvence měření a amplituda zkušebního stavu na tlumiče. Zajímavé by byly jistě i do-
běhové zkoušky kmitající soustavy opatřené touto zkušební pružinou s přímým hydraulickým tlumením. Přitom by se měnila amplituda i tvar kmitu, pokud by by intenzita tlumení byla výrazně rozdílná v obou směrech pohybu. Nemohlo by tam ani dojít k tomu "čerpadlovému" úkazu, který se projevil na charakteristikách podle obr.54.

6.6. Dynamický rozbor dějů v pneumatické pružině s přímým hydraulickým tlumením

Zatím jsem se zajímal pouze o velikost tlumicí síly v závislosti na rychlosti stlačování pružiny. Vypočtená tlumicí síla při plně otevřených otvorech je však ještě podstatně menší než ta, kterou lze odměřit na záznamech. To by se nechalo vysvětlit tím, že nejsou známy podmínky proudění zahrnuté v průtokovém součiniteli μ , který je pouze odhadnut. Když se však podíváme na kteroukoliv zdvihovou charakteristiku, je z ní vidět, že hysteréze /tlumení/ se projevuje ihned na počátku a také na konci zdvihu, to znamená v místě, kde je nulová rychlost harmonického pohybu, ale maximální hodnota zrychlení harmonického pohybu. Zdá se tedy, že hysteréze zdvihové charakteristiky, úměrná tlumení pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením musí mít svůj původ i ve zrychlení harmonického pohybu.

Z obr.22 a obr.23 je patrné, že zrychlení harmonického pohybu

$$\ddot{x} = -r\omega^2 \sin \omega t.$$

Má-li se posuzovat vliv zrychlení na zdvihovou charakteristiku zkušební pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením, je třeba se při stlačování zaměřit na zrychlení $\ddot{x}$ v intervalu $\frac{3}{2}\pi$ až $\frac{5}{2}\pi$, při expanzi pak na interval $\frac{\pi}{2}$ až $\frac{3}{2}\pi$.

Maximální hodnota zrychlení spodní příruby pneumatické pružiny na začátku stlačování a při zanedbání konečné délky ojnice

$$\ddot{x}_{\max} = r\omega^2 = r \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 = 0,03 \left(\frac{\pi 100}{30} \right)^2 = 3,28 \text{ m/s}^2.$$

Náplň kapaliny ve zkušební pružině je přibližně 1,4 litru vody. Pokud by na celé toto množství kapaliny působilo vypočtené zrychlení $\ddot{x}_{\max}$, působila by směrem dolů, na spodní přírubu síla

$$\Delta F_{\max} = m(\ddot{x}_{\max} + g) = 1,4(3,28 + 9,81) = 18,33 \text{ N}.$$

Je to síla nepatrná, která navíc působí na spodní přírubu a přes ní na hnací mechanismus - tedy nepůsobí na siloměr, který je přichycen ke druhé straně zkušební pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením. Je si však třeba uvědomit, že účinkem zrychlení kapaliny, naroste v ní i hydraulický tlak, který u spodní příruby bude mít hodnotu

$$\Delta p_{\max} = \frac{\Delta F_{\max}}{S} = \frac{m(\ddot{x}_{\max} - g)}{S} = \frac{Shg(\ddot{x}_{\max} - g)}{S}$$

$$\Delta p_{\max} = \frac{0,16 \cdot 10^3 \cdot 13,09}{1} = 2094,4 \text{ Pa}$$

Jde o tlak velmi malý a navíc působí jen u spodní příruby pružiny. V ostatních případech bude menší. Nelze však opominout, že tlak způsobený dynamickým účinkem kapaliny se vlastně přičítá k tlaku, který se do kapaliny přenesl ze stlačeného pružícího vzduchu a zvýší se tím síla, kterou pružina vyvozuje.

Jiná situace nastane ve skutečné zkušební pneumatické pružině dle obr. 49 na začátku stlačování. Zde nebude mít celý sloupec kapaliny h stejné zrychlení $\ddot{x}_{\max}$. V místech čtyř škrticích otvorů bude zrychlení kapaliny jiné než zrychlení spodní příruby. Pokud by se předpokládala tuhost dvouvlivce ve směru radiálním jako dokonalá, pak by muselo být zrychlení kapaliny v místech zúženého průtoku větší, přímo úměrné poměru efektivní plochy dvouvlivce $\underline{S}$ a čtyřech škrticích otvorů $\underline{S}_1$. Předpokládá se plné otevření škrticích otvorů:

$$S_1 = 6,15 \text{ cm}^2, \quad S = 71,44 \text{ cm}^2.$$

Předpokládaný průtokový součinitel $\lambda = 0,6$, použitý již v předchozích výpočtech, dále zhorší průtokové poměry, $\underline{S}_1$ se změní na $\underline{S}_1'$

$$S_1' = \lambda S_1 = 0,6 \cdot 6,15 = 3,7 \text{ cm}^2.$$

Poměr průtokových ploch

$$i = \frac{S}{S_1'} = \frac{71,44}{3,7} = 19,3$$

Jestliže se při začátku zdvíhu, kdy je zrychlení spodní příruby pružiny rovno $\ddot{x}_{\max}$ vezme v úvahu, že pohyb prakticky ještě nenestál, nelze předpokládat snižování změnu efektivní plochy S . Pak by platilo, že zrychlení kapeliny v pružině způsobené spodní přírubou pružiny $\ddot{x}_{\max}$ by se zvětšilo ve čtyřech škrťicích otvorech na zrychlení $\ddot{x}_{1\max}$ nepřímo úměrně průtočným plochám S a S_1 . Zákon kontinuity platí i pro zrychlení

$$\ddot{x}_{1\max} = \ddot{x}_{\max} \cdot i = 3,28 \cdot 19,3 = 63,3 \text{ ms}^{-2}.$$

Jelikož nad škrťicemi otvory je ještě zhrube výška kapeliny $h_1 = 50$, musí se tomuto sloupci kapeliny udělit zrychlení $\ddot{x}_{1\max}$, avšak působí na něj i zemská gravitace g . Tomuto zrychlení odpovídá tlak v kapalině v místě škrťicích otvorů

$$\Delta p_{1\max} = \rho h_1 (\ddot{x}_{1\max} - g) = 10^3 \cdot 0,05 (63,3 + 9,81) = 4155,5 \text{ Pa}.$$

Jelikož tlak v kapalině se šíří všemi směry, lze tento tlak brát jako základní dynamický tlak kapeliny ve dvouvlnovci. K němu se bude ještě přičítat nárůst tlaku od zrychlení $\ddot{x}_{\max}$ a zemské gravitace g . Tento nárůst tlaku je vzat jen do středu dvouvlnovce $h_2 = 72$, neboť mi jde o střední tlak v tomto dvouvlnovci

$$\Delta p_{2\max} = \Delta p_{1\max} + \rho h_2 (\ddot{x}_{\max} - g) = 4155,5 + 10^3 \cdot 0,072 (3,28 + 9,81)$$

$$\Delta p_{2\max} = 4155,5 + 72 \cdot 13,09 = 5098 \text{ Pa}.$$

Od tohoto přetlaku vznikne ve dvouvlnovci síla, kterou siloměr zachytil a jejíž velikost se rovná

$$F_{t\max} = S \cdot \Delta p_{2\max} = 0,007144 \cdot 5098 = 36,4 \text{ N}.$$

Tato dynamická síla je označena jako maximální, neboť vzniká na začátku zdvihu, kdy je maximální zrychlení. Ve skutečnosti bude tlak v tomto okamžiku od zrychlení na dvouvlnovci v rozmezí od $\Delta p_{1 \max}$ pod škrťacími otvory, přes $\Delta p_{2 \max}$ uprostřed dvouvlnovce až po tlak u spodní příruby dvouvlnovce

$$\Delta p_{3 \max} = \Delta p_{1 \max} + \rho h_3 (\ddot{x}_{\max} - g) = 4155,5 + 10^3 \cdot 0,145 \cdot 13,09$$

$$\Delta p_{3 \max} = 6053,5 \text{ Pa}$$

Vzhledem k tomu, že ve dvouvlnovci není všude stejný přetlak, nebude se tento dvouvlnovec deformovat zcela rovnoměrně. Největší deformace bude v místě nejmenšího přetlaku, t.j. v jeho horní části. Vzhledem k tomu, že jistou sílu při stlačování dvouvlnovce vyvozuje i vlastní deformace jeho pryžokordového materiálu a zatím se to nebralo v úvahu, byl při výpočtu $F_{1 \max}$ použit přetlak z prostředka dvouvlnovce $\Delta p_{2 \max}$.

