

SCIENTIFIC PAPERS
OF THE UNIVERSITY OF PARDUBICE

Series B
The Jan Perner Transport Faculty
4 (1998)

CHARAKTERISTIKY ELEKTROHYDRAULICKÉHO SERVOVENTILU

Josef KOREIS, Gabriela KOREISOVÁ

Katedra provozní spolehlivosti, diagnostiky a mechaniky v dopravě

ÚVOD

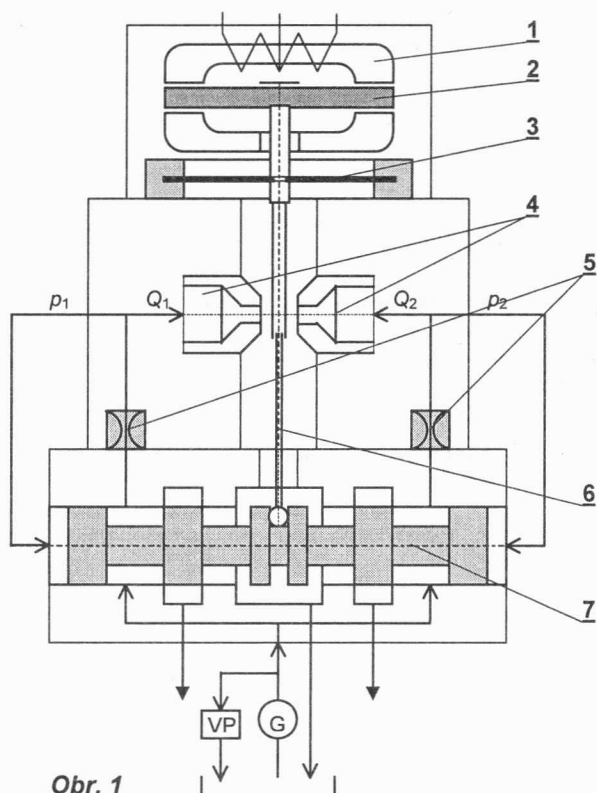
Elektrohydraulický servoventil je třístupňový řídicí prvek, kde první stupeň tvoří elektromagnet, druhým stupněm je hydraulický systém klapka – tryska a třetím stupněm je klasické hydraulické čtyřhranné řídicí šoupátko. Mezi třetím a druhým stupněm může být vytvořena pružná zpětná vazba.

1. USPOŘÁDÁNÍ ELEKTROHYDRAULICKÉHO SERVOVENTILU

Princip uspořádání elektrohydraulického servoventilu je naznačen schematicky na obr. 1.

Do magnetického obvodu (1) je vložena kotva elektromagnetu (2), pevně spojená s dřikem, zakončeným pružnou tyčkou zpětné vazby (6). Kotva s dřikem je nesena pružnou membránou (3), na které se může v omezeném rozsahu vykyvovat, když je do cívek elektromagnetu přiveden proud požadované polaroty a intenzity. Na dřiku je vytvořena plochá (rovinná) klapka, umístěná mezi dvěma tryskami (4). Trysky mají stejný průměr a jsou napájeny tlakovým olejem ze vstupu „P“, přes stejně velké clonky (5). Průtok protékající tryskami je sveden do beztlakého svodu „T“, přes střední prostor tělesa šoupátka. Pružná tyčka zpětné vazby (6) je zakončena broušenou kuličkou, která zapadá do zápichu na středním nákrčku řídicího šoupátka (7). Řídicí šoupátko (7) je výkonovým hydraulickým stupněm řídicího prvku s řízeními výstupy „A“, „B“. Pokud je proud na cívkách elektromagnetu nulový, nachází se kotva (2) a s ní spojený dřik ve střední nulové poloze. Klapka je umístěna uprostřed mezi tryskami a proto oběma tryskami protéká stejně velký průtok $Q_1(0)=Q_2(0)=0,5 \cdot Q_G$. Rovněž řídicí tlaky p_1 a p_2 , přivedené na čela šoupátka, jsou stejně velké

a šoupátko koncového výkonového stupně se také nachází ve střední nulové poloze, naznačené na obr. 1.

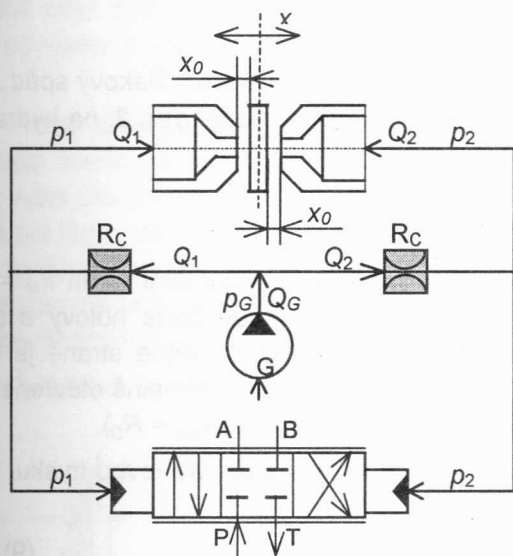


Obr. 1

Přivedením řídicího proudu na vstup elektromagnetu se kotva vychýlí, např. vpravo. Tím se klapka přiblíží k levé trysce a vzdálí se od pravé trysky. To má za následek zvýšení tlaku p_1 v levé větvi a pokles tlaku p_2 v pravé větvi obvodu. Řídicí tlakový spád $\Delta p_{12} = p_1 - p_2$ přesune šoupátko vpravo a kulička na konci pružné tyčky zpětné vazby se přesune rovněž vpravo. Pružná tyčka zpětné vazby se prohne. Tím vytvořená deformační síla, působící proti síle elektromagnetu, zastaví pohyb klapky i šoupátka v nové rovnovážné poloze, úměrné hodnotě řídicího proudu na vstupu elektromagnetu. Výstup „A“ řídicího prvku bude propojen s tlakovým vstupem „P“ a výstup „B“ bude propojen na beztlaký svod „T“. Z popisu činnosti je zřejmé, že dynamické vlastnosti prvku budou popsány proporčním obrazovým přenosem. To znamená, že poloha šoupátka bude úměrná hodnotě řídicího proudu na vstupu elektromagnetu.

2. ZÁKLADNÍ VLASTNOSTI SYSTÉMU Klapka – TRYSKA

Hydraulický obvod systému klapka – tryska je samostatně nakreslen na **obr. 2**.



Obr. 2

mezery je na obou stranách stejná. Na **obr. 2** je systém naznačen v základní střední nulové poloze. Hydraulický obvod systému je symetrický.

Levá a pravá větev obvodu mají stejné rozměrové parametry (jsou hydraulicky symetrické). Proto lze očekávat, že i průběh statických charakteristik systému bude symetrický.

2.1 Počáteční ustálený stav

Za počáteční ustálený stav se považuje stav při nulovém řídicím proudu na elektromagnetu, kdy se klapka nachází ve střední nulové poloze a platí:

$$x = 0, \quad s = s_0 = x_0 \quad (2)$$

$$Q_1(0) = Q_2(0) = 0,5 \cdot Q_G = konst. \quad (3)$$

Průtok Q_G na výstupu napájecího hydrogenerátoru se předpokládá konstantní trvale, ve všech ustálených i přechodových stavech. Jestliže průtoky $Q_1(0)$ a $Q_2(0)$ mají být stejně velké, musí být stejně velké také řídicí odpory na tryskách $R_{x1}(0) = R_{x2}(0)$ i konstantní odpory obou předřazených clonek $R_{C1} = R_{C2} = R_C$. Jinak by větví s menším celkovým odporem protékal větší průtok. Další úvahy budou založeny na předpokladu, že základní vzdálenost trysek od clonky x_0 je tak vhodně nastavena, aby odpory $R_{x1}(0) = R_{x2}(0)$ byly určeny jen konstantním odporem ústí trysky R_D , nezávislým na změnách směru a rozložení proudu kapaliny mezi tryskou a klapkou.

Potom bude pro tlaky platit:

$$x = 0, \quad R_{x1}(0) = R_{x2}(0) = R_D, \quad (4)$$

$$p_G(0) = (R_C + R_D) \cdot (0,5 \cdot Q_G)^2 \quad (5)$$

Řídicí šoupátko koncového výkonového stupně je znázorněno normalizovanou schematickou značkou pro hydraulicky ovládaný prvek se spojitým řízením polohy.

Clonky předřazené tryskám reprezentují hydraulické odpory označené R_C . Proměnné hydraulické odpory trysek budou označeny R_x . Mezera mezi klapkou a tryskami bude označena s a poloha klapky symbolem x . Obecně je:

$$s = x_0 \pm x, \quad (1)$$

kde x_0 je mezera mezi klapkou a tryskami v základní nulové poloze, kdy se klapka nachází uprostřed mezi tryskami a velikost

$$p_1(0) = R_{X1}(0) \cdot Q_1^2(0) = R_D \cdot (0,5 \cdot Q_G)^2 \quad (6)$$

$$p_2(0) = R_{X2}(0) \cdot Q_2^2(0) = R_D \cdot (0,5 \cdot Q_G)^2 \quad (7)$$

$$\Delta p_{12}(0) = p_1(0) - p_2(0) = 0 \quad (8)$$

Tlak p_G je zatěžovací tlak, který zatěžuje napájecí hydrogenerátor. Tlakový spád Δp_{12} je řídicí tlakový spád tvořený systémem klapka – tryska, přivedený podle **obr. 2**. na hydraulické ovládání koncového výkonového stupně.

2.2 Mezní ustálený stav

Mezní ustálený stav vznikne, když se klapka přesune o maximální zdvih $x_M = x_0$ na jednu stranu a tím uzavře jednu trysku. Průtok uzavřenou tryskou bude nulový a druhou (otevřenou) tryskou poteče celý průtok hydrogenerátoru Q_G . Na otevřené straně je klapka vzdálena od trysky o maximální hodnotu $s_M = x_0 + x_M = 2 \cdot x_0$. Odpor maximálně otevřené trysky je konstantní, určený pouze odporem kruhového průměru ústí trysky ($R_{XM} = R_D$).

Nechť se na **obr. 2** přesune klapka vlevo o zdvih $x_M = x_0$ a uzavře levou trysku. Potom bude platit

$$x = x_M = x_0, \quad Q_{1M} = 0, \quad Q_{2M} = Q_G \quad (9)$$

$$p_{GM} = p_{Gmax} = (R_C + R_D) \cdot Q_G^2 = 4 \cdot p_G(0) \quad (10)$$

Maximální hodnota zatěžovacího tlaku (v mezním stavu při $x = x_0$) je 4x větší jako jeho minimální hodnota $p_G(0)$ v počátečním nulovém stavu.

V levé větvi, kde je nulový průtok, bude všude stejně velký a maximální tlak $p_{1M} = p_{GM}$ neboť úbytek tlaku na levé clonce je při nulovém průtoku rovněž nulový.

$$p_{1M} = p_{1max} = p_{GM} = (R_C + R_D) \cdot Q_G^2 \quad (11)$$

V pravé větvi před otevřenou tryskou je v mezním stavu minimální tlak:

$$p_{2M} = p_{2min} = R_{X2M} \cdot Q_G^2 = R_D \cdot Q_G^2 \quad (12)$$

Řídicí tlakový spád je maximální a má hodnotu:

$$\Delta p_{12M} = \Delta p_{12max} = p_{1max} - p_{2min} = R_C \cdot Q_G^2 \quad (13)$$

Maximální hodnota řídicího tlakového spádu je určena odporem předřazených clonek R_C a velikostí průtoku Q_G napájecího hydrogenerátoru.