Jak je vidět z výpočtu, vliv zrychlení kapaliny na změnu síly při stlačování a roztahování zkušební pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením je menší, než vliv rychlosti proudění kapaliny přes čtyři škrťací otvory v pružině. Je si třeba uvědomit, že výpočet obou těchto vlivů byl orientačně proveden pro plně otevřené škrťací otvory. S jejich postupným uzavíráním by se poměry začaly velmi výrazně měnit, jak již bylo dříve poznamenáno - s druhou mocninou průtočného průřezu.

Z dynamického rozboru je vidět, že vnitřní přetlak pružiny od zrychlení kapalin vzroste ze dvou důvodů. Jednak je to přímé působení zrychlení spodní příruby zkušební pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením na objem kapaliny ve dvouvlnovci a dále je to vliv nárůstu zrychlení kapaliny ve škrťacích otvorech. Tento druhý vliv je oproti prvnímu podstatně výraznější a navíc regulovatelný změnou velikosti škrťacích otvorů. Velikost obou vlivů na nárůst vnitřního přetlaku v kapalině je přímo úměrný velikosti zrychlení spodní příruby zkušební pružiny. To způsobuje, že takto navržené tlumení má jisté samoregulační

vlastností - čím větší bude zrychlení působící při stlačování na spodní přírubu, tím "tužší" bude dvouvlnovec a tím větší silou bude působit pružina proti tomuto zrychlení. Je si však třeba uvědomit, že tohoto účinku lze využít jen do přetlaku mezi oběma prostory, který jistí ventil /pojištění proti poškození dvouvlnovce/.

Tento samoregulační účinek tlumení je přímo úměrný, jak je ze vztahů vidět, výšce kapalinového sloupce h /dáno konstrukcí/ a hustotě kapaliny ρ . Zde bylo použito vody. Nejsou mi však známe kapaliny s výrazně větší hustotou, které by se zde daly použít. Rtuť, která má sice vysokou hustotu, nepřichází pro svou cenu v úvahu.

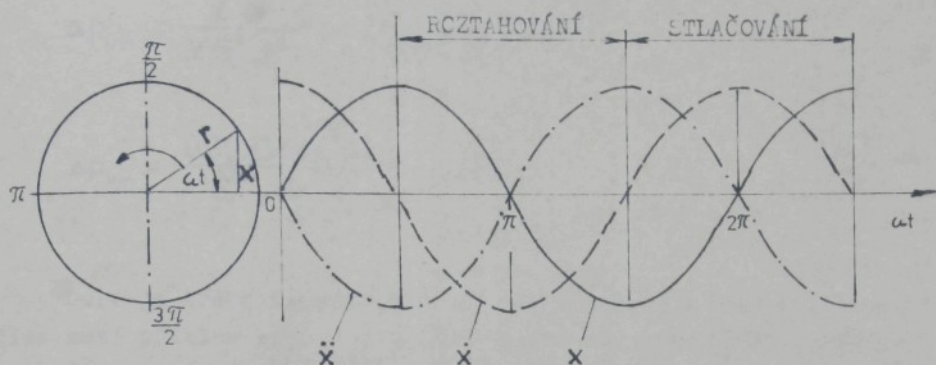
Tyto dynamické rozbor, které byly provedeny, platily pro počátek stlačování pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením.

6.7. Celkový tlumící účinek zkušební pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením.

V kapitole 6.2., při návrhu regulačního ventilu, se orientačně zjišťoval přetlak mezi prostorem pryžokordového dvouvlnovce a prostorem s pružícím vzduchem, potřebný na "protlačení" daného vteřinového množství kapaliny při maximální rychlosti harmonického pohybu. V kapitole 6.6. se zjišťoval nárůst tlaku, který nastane v pryžokordovém dvouvlnovci v důsledku maximálního zrychlení $\ddot{x}$, působícího na spodní přírubu zkušební pružiny.

Maximální rychlost harmonického pohybu je v okamžiku, kdy je nulové zrychlení tohoto pohybu a naopak. To znamená, že tyto jevy nenastávají současně. Přitom si je však třeba uvědomit, že v jiných okamžicích harmonického pohybu, kdy již nejde o maximální hodnoty rychlosti a zrychlení, působí oba tyto vlivy současně a tedy se jejich účinky budou vzájemně ovlivňovat, tím budou oba současně určovat i velikost tlumení této pružiny. Proto je třeba sledovat oba tyto vlivy určující velikost tlumení během celého jednoho cyklu $/2 /$.

Na obr.55 je znázorněn průběh dráhy x , rychlosti $\dot{x}$ a zrychlení $\ddot{x}$ harmonického pohybu. Stlačování pružiny odpovídá úsek



obr.55

$\frac{3\pi}{2} \div \frac{5\pi}{2}$, roztahování pružiny pek úsek $\frac{\pi}{2} \div \frac{3\pi}{2}$.

Pokud jde o vliv rychlosti harmonického pohybu na velikost tlumení, lze ho vyjádřit s odvoláním na kapitulu 6.2. a po dosažení výrazu pro okamžitou rychlost $\dot{x}$ následovně.

Vteřinové množství proteklé kapaliny

$$V = \dot{x} \frac{\pi D^2}{4} = r \omega \cos \omega t \frac{\pi D^2}{4} = r \frac{\pi n}{30} \frac{\pi D^2}{4} \cos \omega t$$

$$V = 0,00224 \cos \omega t \text{ [m}^3\text{s}^{-1}\text{]} .$$

/224

V kapitole 6.2., při předběžném výpočtu regulačního ventilu, se uvažovalo se zdvihem pružiny $x_{\max} = 2r = 70$. Při měření se z důvodů chrození pevnosti pryžokordového dvouvlnovce přešlo na poloměr kliky $r = 30$. Vztah pro vteřinové množství kapaliny $\underline{V}$ respektuje i znaménko. To znamená, že kladné rychlosti $\dot{x}$ bude odpovídat i kladné vteřinové proteklé množství kapaliny $\underline{V}$.

Vzniklý tlakový rozdíl Δp_{kin} odpovídající proteklému vteřinovému množství $\underline{V}$ s odvoláním na kapitolu 6.2. je vyjádřen v následujícím vztahu. Jelikož tento tlakový spád odpovídá jisté výtokové rychlosti kapaliny v pružině, byl označen jako kinetický.

$$\Delta p_{\text{kin}} = \frac{V^2 \varphi}{2 S_1^2 r^2} = \frac{0,00224^2 \cos^2 \omega t \cdot 10^3}{2 S_1^2 r^2}$$

$$\Delta p_{\text{kin}} = \frac{0,0025 \cos^2 \omega t}{S_1^2 r^2} \quad [\text{Pa}] \quad |23|$$

Dále je třeba konstatovat, že při stlačování zkušební pružiny musí přetlak Δp_{kin} v pryžokordovém vlnovci oproti pružícímu vzduchu nad hladinou být kladný, neboť kapalina proudí z pryžokordového dvouvlnovce do ocelové nádoby. Při roztahování zkušební pružiny se směr proudění obrátí, proto bude přetlak Δp_{kin} v pryžokordovém dvouvlnovci záporný. Samotný předchozí výraz to nevyjadřuje, neboť $\cos^2 \omega t$ záporných hodnot nenebývá.

Vliv zrychlení spodní příruby zkušební pružiny na hysterizi zdvihové charakteristiky této pružiny, která je přímo úměrná tlumení, lze podle kapitoly 6.6. vyjádřit vztahem

$$\Delta p_{\text{dyn}} = \varphi h_1 (\ddot{x}_1 - g) + \varphi h_2 (\ddot{x} - g), \quad [\text{Pa}] \quad g \approx -10 \text{ ms}^{-2} \quad |24|$$

při čemž $\underline{h_1}$ je výška kapaliny nad škrtkými otvory

$$h_1 = 0,072 + r \sin \omega t = 0,072 + 0,022 \sin \omega t \quad |25|$$

Zrychlení kapaliny ve škrtkých otvorech $\underline{\ddot{x}_1}$ bude

$$\ddot{x}_1 = -\frac{S}{S_1 r} r \omega^2 \sin \omega t \quad |26|$$

Výška vodního sloupce v pryžokordovém dvouvlnovci $\underline{h_2}$ započtená do výpočtu středního tlaku

$$h_2 = 0,042 - r \sin \omega t = 0,042 - 0,015 \sin \omega t \quad |27|$$

Vztahy pro výšku hladiny uvnitř kovové nádoby h_1 a stav pro střední výšku hladiny uvnitř pryžokordového dvouvlnovce h_2 byly odvozeny ze skutečných středních a krajních výšek hladin při odpovídající náplni zkušební pružiny. Zrychlení spodní příruby je $\ddot{x}$.

Po dosezení

$$\begin{aligned}\Delta p_{\text{dyn}} &= \rho(0,072 + 0,022 \sin \omega t) \left[\left(-\frac{S}{S_1} r^2 \sin \omega t \right) - g \right] + \\ &+ \rho(0,042 - 0,015 \sin \omega t) \left[\left(-r^2 \sin \omega t \right) - g \right] = \\ &= (72 + 22 \sin \omega t) \left(-\frac{234,2 \cdot 10^{-4}}{S_1} \sin \omega t + 10 \right) + \\ &+ (42 - 15 \sin \omega t) (-3,29 \sin \omega t + 10) = \\ &= 720 - \frac{1,686}{S_1} \sin \omega t + 220 \sin \omega t - \frac{0,5152}{S_1} \sin^2 \omega t + \\ &+ 420 - 138,2 \sin \omega t - 150 \sin \omega t + 49,35 \sin^2 \omega t\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta p_{\text{dyn}} &= 1140 - 68,2 \sin \omega t - \frac{1,686}{S_1} \sin \omega t + 49,35 \sin^2 \omega t - \\ &- \frac{0,515}{S_1} \sin^2 \omega t\end{aligned}$$

$$\Delta p_{\text{dyn}} = 1140 - \sin \omega t \left(68,2 + \frac{1,686}{S_1} \right) + \sin^2 \omega t \left(49,35 - \frac{0,5152}{S_1} \right) \quad /28/$$

Při činnosti zkušební pneumetické pružiny s přímým hydraulickým tlumením, jak již bylo podotknuto, působí na změnu tlaku škrcení průtoku /vliv rychlosti/ i dynamické účinky kapaliny /vliv zrychlení kapaliny/.

$$\Delta p_{\text{celk}} = \Delta p_{\text{kin}} + \Delta p_{\text{dyn}}$$

/29/

Současné působení je však kromě okamžiku, kdy je maximální zrychlení /krajní úvratě - nulová rychlost/ s okamžiku, kdy je maximální rychlost /uprostřed zdvihu - nulové zrychlení/.

Po dosažení

$$\Delta p_{\text{celk}} = \pm \frac{0,0025}{S_1 \kappa^2} \cos^2 \omega t + 1140 - (68,2 + \frac{1686}{S_1 \kappa}) \sin \omega t + \\ + (49,35 - \frac{0,5152}{S_1 \kappa}) \sin^2 \omega t$$

/30/

Tato rovnice vyjadřuje nárůst, nebo pokles tlaku od normálního průběhu tlaku klasické pružiny /pneumatické/ v závislosti na proměnných S_1 , ωt , a κ . Vypočtené hodnoty by se musely přičíst, nebo odečíst, podle znaménka, k charakteristice pružiny, tím by vznikla hysterézní smyčka obdobná sejmutým charakteristikám v kapitole 6.4., jejíž plocha je úměrná tlumicímu účinku této pružiny.

Diagram na obr.55 vyjadřuje hodnoty $\underline{x}$, $\dot{\underline{x}}$ a $\ddot{\underline{x}}$ pro spodní přírubu pružiny. Proto na příklad největší dráze $\underline{x}$ odpovídá největší stlačení pružiny - v tomto bodě začíná "roztahování" pružiny. Z tohoto obrázku vychází i určení znamének pro prvý výřez v rovnici /30/.

Jelikož tato rovnice má tři proměnné a je třeba provést celou řadu výpočtů, pro různé hodnoty těchto proměnných, byl na její řešení sestaven následující program, který je vtištěn na další str.108.

Průtočné průřezy S_1 byly vzaty podle jednotlivých regulačních poloh, tak, jak byly navrženy v kapitole 6.4. a jsou uvedeny v tab.1.

Prováděl se výpočet pro $\kappa = 0,8 \div 0,5$ a průřezy $S_1 = 0,000615$; $0,0004$; $0,000202$ a $0,000048 \text{ m}^2$. Pro jednotlivé hodnoty $\underline{\omega}$ se vystřídaly vždy všechny průřezy S_1 .

CONSOLE

```
READY
LIST
5 CLEAR:PRINT AT 0:0
10 REM VYPOCET ROVNICE
30 INPUT "DUE POUZITA TISKARNA ...AND/NE" A$
40 INPUT "ZADEJ STEP V UHLOVE MIRE" K
50 INPUT "ZADEJ MI" M
60 INPUT "ZADEJ SI" S
100 IF A$="AND" THEN LPRINT
130 PRINT "MI=";M TAB(10) "SI=";S
140 PRINT "=====":PRINT
150 PRINT "FI=" TAB(13) " DF="
160 PRINT "-----"
170 FOR F=PI/2 TO 5/2*PI STEP K*PI
175 Q=-1
180 IF F>3/2*PI AND F<5/2*PI THEN Q=1
200 D=Q*.0025/S^2/M^2*COS(F)*COS(F)+1140-SIN(F)*(68.2+1.686/S/M)+(49.35-.5152/S/M)*SIN(F)*SIN(F)
210 PRINT F TAB(13) D
230 NEXT F:PRINT:CONSOLE
250 GOTO 50

READY
```

Tab.2

MI= 0.8 S1= 0.000615

=====

FI=	DP=
1.57079	-3352.79
1.88494	-4072.49
2.19909	-5908.2
2.51324	-8017.81
2.82739	-9375.92
3.14154	-9186.57
3.45569	-7216.47
3.76984	-3910.23
4.08399	-254.257
4.39814	2574.74
4.71229	3637.22
5.02644	4546.85
5.34059	6881.19
5.65474	9606.95
5.96889	11464.6
6.28304	11467.2
6.59719	9307.43
6.91134	5502.55
7.22549	1229.67
7.53964	-2098.9
7.85379	-3352.82

MI= 0.8 S1= 0.0004

=====

FI=	DP=
1.57079	-5757.55
1.88494	-7678.13
2.19909	-12632.4
2.51324	-18512.8
2.82739	-22738.1
3.14154	-23270.8
3.45569	-19441.1
3.76984	-12241.4
4.08399	-3799.69
4.39814	2471.7
4.71229	4916.3
5.02644	7133.46
5.34059	12867.4
5.65474	19711.2
5.96889	24718.3
6.28304	25552.1
6.59719	21426.1
6.91134	13446.9
7.22549	4240.09
7.53964	-3013.07
7.85379	-5757.6

MI= 0.8 S1= 0.000202

=====

FI=	DP=
1.57079	-12499.9
1.88494	-20825.5
2.19909	-42478.6
2.51324	-68764.4
2.82739	-88984.3
3.14154	-94579.2
3.45569	-82499.8
3.76984	-56429.5
4.08399	-23497.3
4.39814	-857.43
4.71229	8502.4
5.02644	17421.8
5.34059	40641.5
5.65474	68962.3
5.96889	90657.3
6.28304	96863.1
6.59719	84190.1
6.91134	56553.5
7.22549	23690.3
7.53964	-2534.09
7.85379	-12500

MI= 0.8 S1= 4.8E-05

=====

FI=	DP=
1.57079	-56201.2
1.88494	-214618
2.19909	-629810
2.51324	-1.13875E+06
2.82739	-1.54698E+06
3.14154	-1.69398E+06
3.45569	-1.51991E+06
3.76984	-1.08725E+06
4.08399	-557835
4.39814	-131094
4.71229	31747
5.02644	192621
5.34059	613438
5.65474	1.13158E+06
5.96889	1.54657E+06
6.28304	1.89472E+06
6.59719	1.51979E+06
6.91134	1.09051E+06
7.22549	542803
7.53964	109296
7.85379	-56201.6

Tab.3

MI= 0.7 S1= 0.000615

=====

FI= DP=

1.57079	-3991.92
1.88494	-4975.23
2.19909	-7494.32
2.51324	-10426.1
2.82739	-12400.7
3.14154	-12347.7
3.45569	-9939.12
3.76984	-5743.5
4.08399	-1048.6
4.39814	2602.97
4.71229	3977.18
5.02644	5178.79
5.34059	8271.21
5.65474	11911.6
5.96889	14460.7
6.28304	14628.7
6.59719	12001.8
6.91134	7232.95
7.22549	1828.61
7.53964	-2397.51
7.85379	-3991.96

MI= 0.7 S1= 0.0004

=====

FI= DP=

1.57079	-6740.21
1.88494	-9315.52
2.19909	-15973.5
2.51324	-23925.8
2.82739	-29752.2
3.14154	-30743.9
3.45569	-25990.4
3.76984	-16770.4
4.08399	-6123.83
4.39814	2265.46
4.71229	5438.97
5.02644	8354.35
5.34059	15907
5.65474	24964.1
5.96889	31687.9
6.28304	33025.4
6.59719	27932.2
6.91134	17817.9
7.22549	6064.04
7.53964	-3222.41
7.85379	-6740.27