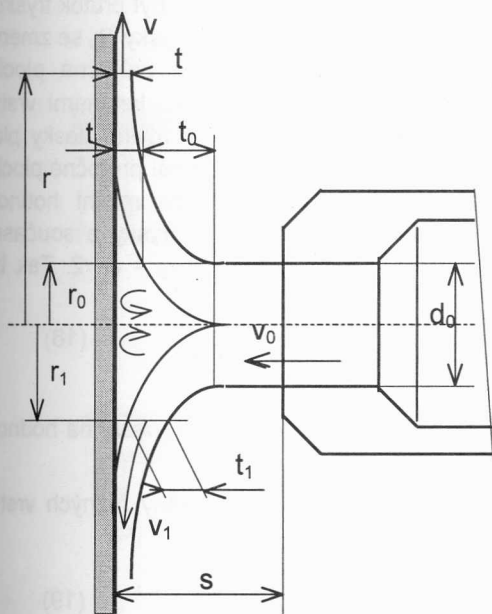
Při instalaci řídicích prvků se systémem klapka – tryska je třeba respektovat podmínky trvale konstantní hodnoty napájecího průtoku ($Q_G = konst.$). Změny napájecího průtoku způsobené jakýmkoliv bočním odběrem, ovlivní hodnotu Δp_{12max} a tím i průběh řídicího tlakového spádu. Pojistný ventil napájecího hydrogenerátoru (naznačený v **obr. 1** blokem VP) je třeba nastavit na otevírací tlak poněkud vyšší, než je provozní hodnota p_{Gmax} podle (10).

2.3 Průtokové poměry systému klapka – tryska

Pro analýzu průtokových poměrů mezi klapkou a tryskou je výhodné předpokládat, že klapku lze nahradit nekonečnou rovinnou deskou, kolmou na osu trysky. Průtokové poměry se nezmění, když deska bude pevná, umístěna v rovině $Y-Z$ souřadného systému a vzdálenost trysky od desky $s = x_0 \pm x$ se bude měnit posunováním trysky ve směru osy X , totožné s osou trysky.

Průtok Q vystupující z trysky narazí na desku a paprsek kapaliny umístěný v ose X , dopadající kolmo na desku, se od desky odrazí a začne se pohybovat protisměrně. Protože průtok vytékající z trysky je kontinuální, vytvoří se na desce okolo osy X symetricky rozložené turbulentní jádro, ve kterém kapalina cirkuluje v uzavřeném cirkulačním okruhu a nezúčastňuje se na kontinuálním průtoku. Kontinuální průtok vystupující z trysky se potom na turbulentním jádru rozprostře jako na pevném kuželi tak, že kapalina proudí po desce rovnoměrně ve všech směrech, kolmých na osu trysky.

Průtokové poměry vyplývající z uvedených předpokladů jsou naznačeny na **obr. 3**.



Obr. 3

desky r_0 , r_1 , r budou stejně velké průtočné plochy ve tvaru válce výšky t_0 , t_1 , t , totožné s kruhovou průtočnou plochou ústí trysky

$$S_D = \pi \frac{d_0^2}{4}$$

Rovnost průtočných ploch vede na rovnici:

Podle rovnice kontinuity musí být v každém místě (na každém poloměru r) stejně velký průtok:

$$Q = S_0 \cdot v_0 = S_1 \cdot v_1 = S \cdot v, \quad (14)$$

kde S je velikost plochy průtočného profilu a v je střední rychlost proudění kapaliny tímto profilem. S výjimkou nehybného turbulentního jádra nechť kapalina proudí po desce v rozprostřené laminární vrstvě. Pokud se nebude uvažovat tření mezi kapalinou a deskou, ani vliv tíže kapaliny na rozložení tloušťky rozprostřené laminární vrstvy, pak bude na každém konstantním poloměru konstantní výška laminární vrstvy t , a ve všech průtočných plochách S_0 , S_1 , S budou stejně velké střední rychlosti proudění:

$$v_0 = v_1 = v = \frac{Q}{S}. \quad (15)$$

Z toho plyne, že na různých poloměrech

$$2\pi \cdot r_0 \cdot t_0 = 2\pi \cdot r_1 \cdot t_1 = 2\pi \cdot r \cdot t = \pi \cdot \frac{d_0^2}{4} \quad (16)$$

ze které pro proměnnou výšku laminární vrstvy plyne:

$$t_0 = \frac{d_0}{4}, \quad t_1 = \frac{d_0^2}{4d_1}, \quad \dots \quad t = \frac{d_0^2}{4d} \quad (17)$$

Výška proudící laminární vrstvy hyperbolicky klesá s rostoucí vzdáleností $r = d/2$ od osy trysky, která je současně osou symetrie rozložení proudu kapaliny na desce.

Na **obr. 3** je tryska nakreslena ve vzdálenosti $s = x_0 + x$, $s > x_0$ od desky. Pokud je vzdálenost s větší jako jistá hodnota $s_0 = x_0$, není průtok tryskou omezován a platí rovnice (16), (17). Průtok Q je konstantní a malé změny vzdálenosti ds nemají na jeho velikost žádný vliv. Při velkých vzdálenostech trysek od klapky v počátečním nulovém stavu, vykazuje systém klapka – tryska necitlivost v okolí nulového zdvihu. Vhodnou vzdálenost trysek od klapky v počátečním nulovém stavu je třeba nastavit podle velikosti průtoku napájecího hydrogenerátoru.

Když se tryska přiblíží k desce na vzdálenost $s = x_0 - x$, $s < x_0$, začne být průtok tryskou omezován, protože se zmenší průtočné plochy. Průtočná plocha samotné trysky S_D se zmenší tím, že vrchol turbulentního jádra se zasune do ústí trysky. Válcová průtočná plocha $S_0 = \pi \cdot d_0 \cdot t_0$ se zmenší tím, že čelo trysky zasáhne do odkloněné proudící laminární vrstvy a zmenší její výšku t_0 . Rovnice kontinuity (14) pro rozložení průtoku po rovině desky platí samozřejmě i pro zmenšený průtok. Při zmenšeném průtoku budou jen menší průtočné plochy a jiná hodnota střední rychlosti proudění. Hypoteticky lze stanovit, že mezní hodnota vzdálenosti $s_0 = x_0$ je určena výškou vrcholu turbulentního jádra v ose trysky a současně součtem výšek turbulentního jádra t_j a laminární vrstvy t_0 na poloměru $r_0 = d_0/2$. Tak lze stanovit mezní vzdálenost:

$$s_0 = x_0 = t_j + t_0 \quad (18)$$

Při menší vzdálenosti $s = s_0 - \Delta s = x_0 - x$ se zmenší výška laminární vrstvy na hodnotu $t = t_0 - \Delta t$, i výška turbulentního jádra na hodnotu $t_j = t_{j0} - \Delta t_j$.

Protože kapalina je homogenní kontinuum, musí být poměrné změny různých vrstev též kapaliny konstantní. To znamená, že platí:

$$\frac{\Delta s}{s_0} = \frac{x}{x_0} = \frac{\Delta t}{t_0} = \frac{\Delta t_j}{t_{j0}} = \varepsilon = konst. \quad (19)$$

Proměnnou průtočnou plochu trysky S_x , závislou na vzdálenosti $s = x_0 - x$, je potom možné vyjádřit vztahem:

$$S_x = \pi \cdot d_0 \cdot t \quad (20)$$

kde t je proměnná výška laminární vrstvy bezprostředně před ústím trysky, pro kterou platí:

$$t = t_0 - \Delta t = t_0 \left(1 - \frac{\Delta t}{t_0} \right) = t_0 \cdot \left(1 - \frac{x}{x_0} \right) \quad (21)$$

Po dosazení bude:

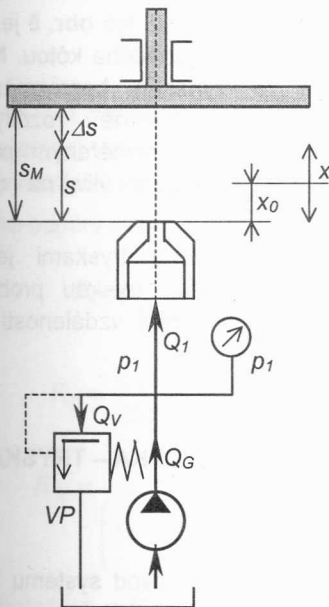
$$S_x = \pi \cdot d_0 \cdot t_0 \cdot \left(1 - \frac{x}{x_0}\right) = \pi \frac{d_0^2}{4} \cdot \left(1 - \frac{x}{x_0}\right) = S_D \left(1 - \frac{x}{x_0}\right), \quad (22)$$

kam bylo dosaženo $t_0 = d_0/4$ podle (17).

Ze vztahu (22) je zřejmé, že při $x = 0$ je $S_x = S_D$ a při $x = x_0$ bude $S_x = 0$. Plocha S_x podle (22) je průtočná plocha té trysky, která je od klapky ve vzdálenosti $s = x_0 - x$, $s < x_0$. Průtočná plocha druhé trysky, umístěné ve vzdálenosti $s = x_0 + x$, $s > x_0$, zůstává konstantní ($S_x = S_D$), neboť plochu S_D danou konstantním průměrem otvoru trysky d_0 nelze zvětšit zvětšováním vzdálenosti trysky od klapky nad hodnotu $s_0 = x_0$.

2.4 Tlaková charakteristika jedné trysky

Po pojmem „systém klapka – tryska“ se rozumí systém tvořený dvojicí pevných trysek, mezi kterými je pohyblivá klapka, v uspořádání podle obr. 1. Vzdálenost x_0 , definovaná v předcházející kapitole, lze určit experimentálně, vyhodnocením průběhu tlakové charakteristiky jedné trysky. Uspořádání měřicího obvodu je naznačeno na obr. 4.



Obr. 4

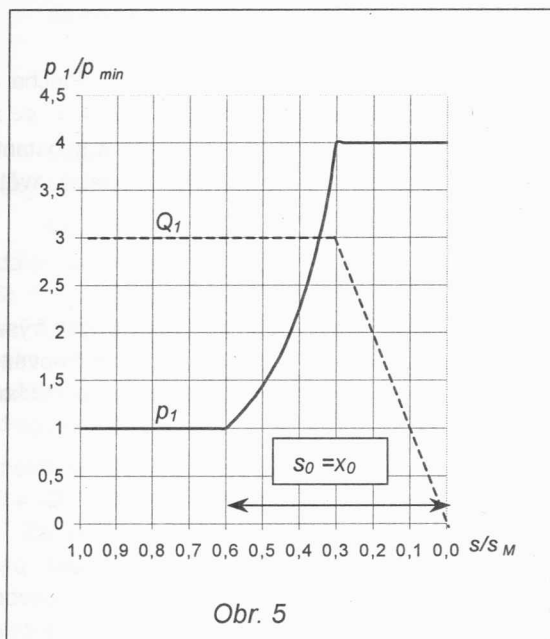
Jednou tryskou protéká celý konstantní průtok napájecího hydrogenerátoru $Q_1 = Q_G$, dokud tlak p_1 před tryskou nepřekročí na pojistném ventilu nastavenou hodnotu p_{1max} . Tryska je pevně spojena s potrubím obvodu. Deska je pohyblivá ve směru osy trysky a kolmá na osu trysky. V počátečním stavu je deska v maximální vzdálenosti s_M a tlak před tryskou je minimální. Hodnota minimálního tlaku je:

$$p_{1min} = R_D \cdot Q_G^2, \quad (23)$$

kde R_D je konstantní odpor trysky tvořený průtočnou plochou kruhového ústí trysky S_D . Při zmenšování vzdálenosti s mezi deskou a tryskou zůstává tlak před tryskou konstantní až do vzdálenosti $s_0 = x_0$, kdy se začne průtočná plocha trysky S_x zmenšovat podle závislosti (22). Protože průtok jednou tryskou zůstává konstantní i při zmenšené průtočné ploše, začne stoupat tlak p_1 . Při dalším posouvání desky směrem k trysce, kde je $s < x_0$, stoupá tlak p_1 s rostoucí strmostí (stále při konstantním průtoku $Q_1 = Q_G$), až dosáhne hodnotu p_{1max} a pojistný ventil VP se otevře.