MI= 0.7 S1= 0.000202

=====

FI= DP=

1.57079	-14445.8
1.88494	-25452.6
2.19909	-54105.9
2.51324	-88975.8
2.82739	-115992
3.14154	-123881
3.45569	-108589
3.76984	-74891.6
4.08399	-34715.9
4.39814	-2651.7
4.71229	9537.6
5.02644	21223.5
5.34059	51669.8
5.65474	88754.7
5.96889	117576
6.28304	126166
6.59719	110195
6.91134	74704.7
7.22549	32306
7.53964	-1562.09
7.85379	-14446

MI= 0.7 S1= 4.8E-05

=====

FI= DP=

1.57079	-64390.1
1.88494	-271864
2.19909	-814417
2.51324	-1.48275E+06
2.82739	-2.01847E+06
3.14154	-2.21291E+06
3.45569	-1.98756E+06
3.76984	-1.42391E+06
4.08399	-733350
4.39814	-176445
4.71229	34102.7
5.02644	246370
5.34059	796489
5.65474	1.47415E+06
5.96889	2.01764E+06
6.28304	2.21527E+06
6.59719	1.98714E+06
6.91134	1.41592E+06
7.22549	715859
7.53964	151212
7.85379	-64390.5

Tab.4

MI= 0.6 S1= 0.000615

=====

FI=	DP=
1.57079	-4844.1
1.88494	-6241.47
2.19909	-9835.57
2.51324	-14066.4
2.82739	-17027
3.14154	-17218.5
3.45569	-14162.2
3.76984	-8617.03
4.08399	-2334.24
4.39814	2577.97
4.71229	4430.45
5.02644	6083.93
5.34059	10351
5.65474	15413.4
5.96889	19048.6
6.28304	19499.5
6.59719	16187.4
6.91134	9969.3
7.22549	2853.76
7.53964	-2732.98
7.85379	-4844.15

MI= 0.6 S1= 0.0004

=====

FI=	DP=
1.57079	-8050.43
1.88494	-11646.6
2.19909	-20963.8
2.51324	-32157
2.82739	-40505.4
3.14154	-42257.1
3.45569	-36124.2
3.76984	-23823
4.08399	-9491.45
4.39814	1842.48
4.71229	6135.89
5.02644	10130
5.34059	20494.5
5.65474	32981.8
5.96889	42381.7
6.28304	44539.1
6.59719	38008.5
6.91134	24660.1
7.22549	9031.6
7.53964	-3353.44
7.85379	-8050.51

MI= 0.6 S1= 0.000202

=====

FI=	DP=
1.57079	-17040.3
1.88494	-32202.3
2.19909	-71707.3
2.51324	-119900
2.82739	-157499
3.14154	-169026
3.45569	-148270
3.76984	-103486
4.08399	-49106.6
4.39814	-5624.65
4.71229	10917.6
5.02644	26872.1
5.34059	68472.4
5.65474	119254
5.96889	158963
6.28304	171313
6.59719	150364
6.91134	102896
7.22549	45907.2
7.53964	315.19
7.85379	-17040.4

MI= 0.6 S1= 4.8E-05

=====

FI=	DP=
1.57079	-75308.8
1.88494	-358464
2.19909	-1.09905E+06
2.51324	-2.01182E+06
2.82739	-2.74448E+06
3.14154	-3.01242E+06
3.45569	-2.70844E+06
3.76984	-1.94325E+06
4.08399	-1.00454E+06
4.39814	-247195
4.71229	41910.2
5.02644	328301
5.34059	1.07772E+06
5.65474	2.00135E+06
5.96889	2.7431E+06
6.28304	3.0148E+06
6.59719	2.70758E+06
6.91134	1.93355E+06
7.22549	983808
7.53964	217384
7.85379	-75309.2

Tab.5

MI= 0.5 S1= 0.000202

=====

FI=	DP=
1.57079	-20672.6
1.88494	-42766.1
2.19909	-100382
2.51324	-170833
2.82739	-226164
3.14154	-243900
3.45569	-215820
3.76984	-151155
4.08399	-73287.2
4.39814	-10901.6
4.71229	12849.6
5.02644	35893.7
5.34059	96027.5
5.65474	169590
5.96889	227460
6.28304	246190
6.59719	217160
6.91134	149977
7.22549	68982.8
7.53964	4058.8
7.85379	-20672.8

MI= 0.5 S1= 0.000615

=====

FI=	DP=
1.57079	-6037.16
1.88494	-8134.41
2.19909	-13548.2
2.51324	-19986.9
2.82739	-24642.6
3.14154	-25296.2
3.45569	-21213.4
3.76984	-13466
4.08399	-4549.21
4.39814	2422.67
4.71229	5065.03
5.02644	7471.24
5.34059	13697.4
5.65474	21139.8
5.96889	26610
6.28304	27577.5
6.59719	23186.1
6.91134	14624.4
7.22549	4724.11
7.53964	-3082.31
7.85379	-6037.21

MI= 0.5 S1= 4.8E-05

=====

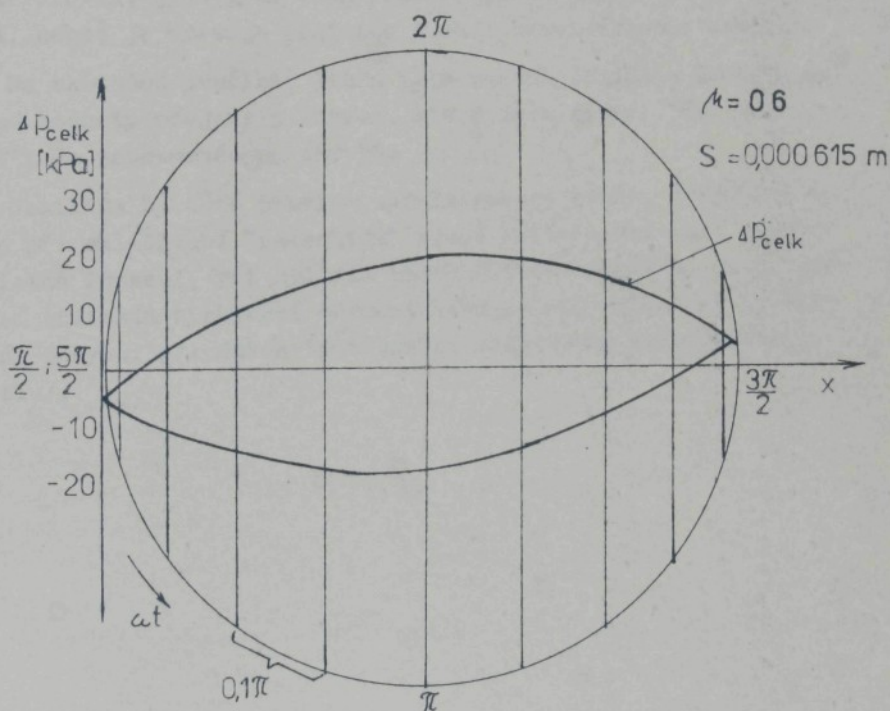
FI=	DP=
1.57079	-90594.7
1.88494	-499435
2.19909	-1.56895E+06
2.51324	-2.88778E+06
2.82739	-3.94791E+06
3.14154	-4.3384E+06
3.45569	-3.90461E+06
3.76984	-2.80558E+06
4.08399	-1.45564E+06
4.39814	-365987
4.71229	50040.8
5.02644	462725
5.34059	1.54281E+06
5.65474	2.87464E+06
5.96889	3.94564E+06
6.28304	4.34082E+06
6.59719	3.90318E+06
6.91134	2.79358E+06
7.22549	1.43036E+06
7.53964	329787
7.85379	-90595.3

MI= 0.5 S1= 0.0004

=====

FI=	DP=
1.57079	-9884.76
1.88494	-15194.3
2.19909	-28978.1
2.51324	-45628.6
2.82739	-58252.2
3.14154	-61351.9
3.45569	-53003.6
3.76984	-35644.9
4.08399	-15234.5
4.39814	965.9
4.71229	7111.55
5.02644	12900
5.34059	27945.3
5.65474	46154
5.96889	60044.9
6.28304	63634.6
6.59719	54808
6.91134	36187.8
7.22549	14214.9
7.53964	-3252.32
7.85379	-9884.85

Z přiložených výsledků je patrná závislost mezi pootočením kliky ωt /FI/ hnacího mechanismu a nárustem, nebo poklesem tlaku Δp_{celk} /DP/ oproti tlaku, který by byl v běžné pneumatické pružině. Na dodatečně vloženém obrázku obr.55a je nakreslen průběh Δp_{celk} v závislosti na dráze x . Bylo to úmyslně přetransformováno ze závislosti na ωt na závislost na x , aby se to nechalo lépe srovnat s naměřenými závislostmi na obr.51;52;53.



obr.55a

Tento obr.55a by se měl nejspíše porovnávat s hysteresní plochou u obr.51, neboť jde o stejný průtokový průřez S_1 . Když jsem však přepočítal Δp_{celk} z obr.55a na sílu pružiny tomu odpoví

vídející /obr.51/, vycházely mně hodnoty ještě asi o 30% menší, což by svědčilo, že u skutečné zkušební pneumatické pružiny s vlastním hydraulickým tlumením byl průtokový součinitel - ještě asi o 0,1 menší. Tomu nasvědčovaly i předběžné výpočty při uvažování pouze rychlostního účinku při škrcení průtoku, viz kapitulu 6.2.