Otevřeným pojistným ventilem protéká průtok $Q_V = Q_G - Q_1$. Při dalším zmenšování vzdálenosti s klesá průtok Q_1 tryskou a roste průtok Q_V pojistným ventilem při konstantním tlaku p_{1max} , až do úplného zavření trysky, kdy při $s = 0$ je $Q_V = Q_G$.

Vzhledem k tomu, že v systému se dvěma tryskami je v mezním stavu maximální zatěžovací tlak 4-krát větší jako počáteční minimální tlak, je i v obvodu s jednou tryskou vhodné nastavit pojistný ventil na otevírací tlak $p_{1max} \cong 4 \cdot p_{1min}$. Očekávaný průběh tlaková charakteristiky jedné trysky je naznačen na **obr. 5**.



Obr. 5

Průběh charakteristiky na **obr. 5** je vypočítaný podle vztahu:

$$p_1(x) = R_X \cdot Q_G^2 \quad (24)$$

metodikou naznačenou v následující kapitole.

Experimentálně určený průběh bude podobný. Hledaná vzdálenost $s_0 = x_0$ je vzdálenost mez bodem ve kterém začíná narůstat tlak p_1 a koncovým bodem charakteristiky, kde je $s = 0$ a $Q_1 = 0$. Na **obr. 5** je hledaná vzdálenost vyznačena kótou. Na svislé ose je vyneseno bezrozměrný tlak $p_1(x)/p_{1min}$. Zjištěné rozdíly mezi vypočítaným a naměřeným průběhem

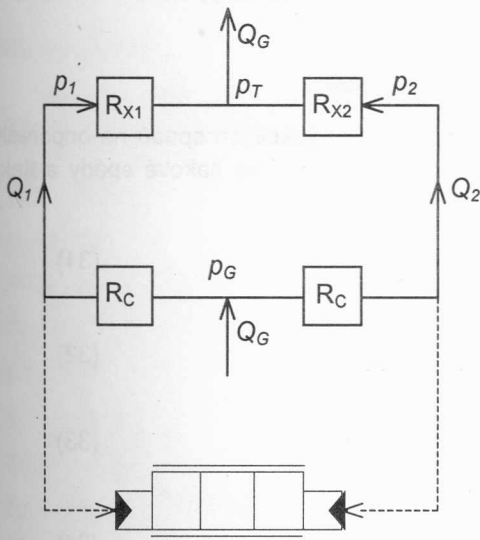
mohou vést ke korekci odvozených vztahů, ale nemají zásadní vliv na charakter analyzovaných vlastností systému klapka – tryska.

Řídicí tlakový spád v systému klapka – tryska se dvěma tryskami je tvořen omezením průtoku řízenou tryskou. Změny tlaku před jednou tryskou probíhají při konstantním průtoku a řídí se jinými zákonitostmi. Přesto má určení vzdálenosti $s_0 = x_0$ naznačeným způsobem všeobecnou platnost.

3. VÝPOČET PRŮBĚHU CHARAKTERISTIK SYSTÉMU Klapka – TRYSKA

3.1 Vyjádření hydraulických odporů

Pro určení průběhu statických charakteristik je hydraulický obvod systému klapka – tryska nakreslen na **obr. 6** ve formě odporové sítě.



Obr. 6

zkušeností je u clonek velmi malého průměru $D = 0,2 \div 0,4 \text{ mm}$ (a také na odporech řídicích hran šoupátka) hodnota koeficientu ξ výrazně vyšší (až 2,8). V ustáleném stavu (při konstantní teplotě) je měrná hmotnost pracovní kapaliny ρ konstantní.

Pro odpory v obr. 6 platí:

$$R_C = \frac{\xi \cdot \rho}{2S_C^2}, \quad S_C = \frac{\pi \cdot d_C^2}{4}, \quad d_C - \text{průměr clonky} \quad (26)$$

$$R_D = \frac{\xi \cdot \rho}{2S_D^2}, \quad S_D = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4}, \quad d_0 - \text{průměr ústí trysky} \quad (27)$$

$$R_X = \frac{R_D}{\left(1 - \frac{x}{x_0}\right)^2} = \frac{R_D}{A_X^2}, \quad x \in \langle 0, x_0 \rangle, \quad x - \text{posunutí klapky}. \quad (28)$$

Protože o velikosti maximálního zatěžovacího tlaku p_{Gmax} rozhoduje odpor clonek, je výhodné volit průměr clonek d_C menší, jako průměr trysek d_0 . Například $d_C = 0,5 \cdot d_0$, $S_C = 0,25 \cdot S_D$, $R_C = 4R_D$. Obecně necht' je průměr clonek i -krát menší jako průměr ústí trysky. Potom bude:

R_D – konstantní odpor trysky podle vztahu (27) platný pro $x > x_0$

$$R_C = \frac{R_D}{i^2} - \text{konstantní odpor předřazených clonek, } i = \frac{d_0}{d_C} \quad (29)$$

$$R_X = \frac{R_D}{A_X^2} - \text{proměnný odpor trysky pro } x \in \langle 0, x_0 \rangle, \text{ kde } A_X^2 = \left(1 - \frac{x}{x_0}\right)^2. \quad (30)$$

R_C jsou dva stejně velké odpory clonek.

R_X jsou proměnné odpory trysky.

Odpory tvořené clonkami a tryskami jsou místní odpory vyhovující podmínce $L/D \leq 1$, kde L je délka kanálu průměru D , který tvoří průtočnou plochu odporu. Pro tlakový spád na místním odporu platí:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \xi \cdot \rho \cdot v^2 = \frac{1}{2} \xi \cdot \rho \frac{Q^2}{S^2} = R_K Q^2 \quad (25)$$

kde $R_K = \frac{\xi \cdot \rho}{2S^2}$ je tzv. kvadratický odpor,

který je konstantní, pokud je konstantní průtočná plocha S , nebo je proměnný, když je průtočná plocha S proměnná. Pro trysky a clonky s kruhovým průtočným profilem vyhovující podmínce $L/D \leq 1$, lze podle literatury [1] počítat s hodnotou odporového koeficientu $\xi = 1,6 \div 1,9$. Podle mých

Vyjádření odporů R_C a R_X pomocí odporu R_D zjednoduší výpočtové vztahy pro charakteristiky.

3.2 Průtokové charakteristiky

Průběh průtoků přes odporovou síť se určí z vyjádření tlakových spádů na odporech. Při řízení odporem R_{X1} (klapka v obr. 2 se vychyluje vlevo) platí pro tlakové spády a tlaky v levé větvi:

$$R_{X1} = \frac{R_D}{A_X^2} \quad (31)$$

$$p_G - p_1 = R_C \cdot Q_1^2 = \frac{R_D}{i^2} \cdot Q_1^2 \quad (32)$$

$$p_T = 0, \quad p_1 = R_{X1} \cdot Q_1^2 = \frac{R_D}{A_X^2} \cdot Q_1^2 \quad (33)$$

$$p_G = (R_C + R_{X1}) Q_1^2 = \frac{i^2 + A_X^2}{i^2 A_X^2} \cdot R_D \cdot Q_1^2, \quad (34)$$

v pravé větvi:

$$R_{X2} = R_D = \text{konst.} \quad (35)$$

$$p_G - p_2 = R_C \cdot Q_2^2 = \frac{R_D}{i^2} \cdot Q_2^2 \quad (36)$$

$$p_T = 0, \quad p_2 = R_{X2} \cdot Q_2^2 = R_D \cdot Q_2^2 \quad (37)$$

$$p_G = (R_C + R_{X2}) \cdot Q_2^2 = \frac{1 + i^2}{i^2} \cdot R_D \cdot Q_2^2 \quad (38)$$

Sloučením (34) a (38) se určí:
$$\frac{Q_2^2}{Q^2} = \frac{i^2 + A^2}{(1 + i^2) \cdot A^2} \quad (39)$$

$$Q_2^2 - Q^2 = \frac{(1 - A^2) \cdot i^2}{(1 + i^2) \cdot A^2} \cdot Q^2, \quad (40)$$

současně platí:
$$Q_G = Q_1 + Q_2 = \text{konst.} \quad Q_2 = Q_G - Q_1 \quad (41)$$

$$Q_2^2 - Q_1^2 = (Q_2 + Q_1) \cdot (Q_2 - Q_1) = Q_G (Q_G - 2Q_1) = \frac{Q_1^2}{B_X}, \quad (42)$$

kde pro zjednodušení zápisu byl zaveden další bezrozměrný výpočtový faktor ve smyslu rovnice (40) ve tvaru:

$$B_X = \frac{1 + i^2}{i^2} \cdot \frac{A_X^2}{1 - A_X^2} \quad (43)$$

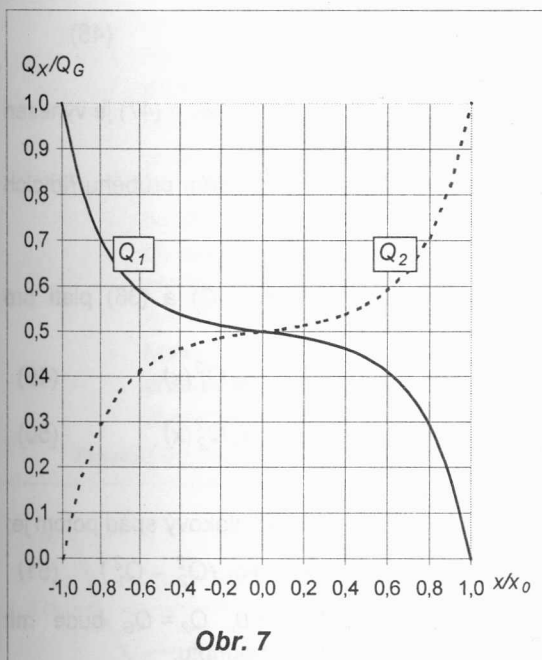
Rovnici (42) lze převést na kvadratickou rovnici normalizovaného tvaru:

$$Q_1^2 + 2B_X Q_G Q_1 - B_X Q_G^2 = 0, \quad (44)$$

kteřá má řešení:

$$Q_1 = Q_G \left(-B_X + \sqrt{B_X(B_X + 1)} \right). \quad (45)$$

Rovnice (45) platí pouze pro kladné hodnoty posunutí klapky x směrem ke trysce. Průběh $Q_1(x)$ je funkce lichá, symetrická okolo bodu ($x = 0, Q_1 = Q_1(0)$) kde $Q_1(0) = 0,5 Q_G$.