Jak je vidět ve výsledcích výpočtů, v tab.2 až tab.5, nárůst tlaků Δp_{celk} je silně závislý na hodnotách S_1 a α . V mnoha případech nabývají tyto tlaky hodnot, které pro tuto pružinu již ani nepřicházejí v úvahu z důvodu pevnosti pryžokordového dvouvlnovce. Při stlačování jsou tyto tlaky, které přicházejí v úvahu ještě nižší, neboť je omezuje pojistná funkce kombinovaného ventilu.

Na skutečné pružině, která byla nuceně poháněna se tyto nereálné hodnoty projevily úkazem, který jsem nazval "čerpadlový efekt". Je zaznamenán na obr.54.

Jestliže by tato pružina neměla nucený pohon, projevilo by se to při stlačování "oseknutím" horní větve hysterezní plochy /pojistná funkce/, při zpětném chodu /roztahování/ by se to projevilo snížením rychlosti harmonického pohybu /třeba až do zastavení pohybu, při dokonalé těsnosti uzavřeného kombinovaného ventilu/.

7.0. Možnosti lepšího využití klasických hydraulických tlumičů automobilového typu u pneumatických podložek

Jak bylo poznamenáno již na počátku této práce, používají se při konstrukci pneumatických podložek pod zařízení pracující s velkými rázy nebo chvěním, stále ještě klasické hydraulické tlumiče automobilového typu. Zapříčiňuje to skutečnost, že jsou v několika velikostech /podle typů automobilů u nás používaných/ k dispozici na trhu v přijatelných cenách. Jsou známy jejich parametry a vlastnosti. Konstrukce, vývoj a odzkoušení nového tlumiče je záležitost poměrně náročná a nákladná, což se musí projevit i v jeho ceně. Tato cena je však ještě více ovlivněna použitou technologií výroby a seriovostí v jakých se tento tlumič vyrábí. Z těchto důvodů je možno vidět, že i různé typy automobilů používají často tlumič stejného typu a od stejného výrobce, neboť by vývoj vlastního nového tlumiče a zavedení jeho výroby, přišla dražší, než tyto tlumiče kupovat. Jsou zde však ještě i zkušenosti specializovaného výrobce, které také nelze podceňovat.

Proto není možné při návrhu pneumatické podložky, která se často navrhuje pouze pro jeden výrobní, nebo pracovní stroj, vyvíjet vlastní hydraulický tlumič vhodných vlastností a parametrů. Zvolí se nejvhodnější z těch, které jsou na trhu běžné. Potřebné tlumení se potom dosáhne počtem těchto tlumičů zabudovaných do pneumatické podložky. Často to vede i k dosti značným počtům tlumičů. Je to způsobeno v podstatě dvěma příčinami:

- a/ Odpružené zařízení a pneumatická podložka pod ním kmitají s velkou energií harmonického pohybu a je proto třeba utlumit velké množství energie. To znamená přeměnit mechanickou energii harmonického pohybu za pomoci tlumičů na energii tepelnou.
- b/ Jde o velmi nevhodné použití těchto hydraulických tlumičů.

Velikost energie harmonického pohybu, kterou je třeba tlumiči převést na energii tepelnou, je dána hmotností odpruženého pracovního stroje a pneumatické podložky a parametry harmonického pohybu, který vybudí pracovní cyklus uloženého stroje. Jsou to veličiny, pro dané zařízení pevně dané. Proto i počet tlumičů je jimi vlastně určen.

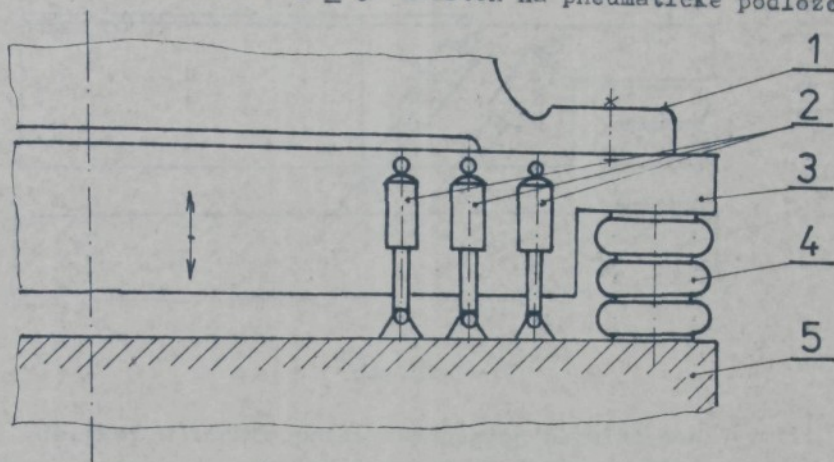
Jinak je tomu však s využitelností tlumičů, kterých se zde používá. Tyto tlumiče jsou navrženy pro tlumení harmonického pohybu u silničních vozidel, vybuzeného přejetím těchto vozidel přes nějakou překážku na vozovce /výstupek, prohlubeň/. Požadované jízdní vlastnosti a vlivy, které mohou při tom působit na cestující /které připouští norma/, jako je zrychlení, frekvence, rychlost utlumení a pod., si vynutily hydraulické tlumiče s poměrně velikými zdvihy. Tlumicí síla hydraulického tlumiče, jak plyne ze vztahu /5/, závisí na rychlosti harmonického pohybu. Může jít o závislost přímou $F = k\dot{x}$ /, nebo progresivní, či degresivní $F = k\dot{x}^n$ /, přitom $n > 1$, nebo $n < 1$. Přímá závislost je jakási střední cesta. Bylo ji proto také užito v základní pohybové rovnici harmonického pohybu /1/. Ze vztahu /1/ plyne, že rychlost harmonického pohybu je přímo úměrná maximální výchylce a . Utlumená energie pak dokonce na druhé mocnině maximální výchylky a^2 . Z toho plyne, že pouze ten tlumič, který vykonává zdvihy na které byl konstruován, je řádně využit. Proto tlumicí síla každého tlumiče je udávána při určité frekvenci harmonického pohybu ω a při jeho určitém zdvihu x . Obě tyto veličiny jsou danému zařízení určené konstrukcí. Naskytá se otázka, jestli by nebylo rozumné některou z nich změnit tak, aby se účinnost tlumičů zvýšila.

Zvyšovat frekvenci kmitání odpruženého výrobního stroje za účelem zvýšení účinnosti tlumičů by jistě nebylo účinné,

Ani zvýšení zdvihu pneumatické podložky a pochopitelně s tím i výrobního stroje nepřichází v úvahu, neboť účelem pneumatických podložek jistě není dopustit veliký zdvih. To by mohlo ztížit obsluhu daného výrobního stroje. K nějakému zvihu tam však vždy dochází.