Obr. 7

Při hodnotě $x = -x_0$ je protilehlá tryska zavřena a platí $Q_2 = 0, Q_1(-x_0) = Q_G$. Proto v oboru záporných zdvihů klapky $x \in \langle 0, -x_0 \rangle$, při výchylce z nulové polohy směrem od trysky, platí: $Q_1(-x) = Q_G - Q_1(+x)$. Tak lze určit průběh $Q_1(x)$ pro celý rozsah $x \in \langle -x_0, +x_0 \rangle$.

Při známém průběhu $Q_1(x)$ se průtok v protilehlé větvi určí z triviálního vztahu $Q_2(+x) = Q_G - Q_1(+x) = Q_1(-x)$.

Výsledky výpočtu jsou na grafu v obr. 7 pro zvolenou hodnotu $i = 0,5$.

Průběhy na obr. 7 jsou vypočteny pro teoretickou vzdálenost trysek od klapky v počáteční středové poloze $s_0 = x_0$. Při větší počáteční vzdálenosti trysek bude v okolí nuly necitlivost průběhu $Q(x)$ a při menší počáteční vzdálenosti bude v okolí nuly větší strmost obou charakteristik na obr. 7.

3.3 Tlakové charakteristiky

Tlakové charakteristiky systému klapka – tryska jsou dvě:

Zatěžovací tlaková charakteristika je průběh tlaku p_G na výstupu napájecího hydrogenerátoru, v závislosti na posunutí klapky x .

Řídící tlaková charakteristika je průběh řídicího tlakového spádu Δp_{12} v závislosti na posunutí klapky x . Řídící tlakový spád $\Delta p_{12}(x)$ je přiveden na vstupy hydraulického ovládání šoupátka servoventilu, která v daném případě představuje řízený prvek (prvek řízený systémem klapka – tryska).

Zatěžovací tlaková charakteristika je důležitá nejen pro nastavení pojistného ventilu podle hodnoty p_{Gmax} , ale i pro posouzení energetické náročnosti systému, neboť součin $p_G \cdot Q_G$ představuje hydraulický výkon na výstupu hydrogenerátoru. Při konstantním průtoku Q_G je potom průběh výkonu určen průběhem zatěžovacího tlaku p_G . Průběh zatěžovacího tlaku $p_G(x)$ je funkce sudá, pro kterou platí $p_G(x) = p_G(-x)$. Zatěžovací tlak na výstupu hydrogenerátoru je vždy určen průtokem přes konstantní odpory v neřízené větvi.

Při řízení průtoku Q_1 odporem R_{X1} v rozsahu zdvihů $x \in \langle 0, +x_0 \rangle$ je:

$$x \in \langle 0, +x_0 \rangle p_G(x) = (R_C + R_D) Q_2^2(x), \quad p_{Gmax} = (R_C + R_D) Q_G^2 \quad (46)$$

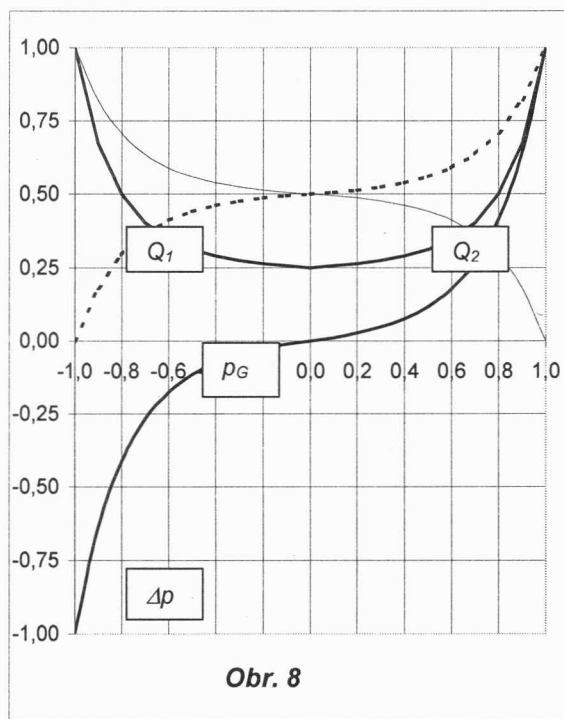
$$p_G(x) = p_{Gmax} \cdot \frac{Q_2^2(x)}{Q_G^2} \quad (47)$$

Při řízení průtoku Q_2 odporem R_{x2} v rozsahu zdvihů $x \in \langle 0, -x \rangle$ je:

$$p_G(x) = p_{Gmax} \cdot \frac{Q_1^2(x)}{Q_G^2} \quad (48)$$

Bezrozměrný průběh zatěžovacího tlaku vypočítaný podle vztahů (46) a (47) je vyneseno na **obr. 8**, který obsahuje i průběhy průtoků a řídicího tlakového spádu.

Řídicí tlaková charakteristika bude mít průběh závislý na odvozeném průběhu řídicího tlaků:



Podle (32) a (36) platí pro řídicí tlaky:

$$p_1(x) = p_G - R_C Q_1^2(x) \quad (49)$$

$$p_2(x) = p_G - R_C Q_2^2(x) \quad (50)$$

Řídicí tlakový spád potom je

$$\Delta p_{12}(x) = R_C (Q_2^2 - Q_1^2) \quad (51)$$

a při $Q_1 = 0$, $Q_2 = Q_G$ bude mít maximální hodnotu:

$$\Delta p_{12max} = R_C \cdot Q^2 \quad (52)$$

Po dosazení do (52) podle (41) bude:

$$\Delta p_{12}(x) = R_C \cdot \frac{Q_1^2}{B_x} \quad (53)$$

$$\frac{\Delta p_{12}(x)}{\Delta p_{12max}} = \frac{1}{B_x} \cdot \frac{Q_1^2}{Q_G^2} = \frac{1}{B_x} \left(-B_x + \sqrt{B_x(B_x + 1)} \right)^2 \quad (54)$$

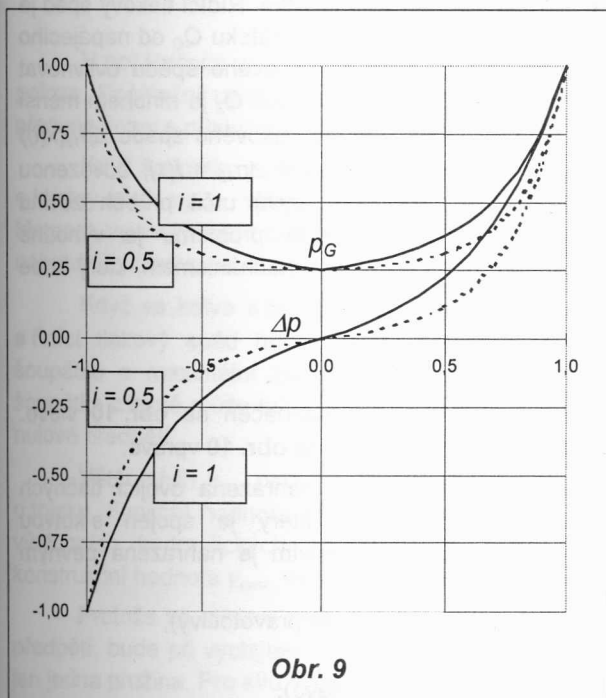
Průběh řídicího tlakového spádu je funkce lichá, symetrická podle počátku (podle bodu $(0,0)$). Proto platí $\Delta p_{12}(-x) = -\Delta p_{12}(+x)$. Všechny průběhy v **obr. 8** byly vypočítány podle odvozených vztahů pro zvolený poměr průměrů clonky a trysky $i = d_c / d_o = 0,5$.

Při návrhu servoventilu se dbá na to, aby z tlakové charakteristiky na **obr. 8** byla využívána jen její střední část, zhruba v rozsahu zdvihů $x \in \langle -0,5x_0, +0,5x_0 \rangle$. K tomu je třeba

vhodně volit především strmost řídicí tlakové charakteristiky ve zvolené pracovní oblasti a také tuhost zpětné vazby a krytí řídicích hran na šoupátku. Takové omezení využívaného zdvihu má několik pozitivních účinků:

- Zatěžovací tlak p_G ve využívané oblasti jen nepatrně přesahuje hodnotu $0,25 p_{Gmax}$ a hodnota potřebného hydraulického výkonu na výstupu napájecího hydrogenerátoru je potom téměř 4-krát menší jako je výkon $p_{Gmax} \cdot Q_G = (R_C + R_D) \cdot Q^3$ v mezní stavu při $x = x_0$.
- Řídicí tlaková charakteristika má ve využívané oblasti malou křivost nelineárního průběhu a proto se v této oblasti může nahradit lineárním průběhem. Lineární náhradní průběh má konstantní strmost $r_0 = d\Delta p_{12} / dx$. Dynamické vlastnosti prvku se potom popisují lineární diferenciální rovnicí s konstantními koeficienty. Při silně nelineárním průběhu statické charakteristiky je v každém pracovním bodě jiné proporcionální zesílení obrazového přenosu, určené strmostí charakteristiky v daném pracovním bodě. Pokud je v celé využívané oblasti řídicí charakteristika lineární, pak v celé této oblasti bude proporcionální zesílení $r_0 = d\Delta p_{12} / dx$ konstantní. To má velký význam pro stabilitu procesu řízení.
- Malé zdvihy klapky i řízeného šoupátka okolo střední nulové polohy jsou předpokladem pro dobré dynamické vlastnosti servoventilu a jeho vysokou životnost a provozní spolehlivost.

Strmost využívané střední části řídicí tlakové charakteristiky lze ladit několika způsoby.



Již bylo řečeno, že na strmost střední části všech statických charakteristik má vliv nastavená vzdálenost klapky od trysek s_0 ve střední nulové poloze klapky. Přitom velká vzdálenost s_0 může být příčinou necitlivosti systému v okolí nuly a zmenšení vzdálenosti s_0 má za následek zvětšení strmosti všech charakteristik v jejich střední části.

Jinou možností ovlivnění strmosti řídicí charakteristiky ve využívané části je volba poměru průměrů clonek a trysek $i = d_c / d_0$.

Na obr. 9 je znázorněn průběh tlakových charakteristik pro dvě zvolené hodnoty poměru

$i = 0,5$ a $i = 1$ (při $i = 1$ je $d_c = d_0$). Plnou čarou jsou vykresleny průběhy pro $i = 1$ a čárkovaně pro $i = 0,5$. Všechny průběhy pro i od $i = 0,5$ do

$i = 1$ budou ležet mezi průběhy vykreslenými v obr. 9. Z průběhů na obr. 9 je vidět, že s rostoucí hodnotou poměru průměrů clonky a trysky $i = d_c / d_0$ roste strmost využívané střední části řídicí tlakové charakteristiky. Strmost statické charakteristiky určuje hodnotu

proporcionálního zesílené obrazového přenosu, kterou je možné naznačeným způsobem upravovat.

4. DYNAMICKÉ CHARAKTERISTIKY SERVOVENTILU

V předchozích kapitolách odvozené statické charakteristiky popisují závislosti mezi vybranými veličinami v několika po sobě následujících ustálených stavech. Protože v libovolném ustáleném stavu se šoupátko koncového výkonového stupně nachází v klidové poloze při rovnováze sil, nemohou statické charakteristiky popisovat vliv pohybu šoupátka.

Dynamické charakteristiky popisují průběh vybraných veličin (obvykle v závislosti na čase) při přechodu z jednoho (počátečního) ustáleného stavu do jiného (konečného) ustáleného stavu. Šoupátko koncového výkonového stupně představuje zátěž systému klapka - tryska. V průběhu přechodového děje se šoupátko pohybuje a tvoří zdroj vnitřního průtoku Q_Z (generovaného pohybující se zátěží). Výchylka šoupátka nechť je označena $y(t)$. Rychlost pohybu šoupátka potom je $v(t) = dy(t)/dt$. Čelní plocha šoupátka, kterou je ve styku s kapalinou v hydraulickém obvodu, má velikost $S_Z = \pi \cdot d_z^2 / 4$, kde d_z je průměr těsnícího nákrčku šoupátka. Průtok Q_Z generovaný pohybujícím se šoupátkem potom je:

$$Q_Z(t) = S_Z \cdot v_Z(t) = S_Z \frac{d y(t)}{dt} \quad (55)$$

Směr průtoku $Q_Z(t)$ bude totožný se směrem pohybu šoupátka $y(t)$. Velikost průtoku $Q_Z(t)$ bude určovat velikost tlumící síly, působící proti pohybu šoupátka. Řídící tlakový spád je v ustáleném stavu závislý jen hodnotách odporů R_X , R_C a velikosti průtoku Q_G od napájecího hydrogenerátoru. V přechodovém režimu bude průběh řídicího tlakového spádu ovlivňovat i průtok Q_Z generovaný pohybující se zátěží. Za předpokladu že průtok Q_Z je mnohem menší než průtok Q_G , lze vliv průběhu průtoku $Q_Z(t)$ na průběh řídicího tlakového spádu $\Delta p_{12}(x(t))$ zanedbat a použít při výpočtu dynamických charakteristik závislost $\Delta p_{12} = f(x)$, odvozenou v předcházejících kapitolách. Při známé hodnotě plochy S_Z zbývá určit průběh zdvihu šoupátka $y(t)$ a jeho derivace. Pro usnadnění řešení tohoto problému je výhodné mechanismus zpětné vazby s pružnou tyčkou nahradit náhradním mechanismem, který bude mít stejné vlastnosti.

4.1 Popis pohybových stavů

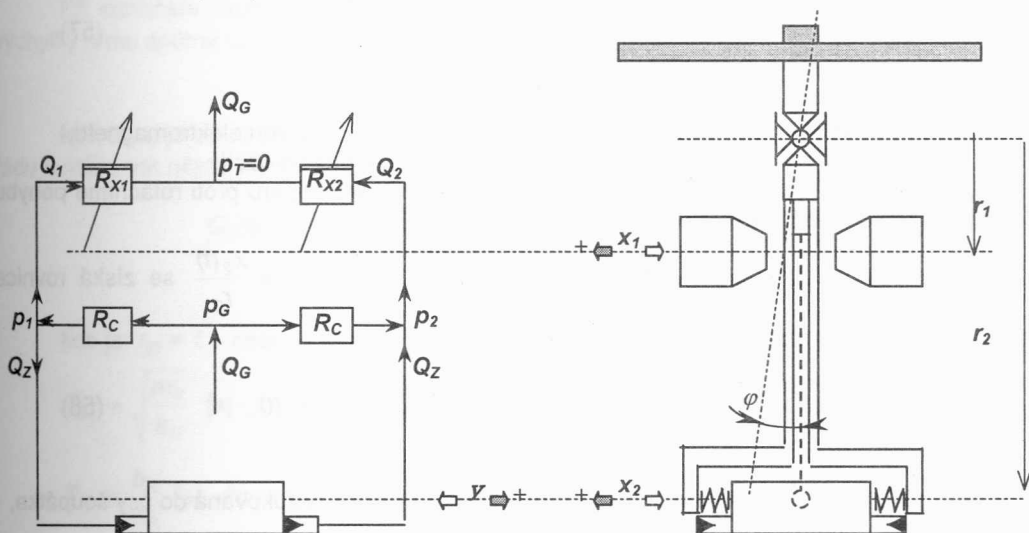
Hydraulický obvod z **obr. 6**, doplněný o průtok Q_Z je naznačen na **obr. 10** vlevo. Uspořádání náhradního mechanismu zpětné vazby je naznačeno na **obr. 10** vpravo.

Pružná tyčka zpětné vazby (naznačená čárkovaně) je nahrazena dvojicí tlačných pružin, umístěných mezi šoupátko a tuhý výkyvný rám, který je spojen s kotvou elektromagnetu. Pružná membrána nesoucí kotvu s příslušenstvím je nahrazena pevným otočným bodem. V **obr. 10** je označeno:

- φ - úhel natočení kotvy s příslušenstvím (kladný směr pravotočivý),
- $x_1 = \varphi \cdot r_1$ - zdvih klapky (kladný směr vlevo),
- $x_2 = \varphi \cdot r_2$ - zdvih rámu zpětné vazby (kladný směr vlevo),
- y - zdvih šoupátka (kladný směr vpravo).

Úhel natočení φ a jemu odpovídající zdvihy x_1 , x_2 vyvolává vstupní klopný moment elektromagnetu. Zdvih šoupátka y je způsoben přestavnou hydraulickou silou $F_H = S_Z \cdot \Delta p_{12}$, která při přivření levé trysky přesune šoupátko vpravo. Veličiny x_1 , x_2 jsou omezeny opeřin

klapky o trysku. ($x_{1max} = r_1 \cdot \varphi_{max}$, $x_{2max} = r_2 \cdot \varphi_{max}$). Ve střední nulové poloze šoupátka má pružná tyčka zpětné vazby nulové předpětí. Proto i náhradní tlačné pružiny mají ve střední nulové poloze také nulové předpětí.



Obr. 10

V počátečním ustáleném stavu se bude kotva i šoupátko nacházet ve střední nulové poloze. Počáteční ustálený stav se poruší vstupní změnou momentu elektromagnetu, který přesune kotvu s příslušenstvím až na doraz klapky na levou trysku.

Když šoupátko zůstane stát ve střední nulové poloze a rám zpětné vazby se přesune o kladný zdvih x_{2max} , vytvoří pružina sílu $F_P = k_P \cdot x_{2max}$, kterou musí překonat elektromagnet. Moment vyvinutý elektromagnetem potom bude $M_E = r_2 \cdot k_P \cdot x_{2max}$, kde k_P [$N \cdot mm^{-1}$] je tuhost náhradní zpětnovazební pružiny.

Když se kotva s příslušenstvím z počáteční nulové polohy natočí vpravo o úhel φ_{max} a řídicí tlakový spád bude nulový ($\Delta p_{12} = 0$ při $Q_G = 0$), přesune pružina zpětné vazby šoupátka o maximální záporný zdvih $-y_{max}$ vlevo. Největší hodnota maximálního zdvihu šoupátka zřejmě může být $y_{max} = x_{2max}$, při které budou mít pružiny v novém ustáleném stavu nulové předpětí.

Větší zdvih y_{max} nelze pružinou vytvořit, neboť při φ_{max} a $y_{max} = x_{2max}$ je klapka opřena o trysku. Funkční hodnota max. zdvihu šoupátka je určena dosažením maximálních hodnot výstupních hydraulických parametrů šoupátka $p_v(y)$, $Q_v(y)$ a je mnohem menší, než konstrukční hodnota y_{max} , vymezená pevným dorazem.

Protože ve střední nulové poloze rámu i šoupátka mají zpětnovazební pružiny nulové předpětí, bude při vychýlení rámu, nebo šoupátka, ze střední nulové polohy stlačována vždy jen jedna pružina. Pro sílu vyvolanou stlačováním zpětnovazební pružiny pak platí obecně:

$$F_P = k_P \cdot (x_2 + y) . \quad (56)$$

Přestavná hydraulická síla větší než síla elektromagnetu (redukována do osy šoupátka) způsobí zpětný pohyb kotvy a oddálení klapky od trysky. Tím je vytvořeno proporcionální řízení polohy šoupátka vstupním řídicím proudem elektromagnetu.

4.2 Odvození základních vztahů

Pro rovnováhu momentů na kotvě s příslušenstvím platí:

$$M_E(t) = J \cdot \frac{d^2 \varphi(t)}{dt^2} + B \cdot \frac{d\varphi(t)}{dt} + r_2 \cdot F_P(t), \quad (57)$$

kde je: $M_E(t)$ - vstupní klopný moment elektromagnetu,

$\varphi(t)$ - výstupní úhel natočení tuhých částí spojených s kotvou elektromagnetu,

J - hmotný moment setrvačnosti pohybujících se tuhých částí,

B - koeficient tlumení rotačního pohybu (koeficient odporu proti rotačnímu pohybu tuhých částí v kapalině).

Podělením rovnice (58) poloměrem r_2 a dosazením $\varphi(t) = \frac{x_2(t)}{r_2}$ se získá rovnice

rovnováhy sil redukovanych do osy šoupátka ve tvaru:

$$\frac{M_E(t)}{r_2} = F_E(t) = \frac{J}{r_2^2} \cdot \frac{d^2 x_2(t)}{dt^2} + \frac{B}{r_2^2} \cdot \frac{d x_2(t)}{dt} + F_P(t), \quad (58)$$

kde lze označit: $\frac{J}{r_2^2} = m_R$ - setrvačná hmotnost rotujících částí redukována do osy šoupátka,

$\frac{B}{r_2^2} = b_R$ - koeficient tlumení redukovány do osy šoupátka (koeficient proti

translačnímu pohybu tuhých částí).

Po dosazení za sílu pružiny podle (56) a úpravě bude:

$$F_E(t) - k_P \cdot y(t) = m_R \cdot \frac{d^2 x_2(t)}{dt^2} + b_R \cdot \frac{d x_2(t)}{dt} + k_P \cdot x_2(t). \quad (59)$$

Aplikací Laplaceovy integrální transformace se rovnice (61) převede do operátorového tvaru:

$$F_E(s) - k_P \cdot y(s) = \left(\frac{m_R}{k_P} \cdot s^2 + \frac{b_R}{k_P} \cdot s + 1 \right) \cdot k_P \cdot x_2(s). \quad (60)$$

Algebra Laplaceovy transformace dovoluje násobit originál (časovou funkci) i její obrát libovolnou konstantou, bez vlivu na výsledek transformace. Protože maximální vstupní síla elektromagnetu $F_{E_{max}}$ je konstanta, je možné obě strany rovnice (60) touto konstantou vynásobit a vytvořit tak rovnici rovnováhy bezrozměrných veličin. V popisovaném mezním ustáleném stavu byla největší hodnota síly elektromagnetu (redukována do osy šoupátka) $F_E = k_P \cdot x_{2_{max}}$. Pro překonání odporů proti zrychlení a rovnoměrnému pohybu nositele energie musí být hodnota $F_{E_{max}}$ větší než síla od stlačení pružiny, což lze vyjádřit zavedením dynamického koeficientu $k_E > 1$.