Jestliže se však uváží, že—však—uváží, že běžný hydraulický automobilový tlumič, třeba P26x150, má maximální zdvih 150mm a že jeho hodnota maximálních tlumících sil a pracovní diagram se udávají při zdvihu 100mm a frekvenci $f = 1,66$ Hz a na pneumatické podložce potom vykonává tento tlumič zdvih pouze 20mm, musí se uznat, že z hlediska velikosti tlumicí síly a obzvláště z hlediska utlumené energie je nepatrně využit. Musí se tedy potom na danou pneumatickou podložku zabudovat větší množství takovýchto tlumičů. Nabízí se dokonce pochybnost, že tyto tlumiče tlumí více pasivními odpory v ucpáv-

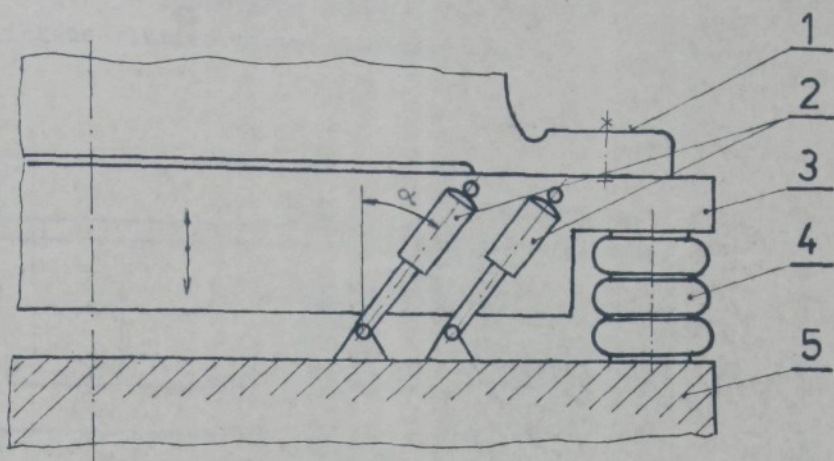
kách než vlastním hydraulickým tlumením. Na takovéto tlumení jsou však tyto tlumiče přílišným přepychem. Zapojení těchto hydraulických tlumičů je přímé, tak jak to je naznačeno na obr.56. Pracovní stroj 1 je umístěn na pneumatische podložce 3,



obr.56

která je odpružená pneumatickou pružinou 4, spočívající na rámu základu 5. Skupina hydraulických tlumičů 2 je spojena jednou stranou s pneumatickou podložkou 3 a druhou stranou s rámem základu 5. Při takovémto zapojení vykonávají tlumiče 2 stejný zdvih jako je pohyb pneumatische podložky 3, tedy poměrně malý. V tomto svislém zapojení, jak je to vidět na obr.56 však budou tlumiče vykonávat pohyb, kterým budou vykazovat největší tlumicí účinky /tlumicí síla, utlumená energie/. Každé jiné přímé zapojení hydraulických tlumičů automobilového typu 2 než svislé /šikmé/ bude vlastně, pokud jde o tlumicí účinky, regulací směrem k nižším hodnotám tlumení, v přímé závislosti na velikosti úhlu α . Tento způsob zapojení je naznačen na obr.57 .

Naznačené zapojení hydraulických tlumičů 2 je však z hlediska využití tlumicích účinků tlumičů 2 krokem zpět. Je však pravdou, že pro takovéto zapojení někdy mluví jistá lepší kompaktnost a zmenšení rozměrů pneumatische podložky 3. Axiální silový účinek skloněných tlumičů 2 se zpravidla vyrovnává souměrným uložením tlumičů 2 na druhé straně pneumatische podložky 3.



obr.57

Jelikož u těchto přímo zapojených tlumičů není využít jejich závih, není dosaženo ani dostatečné rychlosti pístu tlumiče. Rychlost harmonického pohybu, což je vlastně rychlost pístu tlumiče, je přímo úměrná maximálnímu závihu harmonického pohybu, jak plyne ze vztahu /2/. Je tedy třeba navrhnout takový mechanismus, který by malý pohyb pneumatické podložky převedl na takový závih pístu hydraulického tlumiče, aby tlumicí účinky tlumiče byly pokud možno využity. Takovýto mechanismus lze velmi snadno realizovat pomocí pákového převodu. Tímto mechanismem se musí nechat nastavit vhodný převod, aby závih tlumiče nepřekročil jeho maximální závih. Tím se dosáhne maximálního využití tlumících vlastností tohoto tlumiče při dané frekvenci harmonického pohybu. V jiném případě by se volbou mechanického převodu dosáhlo přesně požadovaných tlumících vlastností tohoto tlumiče. Muselo by však jít o hodnoty menší, než jsou jeho maximální tlumicí hodnoty.

Pro porovnání dvou použitelných převodů použijí jednozvratný a dvojezvratný pákový převod s převodem $a:b = 1:2$, aby se ukázalo, který z nich je výhodnější. Přitom bude snadou, aby se nezměnila pracovní poloha tohoto tlumiče, aby nedošlo k jeho otočení, nebo změně funkce /charakteristika při zasouvání tlumiče je jiná než při vysouvání tlumiče/.

obr. 58

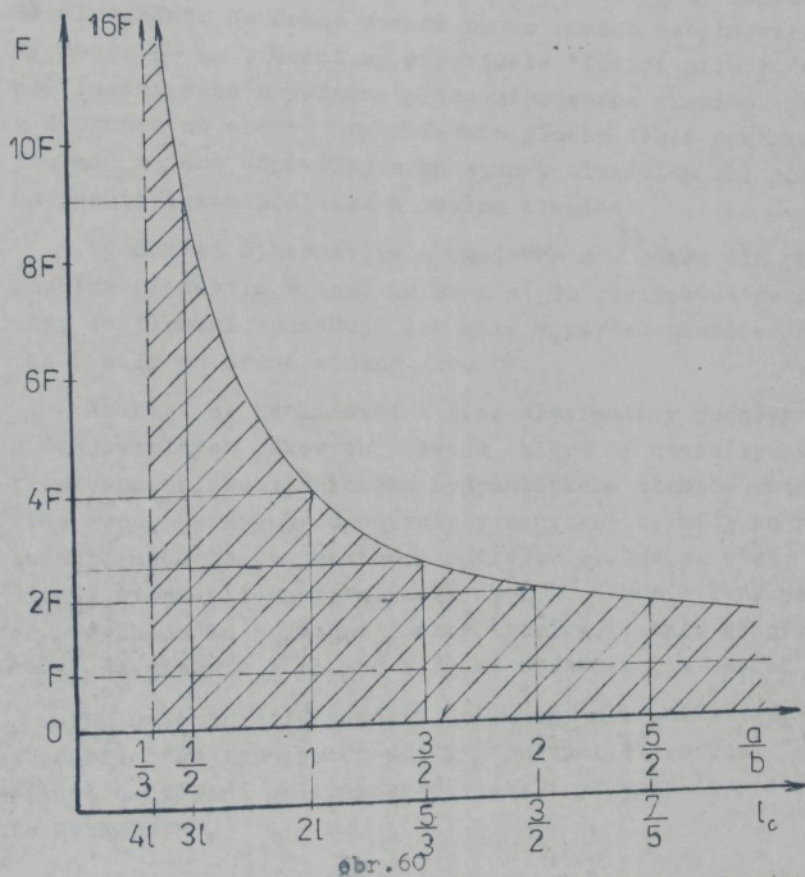
obr. 58

Na dalším obr. 99 je naznačeno užití dvojzvrtné páky 8, opět s převodem 2, pro zvýšení účinku hydraulického tlumiče automobilového typu. Body D a E jsou součástí pneumatické podložky 3. Jestliže se tato pneumatická podložka 3 pohybuje rychlostí v /bod D a E/, pak se bod C bude pohybovat rychlostí 2v. Z toho plyne relativní rychlost pístu tlumiče 3v. Jestliže přímo zapojený tlumič by měl rychlost v a tlumící sílu F, bude mít takto zapojený tlumič tlumící sílu 3F. Z rovnováhy na páce vyplývá, že celková tlumící síla $F_C = 9F$. Z toho je vidět, že tento druhý převod s dvojzvrtnou pákou je z hlediska velikosti převodu stejný, avšak dává více než dvojnásobnou tlumící

Tab. 6

$\frac{a}{b}$	0	$\frac{1}{2}$	1	$\frac{3}{2}$	2	$\frac{5}{2}$	∞
F_c	∞	9F	4F	$\frac{25}{9}F$	$\frac{9}{4}F$	$\frac{49}{25}F$	F

rá odpovídá tlumicí síle jednoho přímo zapojeného hydraulického tlumiče automobilového typu. Graficky je tato závislost zobrazena na obr.60 hyperboleu.



obr.60

V tomto obr.60 je navíc znázorněna závislost celkové tlumicí síly F_c a odpovídajícího celkového zdvihu tlumiče l_c . Přitom zdvih l odpovídá zdvihu přímo zapojeného tlumiče vyvozujícího tlumicí sílu F , tedy zdvihu pneumatické podložky 3.

Maximální zesílení tlumicího účinku daného tlumiče bude

při užití tohoto mechanismu omezeno skutečným zdvihem pneumatické podložky a maximálním možným zdvihem tlumiče. Ve skutečnosti však zde budou ještě i jiné omezující prvky. K nim může patřit na příklad konstrukční realizace a otázky pevnosti některých prvků /čepy, páka, .../. Z těchto důvodů by na příklad nešla realizovat alternativa, kdy by se převod $\frac{a}{b}$ blížil 0, neboť by tlumicí síly a tedy i namáhání byly velmi značné, přitom by však bylo málo místa na čepy. Samotné znehybnění pneumatické podložky, kdy bod B se ztotožní s bodem A by se však realizoval snadno. Na druhé straně by se snadno realizoval převodový poměr $\frac{a}{b} \rightarrow \infty$, čemuž by odpovídala tlumicí síla F, t.j. stejné tlumení jako u jednoho přímo zapojeného tlumiče. Proto je v diagramu na obr.60 vyšrafovaná plocha dobře použitelných převodů a tomu odpovídajících hodnot tlumicích sil působících na pneumatickou podložku a zdvihů tlumiče.