Potom pro maximální hodnotu síly elektromagnetu (redukována do osy šoupátka) bude platit:

$$F_{E_{max}} = k_E \cdot k_P \cdot x_{2_{max}} = k_E k_P \cdot y_{max}. \quad (61)$$

Podělením rovnice (60) vhodným výrazem pro $F_{E_{max}}$ se získá rovnice bezrozměrných veličin:

$$\frac{F_E(s)}{F_{E_{max}}} - \frac{y(s)}{k_E y_{max}} = \left(\frac{m_R}{k_P} \cdot s^2 + \frac{b_R}{k_P} \cdot s + 1 \right) \cdot \frac{x_2(s)}{k_E x_{2max}} \quad (62)$$

Při označení bezrozměrných veličin pruhem nahoře, bude pro obraz bezrozměrné výchylky rámu zpětné vazby platit:

$$\overline{x_2}(s) = [k_E \cdot \overline{F_E}(s) - \overline{y}(s)] \cdot G_1(s), \quad (63)$$

kde $G_1(s)$ je obrazový přenos vstupní části servoventilu, který je proporcionální druhého řádu a může mít některý z normalizovaných tvarů:

$$G_1(s) = \frac{r_{01}}{T_{21}^2 \cdot s^2 + T_{11} \cdot s + 1} = \frac{r_{01}}{\frac{s^2}{\omega_{01}^2} + \frac{2\delta_1}{\omega_{01}} + 1}, \quad (64)$$

kde je: $r_{01} = 1$ – bezrozměrné proporcionální zesílení (vdaném případě jednotkové)

$$T_{21} = \sqrt{\frac{m_R}{k_P}} \text{ [s]} - \text{časová konstanta druhého řádu,}$$

$$T_{11} = \frac{b_R}{k_P} \text{ [s]} - \text{časová konstanta prvního řádu,}$$

$$\omega_{01} = \frac{1}{T_{21}} = \sqrt{\frac{k_P}{m_R}} \text{ [s}^{-1}\text{]} - \text{vlastní frekvence vstupní části (kotvy s příslušenstvím),}$$

$$\delta_1 = \frac{T_{11}}{2 \cdot T_{21}} = \frac{b_R}{2 \sqrt{k_P \cdot m_R}} - \text{bezrozměrný (poměrný) koeficient tlumení.}$$

Pro bezrozměrné výchylky klapky a rámu zpětné vazby platí:

$$\overline{\varphi} = \frac{\varphi}{\varphi_{max}} = \frac{r_1 \cdot \varphi}{r_1 \cdot \varphi_{max}} = \frac{x_1}{x_{1max}} = \overline{x_1} = \overline{x_2} = \overline{x}. \quad (65)$$

Rovnice rovnováhy statických a dynamických sil na šoupátku je:

$$F_H = S_Z \cdot \Delta p(t) = m_Z \frac{d^2 y(t)}{dt^2} + b_Z \frac{d y(t)}{dt} + k_P (x(t) + y(t)). \quad (66)$$

Po úpravě bude:

$$S_Z \cdot \Delta p(t) - k_P \cdot x(t) = \left(\frac{m_Z}{k_P} \cdot \frac{d^2 y(t)}{dt^2} + \frac{b_Z}{k_P} \cdot \frac{d y(t)}{dt} + y(t) \right) \cdot k_P. \quad (67)$$

A po převedení do operátorového tvaru:

$$S_Z \cdot \Delta p(s) - k_P \cdot x(s) = \left(\frac{m_Z}{k_P} \cdot s^2 + \frac{b_Z}{k_P} \cdot s + 1 \right) \cdot k_P \cdot y(s). \quad (68)$$

Maximální přestavná hydraulická síla v přechodovém dynamickém režimu musí být opět větší jako síla od stlačení pružiny vyvolaného budící silou elektromagnetu. To je:

$$F_{Hmax} = S_Z \cdot \Delta p_{max} = k_H \cdot k_P x_{2max} = k_H \cdot k_P y_{max}. \quad (69)$$

Aby při $F_{E_{max}}$ (udržující na jedné straně klapkou zavřenou trysku) se působením $F_{H_{max}}$ přesunulo šoupátko z jedné krajní polohy do druhé krajní polohy, musí být $F_{H_{max}} = k_H(x_{2max} + y_{max})$. Protože je $x_{2max} = y_{max}$, odpovídá této podmínce hodnota dynamického koeficientu $k_H = 2$. Splnění této podmínky není nutné, ale přispívá k potlačení hystereze způsobované konstantními odpory proti pohybu (nezávislými na rychlosti pohybu, ale působícími vždy proti směru pohybu).

Podělením rovnice (68) vhodným výrazem pro $F_{H_{max}}$ podle (69) se po úpravě získá rovnice bezrozměrných veličin ve tvaru:

$$k_H \cdot \Delta \bar{p}(s) - \bar{x}(s) = \left(\frac{m_Z}{k_P} \cdot s^2 + \frac{b_Z}{k_P} \cdot s + 1 \right) \bar{y}(s). \quad (70)$$

Pro obraz bezrozměrné výchylky šoupátka potom platí:

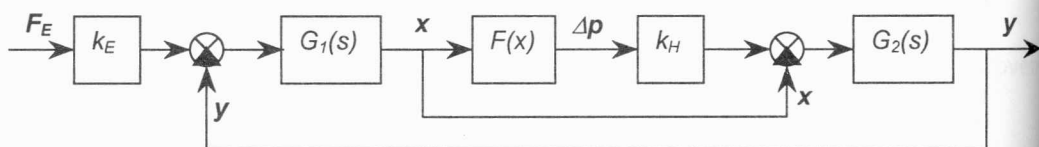
$$\bar{y}(s) = (k_H \cdot \Delta \bar{p}(s) - \bar{x}(s)) \cdot G_2(s), \quad (71)$$

kde obrazový přenos $G_2(s)$ má rovněž jednotkové proporcionální zesílení $r_{02} = 1$ a je:

$$G_2(s) = \frac{1}{T_{22}^2 \cdot s^2 + T_{12} \cdot s + 1} = \frac{1}{\frac{s^2}{\omega_{02}^2} + \frac{2 \cdot \delta_2}{\omega_{02}} + 1} \quad (72)$$

s dynamickými parametry T_{12} , T_{22} , ω_{02} , δ_2 , definovanými alogickým způsobem, jako u obrazového přenosu $G_1(s)$.

Podle rovnic (63) a (71) lze sestavit blokové schéma výsledného přenosu celého servoventilu, naznačené na **obr. 11**.



Obr. 11

Protože $G_1(s)$ a $G_2(s)$ jsou obrazové přenosy, měly by jejich vstupní a výstupní veličiny být obrazy $\phi(s) = L[\phi(t)]$ časových funkcí $\phi(t)$. Vypracované uživatelské simulační programy (např. Cypros-Netsim, Dynast, Matlab) umožňují (resp. vyžadují) zadání dynamických problémů formou hybridního blokového schéma, ve kterém jsou bloky obrazových přenosů spojeny vazbami ohodnocenými časovými funkcemi. Vazby časových funkcí pak obsahují nejen součtové body, ale i bloky pro matematické operace s časovými funkcemi, jako jsou operace násobení, dělení, umocňování, trigonometrické funkce atd. Blokové schéma na **obr. 11** je možné považovat za takové hybridní schéma, kde $F_E = F_E(t)$, $x = x(t)$, $\Delta p = \Delta p(t)$, $y = y(t)$ jsou bezrozměrné časové funkce a střední blok označený $F(x)$ modeluje nelineární funkční závislost řídicí tlakové statické charakteristiky $\Delta p(t) = F(x(t))$ podle vztahu (54) odvozeného v kapitole 3.3. Je výhodné, když uživatelský program umožňuje zadat takovou

nelineární funkční závislost formou tabulky přiřazení funkčních hodnot v několika diskrétních bodech.

Proti stavbě hybridních blokových schémat se často vyskytují námitky, že nejsou matematicky čistá. Hybridní schéma na obr. 11. je třeba považovat za formální zápis, který právě v této formě uživatelský program vyžaduje vytvořit, jako součást zadání řešeného problému. Nesourodost časových a obrazových funkcí program vyřeší sám. Existuje několik možností řešení tohoto problému.

První možnost: Hybridní schéma obsahuje blok označení obrazovým přenosem $G(s)$, do kterého vstupuje časová funkce $x(t)$ a na jeho výstupu je časová funkce $y(t)$. Blok $G(s)$ může obsahovat tři vnitřní bloky L_1, G, L_2 . Vstupní vnitřní blok L_1 převede časovou funkci $x(t)$ na její obraz $x(s) = L[x(t)]$, který se vede na vstup bloku G , ve kterém je uložen zadaný obrazový přenos $G(s)$. Zde se vytvoří algebraický součin dvou algebraických výrazů $x(s).G(s)$, který se vede na vstup třetího vnitřního bloku L_2 . Zde se realizuje inverzní L-transformace $L^{-1}[x(s).G(s)] = y(t)$. Výsledek $y(t)$ je výstupní časová funkce přenosového členu s obrazovým přenosem $G(s)$.

Druhá možnost: Program využívá znalosti, že k obrazu ve formě součinu dvojice obrazů přísluší časová funkce, která se získá vyčíslením konvolutorního integrálu.

To je:

$$L^{-1}[x(s).G(s)] = y(t) = \int_0^{t_1} x(t_1 - \tau).g(\tau).d\tau = \int_0^{t_1} x(\tau).g(t_1 - \tau)d\tau = x(t) * g(t) , \quad (73)$$

kde je: $x(t) \equiv x(\tau)$ vstupní časová funkce libovolného průběhu, vyhovující podmínkám kladeným na originál L-transformace.

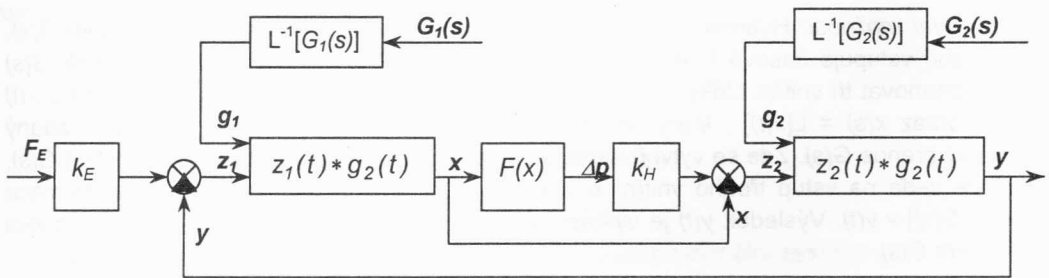
$g(t) \equiv g(\tau) = L^{-1}[G(s)]$ originál (časová funkce) k obrazu $G(s)$. Průběh $g(t)$ je známý jako impulsní charakteristika přenosového členu s obrazovým přenosem $G(s)$ (odezva na Diracovu impulsní funkci $\delta(t)$) a je první derivací přechodové charakteristiky (odezvy na Heavisideův jednotkový skok) téhož přenosového členu.

$y(t)$ Výstupní funkce přenosového členu s obrazovým přenosem $G(s)$, odezva na obecný vstup $x(t)$.

t_1 Horní hranice výpočtového intervalu, která je součástí zadání řešeného problému.

Součin obrazů $x(s).G(s)$ je obyčejným algebraickým součinem dvou algebraických výrazů. Výsledek řešení konvolutorního integrálu se označuje názvem konvolutorní součin a symbolem $x(t) * g(t)$. Program má formou hybridního schéma ve smyslu obr. 11 zadané jednotlivé obrazové přenosy $G_1(s), G_2(s), \dots, G_i(s)$ a vyhledá k nim příslušející originály $g_1(t), g_2(t), \dots, g_i(t)$. Při vlastním výpočtu potom v každém výpočtovém kroku k přivedené vstupní hodnotě $x(t)$ vytvoří konvolutorní součin $x(t) * g(t) = y(t)$, což je operace výhradně s časovými funkcemi.

Aby schéma na obr. 11 vyhovovalo formálním požadavkům na shodu charakteru veličin, se kterými se provádějí matematické a logické operace, stačí v obr. 11 nahradit symboly obrazových přenosů, odpovídajícími symboly konvolutorních součinů dvou časových funkcí, jak je naznačeno na obr. 12. Použití tohoto způsobu předpokládá, že program je vybaven knihovnou analytických vyjádření impulsních charakteristik $g(t)$ k vybraným typickým tvarům přenosů $G(s)$.



Obr. 12

Třetí možnost: Program je vybaven knihovnou přechodových funkcí $h(t)$ které jsou odezvy přenosového členu s přenosem $G(s)$ na vstupní jednotkový skok $H(t)$. Obraz jednotkové skokové funkce je $L[H(t)] = H(s) = 1/s$ a odezva $y(t)$ na libovolnou vstupní funkci $x(t)$ se určí z Duhamelova integrálu:

$$y(t) = x(t) \cdot h(0) + \int_0^t x(\tau) \cdot \frac{d}{dt} h(t - \tau) \cdot d\tau = x(0) \cdot h(t) + \int_0^t h(\tau) \cdot \frac{d}{dt} x(t - \tau) \cdot d\tau$$

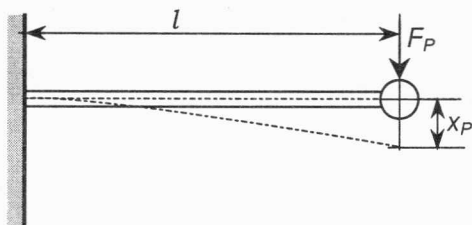
4.3 Určení číselných hodnot dynamických parametrů

I když vazbové veličiny v blokovém schématu jsou bezrozměrné, jsou časové konstanty vystupující v obrazovém přenosu rozměrové a jejich číselné hodnoty je pro zadání do programu třeba určit. To vyžaduje určit nejprve číselné hodnoty dynamických parametrů, na kterých jsou časové konstanty závislé.

4.3.1 Určení tuhosti zpětnovazebních pružin

Síla $F_p = k_p \cdot x_p = k_p \cdot (x_2 + y)$ od náhradních zpětnovazebních pružin vložených mezi rám a čela šoupátka musí být stejně velká jako síla od prohnutí zpětnovazební tyčky v reálném provedení servoventilu.

Průhyb tyčky zpětné vazby lze modelovat jako průhyb vetknutého nosníku délky l , s kruhovým průřezem průměru d , podle obr. 13.



Obr. 13

Pro sílu F_P , která působí na konci nosníku a vztolá jeho posunutí x_P platí:

$$F_P = \frac{3.E.I}{l^3} \cdot x_P = k_P \cdot x_P. \quad (74)$$

Hledaná tuhost náhradních pružin potom je:

$$k_P = \frac{3.E.I}{l^3} \text{ [N.m}^{-1}\text{]}, \quad (75)$$

kde E je modul pružnosti materiálu v tahu, který pro ocel má hodnotu

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ [MPa]},$$

$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$ je osový modul setrvačnosti průřezu zpětnovazební tyčky.

Např. pro tyčku délky $l = 25 \text{ mm}$ s průměrem $\phi d = 1 \text{ mm}$ bude tuhost tyčky i náhradních tlačných pružin mít hodnotu $k_P = 1,979 \text{ Nmm}^{-1} = 1979 \text{ Nm}^{-1}$.

Když se průměr tyčky zvětší na $\phi d = 1,5 \text{ mm}$, vzroste tuhost zpětnovazebních pružin na hodnotu $k_P = 10,018 \text{ Nmm}^{-1}$.

Analýza dynamických vlastností servoventilu by měla být provedena pro několik vybraných tuhostí pružin zpětné vazby v rozsahu.

$$k_P \in \langle 2, 10 \rangle \text{ Nmm}^{-1}.$$

V tomto článku budou vyčísleny hodnoty dynamických parametrů pro tuhosti 2, 6 a 10 Nmm^{-1} a potom bude uveden jen jeden příklad pro jednu vybranou hodnotu tuhosti.

4.3.2 Určení koeficientu tlumení

Hledaným parametrem je koeficient tlumení b vystupující ve vztahu pro vyčíslení časové konstanty prvního řádu v obrazovém přenosu. Aby časová konstanta byla skutečně konstantou, musí také hledaný koeficient být konstantní. Jeho definice plyne z definice tlumící síly F_b , která se obecně považuje za sílu lineárně závislou na rychlosti pohybu $v(t)$.

Tlumící síla: $F_b(t) = b \cdot v(t). \quad (76)$

Koeficient tlumení: $b = \frac{F_b(t)}{v(t)} \text{ [N.m}^{-1}\text{s]}. \quad (77)$

Podle této definice je koeficient tlumení pouze konstantou úměrnosti ve vztahu (76) a musí mít rozměr podle (77).

4.3.2.1 Experimentální určení koeficientu tlumení

Hodnotu koeficientu tlumení lze určit experimentálně, vyhodnocením průběhu změřené přechodové charakteristiky, nebo výpočtem podle vztahů sestavených na základě popisu probíhajícího procesu.

Příprava servoventilu pro provedení experimentu:

Demontovat pružnou tyčku zpětné vazby, zabezpečit měření úhlu natočení kotvy s klapkou $\varphi(t)$, řídicího tlakového spádu $\Delta p_{12}(t)$ a zdvihu šoupátka $y(t)$. Ve vyhodnocovací aparatuře vytvořit derivace změřených průběhů $d\varphi/dt = \omega(t)$ a $dy/dt = v(t)$ a tím získat průběhy rychlostí. Po demontáži tyčky zpětné vazby přejde rovnice rovnováhy sil na šoupátku do tvaru:

$$S_Z \cdot \Delta p(t) = m_Z \cdot \frac{dv(t)}{dt} + b_Z \cdot v(t) \quad (78)$$

Provedení experimentu:

Přemístit šoupátko do zvolené krajní polohy a v čase $t = 0$ vytvořit sepnutím kontaktů elektromagnetu skokovou změnu vstupního momentu elektromagnetu z hodnoty $M_E = 0$ na hodnotu $M_{E_{max}}$ ve směru odpovídajícím nastavené krajní počáteční poloze šoupátka. Změřit průběhy $\varphi(t)$, $\Delta p_{12}(t)$ a $y(t)$. Po proběhnutí přechodového děje v čase t_u vznikne nový ustálený stav charakterizovaný konstantní rychlostí pohybu šoupátka $v(t_u) = konst.$ při maximálním tlakovém spádu $\Delta p_{12}(t_u) = \Delta p_{max}$ a bude platit:

$$\frac{dv(t_u)}{dt} = 0, \quad S_Z \cdot \Delta p_{max} = b_Z \cdot v(t_u) = konst. \quad (78)$$

Z naměřených hodnot se určí koeficient tlumení pohybu šoupátka b_Z . Celkový zdvih šoupátka (od dorazu po doraz) může být tak malý, že k novému ustálenému stavu nedojde a přechodová charakteristika skončí omezením na pevném dorazu. V takovém případě je možné některým standardním vyhodnocovacím programem z naměřených průběhů $\Delta p(t)$ a $y(t)$ určit parametry obrazového přenosu šoupátka T_1 , T_2 a r_0 , ze kterých potom lze určit hodnotu b_Z , při známé hmotnosti šoupátka m_Z . Podobně se určí koeficient tlumení B , nebo b_R kotvy s příslušenstvím, kde omezení průběhu $\varphi(t)$ opřením klapky o trysku bude vždy.

4.3.2.2 Určení koeficientu tlumení výpočtem

Šoupátko pohybující se rychlostí $v(t) = dy(t)/dt$ je zdrojem vnitřního průtoku Q_Z , který už naznačen v **obr. 10**. Při odvození vztahů pro výpočet koeficientu tlumení budou uplatněny následující zjednodušující předpoklady:

- Šoupátko je v dutině tělesa uloženo dokonale těsně a konstantní odpory (nezávislé na rychlosti) působící proti pohybu šoupátka se považují za zanedbatelně malé.
- Tlumící síla působící proti pohybu šoupátka je závislá na průtoku Q_Z přes odpory vnějšího hydraulického obvodu.
- Koeficient tlumení bude odvozen pro pohybový stav při zavřené levé trysce.
- Pro účinky průtoku Q_G napájecího hydrogenerátoru a účinky průtoku Q_Z generovaného pohybem šoupátka platí princip superpozice. Při nulovém průtoku $Q_G = 0$ od napájecího hydrogenerátoru a při pohybujícím se šoupátku protéká průtok Q_Z přes obě clonky zprava doleva. Průtok otevřenou pravou tryskou je nulový. ($Q_G = 0$). Potom pro tlakové spády na clonkách platí:

$$p_{2Z} - p_G = R_C \cdot Q_Z^2, \quad p_G - p_{1Z} = R_C \cdot Q_Z^2 \quad (79)$$

$$\Delta p_Z = p_{2Z} - p_{1Z} = 2 \cdot R_C \cdot Q_Z^2 = 2 \cdot R_C \cdot S_Z^2 \cdot v_Z^2 = 2 \cdot R_C \cdot S_C^2 \cdot v_C^2 \quad (80)$$

Vztah (80) určuje hodnotu tlumícího tlakového spádu tvořeného průtokem Q_Z přes obě clonky. Při nenulovém průtoku Q_G se tento tlakový spád odčítává od řídicího tlakového spádu.

Tlumicí síla bude:

$$F_b(t) = S_Z \cdot \Delta p_Z = 2 \cdot R_C \cdot S_Z \cdot Q_Z^2(t) = 2 \cdot R_C \cdot S_Z^3 \cdot v_Z^2(t) = b_{ZK} \cdot v_Z^2(t) . \quad (81)$$

Takto určená tlumicí síla je úměrná kvadrátu rychlosti pohybu, protože při odvození se počítalo s kvadratickými odpory clonek (to odpovídá skutečnosti). Symbolem b_{ZK} je potom označen tzv. kvadratický koeficient tlumení, který má rozměr:

$$b_{ZK} = \frac{F_b}{v_Z^2} = 2 \cdot R_C \cdot S_Z^3 = \xi \cdot \rho \cdot \frac{S_Z^3}{S_C^2} \quad [N \cdot m^{-2} s^2] . \quad (82)$$

Kvadratickou závislost tlumicí síly na rychlosti pohybu sice lze použít pro stavbu diferenciální rovnice, ale diferenciální rovnici s kvadrátem derivace nelze jednoduchým způsobem převést do operátorového tvaru aplikací L-transformace. Nelineární závislost (81) je možné obvyklým způsobem linearizovat. Derivací křivky $F_b = f(v_Z)$ a přechodem na difference se křivka nahradí tečnou ve zvoleném pracovním bodě. Pro konečné odchylky na tečně nahrazující křivku potom platí:

$$\Delta F_b(t) = 2 \cdot \frac{F_{b0}}{v_{Z0}} \cdot \Delta v_Z(t) = 2 \cdot b_{ZK} \cdot v_{Z0} \cdot \Delta v_Z(t) = b_{ZL} \cdot \Delta v_Z(t) . \quad (83)$$

V posledním vztahu je b_{ZL} linearizovaný koeficient tlumení, pro který platí:

$$b_{ZL} = \frac{\Delta F_b}{\Delta v_Z} = 2 \cdot b_{ZK} \cdot v_{Z0} = 2 \cdot \xi \cdot \rho \cdot \frac{S_Z^3}{S_C^2} \cdot v_{Z0} \quad [N \cdot m^{-1} s] . \quad (84)$$

Rozměr linearizovaného koeficientu tlumení je správný, ale jeho hodnota je závislá na volbě polohy pracovního bodu a v různých pracovních bodech má různou velikost.