Výhodnost alternativy s dvojjzvratnou pákou dle obr.59 spočívá především v tom, že se u ní dá realizovat mechanismus tak, že tlumení způsobují jak síly v závěsu tlumiče /bod E/, tak i síly na druhé straně /bod D/.

Nechají se realizovat i jiné alternativy jednozvratných a dvojjzvratných pákových převodů, které by umožnily zvýšení tlumicího účinku klasického hydraulického tlumiče automobilového typu. Úpravy by spočívaly v uchycení tlumiče na rám základu 2, nebo na pneumatickou podložku 3. Zdá se však, že nejdůležitější je alternativa podle obr.59. Navíc by v některých případech došlo k záměně funkce tlumiče, t.zn., že pružina 4 by se stlačovala a tlumič 2 by se roztahoval a naopak.

Na tento princip zvýšení účinnosti hydraulických tlumičů automobilového typu pro použití u pneumatických podložek, jsem požádal o udělení autorského osvědčení na vynález pod označením PV 1363-88.

Závěr

a/ Výsledky disertace s uvedením nových poznatků

Předložená disertační práce se zabývá problematikou tlumení pneumatických podložek používaných pod různé pracovní stroje. Její přínos je především v tom, že opouští tradiční způsoby tlumení a snaží se tuto problematiku řešit novými, dosud nepoužívanými způsoby.

Při řešení vzniklého problému se záznamem rychlostní charakteristiky tlumiče byl navržen "Přenos pohybu v prostoru pomocí dvojice bowdenů", který, jak se ukázalo, by mohl mít i širší uplatnění v praxi. Na tento vynález bylo uděleno autorské osvědčení, které bylo jistým obohacením počátků tohoto výzkumu.

Veškerý výzkum hydraulických tlumičů klasických i regulovatelných byl zaměřen na tlumení kmitajících soustav opatřených pneumatickými pružinami, u kterých by bylo vítané zajistit plynule regulovatelné tlumení. Když se neuspělo při vývoji regulovatelných hydraulických tlumičů, začal jsem uvažovat o jiném řešení tohoto problému.

Je známo, že některé jiné typy pružin /svazky plochých pružnic, skupiny talířových pružin,.../ mají, ne zcela zanedbatelné, vlastní tlumení. Bylo tedy snahou navrhnout pneumatickou pružinu, která by měla také vlastní tlumení. Dosud jsou tyto pružiny téměř bez vlastního tlumení.

Navrhl jsem celkem tři způsoby, jak lze realizovat u pneumatické pružiny vlastní tlumení. Všechny tři byly uznány jako původní a byla na ně udělena autorská osvědčení.

Prvá možnost, která byla popsána v kapitole 5.2. a nazvána "Pneumatická pružina s obousměrným tlumením" byla realizována jako zkušební pružina v kapitole 5.4. a ožkoušena /kap.5.6./. Tlumení se ukázalo jako málo účinné. Tlaky v obou objemech se v krajních úvratích nestačily vyrovnat. Těžko by se hledalo optimum mezi velikostí přepouštěcího otvoru a maximálním tlumením této pružiny. Výrobně je však velmi jednodu-

chá a za provozu by u ní nevznikaly žádné problémy, neboť nemá žádné funkční pohyblivé dvojice, které by měly zajišťovat těšnost. Tento princip tlumení by ve většině případů sám nestačil, mohl by však snížit potřebu hydraulického tlumení u pneumatických podložek.

Účinnější by bylo řešení podle kapitoly 5.3., ve které je popsán druhý vynález - "Tlumená hydraulická pružina s řízeným vnitřním dějem v jedné, nebo obou krajních polohách. Tento princip nebyl odzkoušen na žádném modelu - byl by výrobně náročnější. Přepouštění stlačeného vzduchu mezi proměnlivým a konstantním objemem by však bylo daleko účinnější a tedy i tlumení by bylo účinnější. Nelze však opomenout skutečnost, že účinnost tlumení závisí nejen na dokonalosti přepouštění mezi oběma prostory v krajních úvratích, ale také na vzájemném poměru jejich velikostí. Tlumení bude tím účinnější, čím větší částí celkového objemu bude objem konstantní. To nelze vzhledem na maximální zdvih a tvar pneumatické pružiny, stanovit libovolně. Lze dokonce říci, že u některých typů pružin /vlnovcová/ by se nepodařilo realizovat dostatečně veliký konstantní objem vzhledem k jejich celkovému objemu. Řešení by se však našlo použitím transformační kapeliny, tak jak to bylo provedeno při realizaci zkušební pneumatické pružiny s obousměrným tlumením. Tím, že se pružící objem vzduchu odstraní z vlastního pryžokordového tělesa do pevné nádoby, lze ho pak již libovolně rozdělit na objem konstantní a proměnlivý s možností provádět "ladění" spočívající ve změně charakteristiky pružiny vlivem změny pružícího objemu vzduchu.

Za nejúčinnější a výrobně poměrně jednoduchý, lze pokládat třetí způsob realizace vlastního tlumení pneumatické pružiny. Jde o "Pneumatickou pružinu s přímým hydraulickým tlumením", popsanou v kapitole 6.0.. Jde vlastně o hydropneumatický princip pružení, které se v provozu již leckde osvědčil /pošvosky letounů, dražší automobily,.../. Zde však byl poprvé navržen pro pneumatickou pružinu s pryžokordovým prvkem, což umožňuje daleko jednodušší a tedy i levnější reali-

zaci. Výsledky z měření zkušební pružiny, která tuto myšlenku realizovala, možná, nejsou dosti přesvědčivé. Bylo to způsobeno tím, že regulace pro přestavování malých průtočných průřezů byla příliš hrubá a dále, ne zcela vhodnou metodou zkoušek /užití zkušebního stavu na tlumiče/- při malém průtočném průřezu škrtících otvorů došlo k "čerpadlovému efektu", neboť frekvence kmitání zkušební pružiny byla dána frekvencí stavu na tlumiče. Jeho frekvenci pevně držel nastavený regulovatelný elektromotor. Více by možná ukázaly dobehové kmitací zkoušky, u kterých by se pochopitelně frekvence stanovila vlastnostmi, mimo jiné, též zkušební pružiny.

Kromě těchto tří typů pneumatických pružin s vlastním tlumením bylo ještě v kapitole 7.0. upozorněno na možnosti lepšího využití klasických hydraulických tlumičů automobilového typu u pneumatických podložek. Návrh se snaží lépe využít dlouhého zdvihu těchto tlumičů u pneumatických podložek, o kterých je známo, že konají zdvihy vcelku malé. Zvětšením jejich zdvihů, při vhodně zvoleném mechanismu převodu, dojde k mnohonásobnému zvětšení tlumicího účinku těchto tlumičů s případnou možností regulace. Tento princip byl přihlášén v roce 1988 jako vynález.

b/ Konkrétní závěry pro realizaci ve společenské praxi a další rozvoj vědy

Pružné ukládání strojů má velikou důležitost při zlepšování pracovního prostředí a odstranění škodlivých vibrací, působících na budovy, inženýrské sítě, ale především na obsluhy těchto strojů.

Součástí pružných pneumatických podložek, které se k tomuto účelu užívají, jsou i tlumiče kmitů. Práce je směřována buď k jejich úplnému odstranění, nebo alespoň snížení potřeby hydraulického tlumení klasickými hydraulickými tlumiči.

Mělo by se to bez zbytku podařit u "Pneumatické pružiny s přímým hydraulickým tlumením", kde zpětné tlumení /při

roztahování/ je neomezené. Výzkum a další vývoj tohoto systému tlumení pneumatických pružin slibuje jednoznačně kladné výsledky. Původně jsem chtěl tento princip aplikovat na odpružení sedačky řidiče. Později jsem si však uvědomil, že při vyřizování tohoto vynálezu a při ověřování zájmu mezi potenciálními výrobci /což provádí Úřad pro objevy a vynálezy/, podniky jako Karosa, Liaz a Autobrzdy, neprojevíly zájem o spolupráci, přestože jsem s nimi byl i v písemném styku, při objasňování některých námitek. Zřejmě problematika sedačky je v té době příliš nezajímala. Navrhl jsem tedy zkušební pružinu, která slibovala, po jistých úpravách, odzkoušení dvou navrhovaných principů pneumatických pružin s vlastním tlumením. Měření, která na nich byla provedena byla značně omezena z důvodů nedostatku volné kapacity na zkušebním zařízení v n.p.Autobrzdy. Ve zkouškách by se mělo nadále pokračovat i když možná na jiném stavu a za jiných podmínek.

V práci uvedené vynálezy ukazují na nové, netradiční možnosti tlumení pneumatických podložek. Přitom lze i připustit uplatnění těchto myšlenek v jiných odvětvích. Jistě by se "Pneumatická pružina s přímým hydraulickým tlumením" dala odzkoušet i na automobilu. A to nejen na sedačce řidiče, ale i na podvozku.

"Pneumatická pružina s řízeným dějem v krajních úvratích" by potřebovala ještě další vývoj a odzkoušení na modelu. Nebylo v možnostech této práce toto uskutečnit. V kombinaci s transformační kapalinou by mělo být tlumení dostatečné. Jistě by zde byly problémy s těsností a antikorozivností řídícího přepouštěcího šoupátka, pokud by se užilo kapaliny na bázi vody.

Další vývoj a výzkum v práci popsaných principů pneumatických pružin s vlastním tlumením bude nutný, neboť konkrétní problémy, které se zatím nemusely projevit, by se projevíly až při praktickém provedení a hlavně v provozu.

Tam, kde by se mělo zůstat u klasických hydraulických

tlumičů automobilového typu, z důvodu odstranění vývoje takovýchto pneumatických pružin s vlastním tlumením pro kusovou výrobu, by se mělo alespoň uvažovat o jejich lepším využití, jak to je v této práci navrženo. Navíc by se mohla i realizovat jistá regulace tlumení.

Práce ukazuje možnosti různých principů vlastního tlumení u pneumatických pružin a dále pak možnosti lepšího využití klasických hydraulických tlumičů u pneumatických podložek. Všechny tyto principy jsou nové v praxi neověřené a proto by se mělo pokračovat v jejich vývoji a praktickém ověřování v provozu.

LITERATURA

- /1/ MATOULEK, J.-KULIŠ, Z.: Aplikace matematiky ve stavbě strojů. I. část, Dům techniky ČVTS Praha 1974.
- /2/ KOŽEŠNÍK, J.: Dynamika strojů. I. vyd. Praha, SNTL 1958.
- /3/ KOŽEŠNÍK, J.: Kmitání mechanických soustav. I. vyd., Praha Academia 1979.
- /4/ HÖSCHL, C.: Nauka o kmitání. Skripta VŠST. SNTL Praha 1965.
- /5/ KREJČÍŘ, O. aj.: Prototyp pneumatické podložky pro dvoubarvový stroj ADAST Dominant 724. /Výzkumná zpráva KST 75-04/. Liberec, VŠST 1974.
- /6/ PUSTKA, Z.: Vlnovcové pružiny pro pneumatické podložky. /Výzkumná zpráva KST 75-06/. Liberec 1975.
- /7/ MEVALD, J.: Příspěvek k výpočtu uložení stroje na vzduchových pružinách. /Výzkumná zpráva/. Liberec, VŠST 1980.
- /8/ HORÁK, Z.-KRUPKA, F.-ŠINDELÁŘ, V.: Technická fyzika. I. vyd. Praha, Práce 1954.
- /9/ MASTNÍK, K.-RYDVAL, M.-KUČERA, A.: Dráhové a rychlostní charakteristiky tlumičů kmitů pružně uložených hmot. /Výzkumná zpráva KST 80-15/. Liberec, VŠST 1980.
- /10/ ŠREJTR, J.: Technická mechanika. Praha, SNTL 1958.
- /11/ MASTNÍK, K.-RYDVAL, M.: Měření rychlostních charakteristik tlumičů kmitů. In: Sborník referátů III. Konference o teorii strojů a mechanismů. VŠST 1980.
- /12/ PEŠÍK, L.: Výpočet pružného pneumatického uložení kovového bucharu. In: Zborník referátov XXIII. konferencie katedier částí strojov. Zvolen, VŠLD 1982.
- /13/ JÁČ, V.-MEVALD, J.: Simulace dynamických dějů při zkoušení tlumičů na zkušebních stavech. /Výzkumná zpráva KMP ke Státnímu úkolu základního výzkumu III-3-3. Liberec VŠST 1983.
- /14/ NAVRÁTEL, M.: Měření mechanického kmitání. Praha SNTL 1981.
- /15/ MASTNÍK, K.: Nové pohledy na tlumení kmitajících soustav opatřených pneumatickými pružinami. /Písemná část odborné zkoušky k aspirantskému minimu/. Liberec VŠST 1985.
- /16/ RYDVAL, M.-MASTNÍK, K.-PUSTKA, Z.: Reglovatelné tlumiče kmitů pro pneumatické podložky. /Výzkumná zpráva KST 79-24/. Liberec VŠST 1979.

- /17/ MASTNÍK, K.: Možnosti vlastního tlumení u pneumatických pružin - studie II. /Výzkumná zpráva KST 87-21/. Liberec VŠST 1987.
- /18/ MASTNÍK, K.: Problematika tlumení kmitajících soustav uložených na pneumatických pružinách. /Výzkumná zpráva KST 82-13/. Liberec VŠST 1982.
- /19/ MASTNÍK, K.-RYDVAL, M.: Zařízení k přenosu pohybů pomocí bowdenů. Autorské osvědčení č.226656. Praha 22.9.86.
- /20/ MASTNÍK, K.: Pneumatická pružina s vlastním tlumením. Autorské osvědčení č.232208. Praha 23.4.1987.
- /21/ MASTNÍK, K.: Pneumatická pružina s vlastním hydraulickým tlumením. Autorské osvědčení č.232209. Praha 23.4.1987.
- /22/ MASTNÍK, K.: Pneumatická tlumená pružina. Autorské osvědčení č.258852. Praha 25.5.1988.
- /23/ MASTNÍK, K.: Regulační mechanismus hydraulických tlumičů automobilového typu pro odpružené podložky. Přihláška vynálezu PV 1363-88. Praha 3.3.1988.

PŘEHLED OZNAČENÍ

A	- energie
A_k	- vnitřní energie akumulovaná v pružině
A_m	- energie pohybujících se hmot
A_c	- energie tlumící síly
D	- nosný průměr pružiny
F	- síla
F_{tl}	- maximální tlumící síla
P	- výkon
S	- efektivní plocha pružiny
S_1	- škrticí průtočný průřez
V	- objem
V_{min}	- minimální objem pryžokordového dvouvlnovce
$V_{stř}$	- střední " " "
V_{max}	- maximální " " "
V_1	- množství kapaliny proteklé za jeden zdvih
V_2	- množství kapaliny proteklé za 1 sec
V_3	- maximální proteklé množství kapaliny za 1 sec
a	- maximální výchylka harmonického pohybu
a', a'_1	- krokové vzdálenosti při přestavování kombinovaného ventilu
c	- konstanta tlumení
c_k	- konstanta kritického tlumení
d	- průměry škrticích otvorů
f	- frekvence tlumiče
g	- gravitační zrychlení
h_{min}	- minimální výška pryžokordového dvouvlnovce
h_s	- střední výška pryžokordového dvouvlnovce
h_{max}	- maximální výška pryžokordového dvouvlnovce
i	- poměr efektivní plochy pružiny a průtokové škrticí plochy
k	- tuhost pružiny
m	- hmota
n	- otáčky
n'	- exponent ve vztahu pro tlumící sílu
p	- tlak
$+\Delta p$	- tlakový nárůst
$-\Delta p$	- tlakový pokles

$\Delta p_{\max}$	- maximální tlakový nárůst
Δp_{kin}	- tlakový nárůst způsobený rychlostí proudění
Δp_{dyn}	- tlakový nárůst způsobený účinkem zrychlení kapaliny
Δp_{celk}	- tlakový nárůst od účinku rychlosti proudění i zrychlení kapaliny
r	- poloměr kliky zkušebního zařízení na tlumiče
t	- čas
t°	teplota
x	- dráha
$\dot{x}$	- rychlost
$\ddot{x}$	- zrychlení
$x_{\ast}$	- dráha harmonického pohybu ve směru souřadnice x
x_{st}	- statické stlačení pružiny
Ω	- vlastní kruhová frekvence kmitání
ω_{res}	- rezonanční kruhová frekvence
μ	- průtokový součinitel
ρ	- hustota
σ_0	- napětí v pružině kombinovaného ventilu
ω	- kruhová frekvence