Pro určení koeficientu tlumení b_Z , který bude mít konstantní hodnotu v celém rozsahu rychlosti pohybu šoupátka, je třeba vycházet z předpokladu, že při malých hodnotách průtoku Q_Z je proudění clonkami laminární a odpory clonek R_C jsou potom lineární. Tomuto předpokladu lze napomoci volbou rozměrů clonek a trysek.

Nechť je zachována hodnota poměru průměrů $i = \frac{d_C}{d_0} = 0,5$

Zvoleno:	délka otvoru ve clonce i v trysce	$l = 1 \text{ mm}$
	průměr otvoru trysky	$d_0 = 1 \text{ mm}$
	průměr otvoru clonky	$d_C = 0,5 \text{ mm}$
	průměr šoupátka	$d_Z = 10 \text{ mm}$.

Pro tlakový spád na hydraulických odporech platí všeobecný vztah:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 . \quad (85)$$

Pro místní odpory se pokládá $l = d$ a $\lambda = \xi$. Proudění se předpokládá turbulentní. Při laminárním proudění je třeba dosadit:

$$\lambda = \frac{64}{\Re_e}, \quad \Re_e = \frac{d \cdot v}{\nu} \quad (86)$$

Tlumící (zatěžovací) odpor R_Z pohybu šoupátka je tvořen dvojicí sériově zapojených odporů clonek ($R_Z = 2R_C$). Protože se jedná o obvod se soustředěnými parametry, stačí do vztahu (88) dosadit dvojnásobnou délku otvoru jedné clonky $l_Z = 2l_C = 2 \text{ mm}$. Po dosazení bude:

$$\Delta p_Z = 32 \cdot \frac{l_Z}{d_C^2} \cdot \rho \cdot v \cdot v_C \quad (87)$$

Z rovnice kontinuity plyne:

$$Q_Z = S_Z \cdot v_Z = S_C \cdot v_C, \quad v_C = \frac{S_Z}{S_C} \cdot v_Z = \frac{d_Z^2}{d_C^2} \cdot v_Z \quad (88)$$

Dosazením (88) do (87) se určí tlumící tlakový spád:

$$\Delta p_Z = 32 \cdot l_Z \cdot \frac{d_Z^2}{d_C^4} \cdot \rho \cdot v \cdot v_Z \quad (89)$$

kteřý je lineárně závislý na rychlosti šoupátka v_Z .

Tlumící síla potom bude:

$$F_b = S_Z \cdot \Delta p_Z = 8\pi \cdot l_Z \cdot \frac{d_Z^4}{d_C^4} \cdot \rho \cdot v \cdot v_Z = b_Z \cdot v_Z \quad (90)$$

Z toho pro koeficient tlumení b_Z plyne:

$$b_Z = 8\pi \cdot l_Z \cdot \frac{d_Z^4}{d_C^4} \cdot \rho \cdot v \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}], [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] = [\text{N} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}], \quad (91)$$

kde ρ je měrná hmotnost (hustota) oleje, v je jeho kinematičká viskozita a jejich součin je dynamická viskozita $\mu = v \cdot \rho$.

V tomto případě bude koeficient tlumení b_Z konstantní, pokud bude konstantní viskozita v oleje, která je závislá na jeho teplotě. Pracovní rozsah viskozity se předepisuje od $v = 20 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ do $v = 40 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$. Výpočet bude proveden pro střední hodnotu viskozity $v = 30 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ a měrnou hmotnost oleje $\rho = 900 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

Vyčíslením vztahu (91) se určí:

Koeficient tlumení pohybu šoupátka: $b_Z = 217,14 \text{ Nm}^{-1} \cdot \text{s}$

Koeficient tlumení pohybu klapky se zvolí: $b_R = 30 \text{ Nm}^{-1} \cdot \text{s}$ (zhruba 8x menší).

4.3.3 Orientační určení hmotnosti

Hmotnost šoupátka se určí vážením vyrobeného kusu a hmotnost kotvy s příslušenstvím redukována do osy šoupátka se určí na základě změřeného momentu setrvačnosti k ose otáčení. Pro ilustrativní výpočet průběhu přechodových charakteristik lze hmotnost šoupátka průměru 10 mm a délky 75 mm orientačně určit jako 75÷80% hmotnosti plného ocelového válce s měrnou hmotností $\rho_Z = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Hmotnost kotvy s příslušenstvím redukována do osy šoupátka je potom určena odhadem, o něco menší jako hmotnost šoupátka.

Nechť je:

hmotnost šoupátka: $m_Z = 37 \text{ gr} = 0,037 \text{ kg}$

redukovaná hmotnost kotvy: $m_R = 20 \text{ gr} = 0,020 \text{ kg}$.

4.3.4 Diskrétní vyjádření funkční závislosti $\Delta p_{12} = F(x)$

Pro tabulkové vyjádření nelineárního průběhu $\Delta p_{12} = F(x)$ se použije datový soubor z výpočtu pro vykreslení **obr. 8**. Výpis je uveden v následující tabulce I.

TABULKA I

x	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
Δp_{12}	0,0	0,0115	0,0266	0,0472	0,0759	0,117	0,1776	0,2697	0,4132	0,6403	1

Z údajů v tabulce je také možné určit směrnici lineární náhrady křivky $\Delta p = f(x)$ ve zvoleném pracovním bodě, nikoliv však jako směrnici tečny, ale jako směrnici sečny spojující dva zvolené body. Např. přímka vedená z počátku (z bodu $x = 0, \Delta p = 0$) bodem $P2 \equiv |x=0.5, \Delta p = 0.117|$ má směrnici $k_{XP} = 0,234 \cdot \Delta p_{max} / X_0$. Sečna vedená bodem $P1 \equiv |x=0.4, \Delta p = 0.0759|$ a bodem $P3 \equiv |x = 0.6, \Delta p = 1.776|$ už má směrnici $k_{xp} = 0,5085 \cdot \Delta p_{max} / X_0$, více jak dvojnásobnou a zhruba stejnou jako tečna v bodě P2.

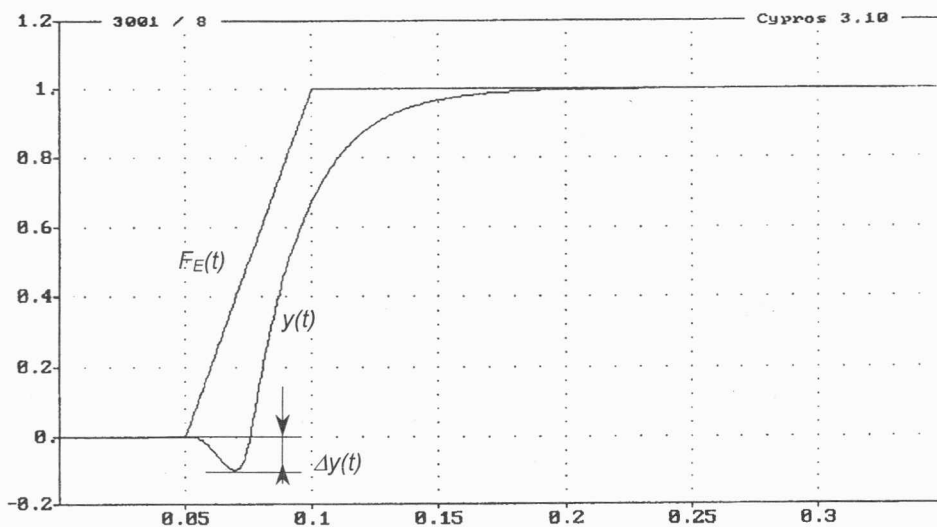
4.3.5 Výpočet číselných hodnot a sestavení grafu

Číselné hodnoty dynamických parametrů obrazových přenosů jsou vyčísleny v tabulce II.

TABULKA II:

	$k_P [N.m^{-1}]$	2000	6000	10000
$G_1(s)$	$T_{11} = b_R / k_P [s]$	0,015	0,005	0,003
	$T_{21} = \sqrt{m_R / k_P} [s]$	0,003162	0,001825	0,01414
	$\omega_{01} = 1 / T_{21} [s^{-1}]$	316,25	547,72	707,10
	$\delta_1 = T_{11} / 2T_{21}$	2,3719	1,3698	1,06067
$G_2(s)$	$T_{12} = b_Z / k_P [s]$	0,10875	0,03619	0,02171
	$T_{22} = \sqrt{m_Z / k_P} [s]$	0,0043	0,00248	0,001923
	$\omega_{02} = 1 / T_{22} [s^{-1}]$	232,50	402,73	519,87
	$\delta_2 = T_{12} / 2T_{22}$	12,642	7,2875	5,6458

Dosazením číselných hodnot vlastních frekvencí a poměrného tlumení do zadávacího algoritmu k blokovému schématu na **obr. 11**, vytvoří program graf uvedený na **obr. 14**. Zadávané hodnoty jsou v tabulce II zarámovány.

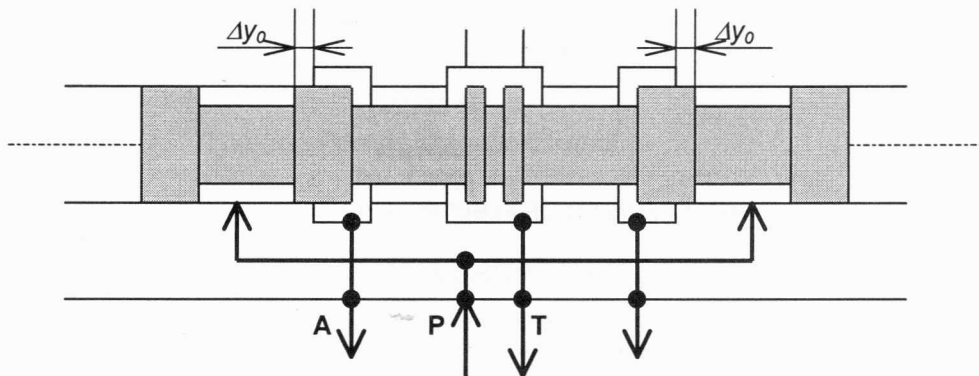


Obr. 14

Na obr. 14 je vidět, že šoupátko se pohne nejprve v záporném směru a až po určité době ve správném, předvoleném směru. To je způsobené tím, že síle F_E roste lineárně s konstantní strmostí a hydraulická síla $F_H = S_Z \Delta p$ roste nelineárně, s proměnnou strmostí. V okolí počátku má nelineární průběh hydraulické síly malou strmost růstu a proto je $F_H < F_E$. To má za následek počáteční náběh výchylky šoupátka $y(t)$ do záporných hodnot. Protože šoupátko je koncovým výkonovým stupněm servoventilu, může se tato jeho nevhodná vlastnost přenést na servoventilem řízené zařízení. Například když bude servoventilem s touto vlastností řízen regulační hydrogenerátor pojezdu mobilního pracovního stroje, pak při předvolení jízdy „vpřed“ se stroj rozjede nejprve vzad a hned nato vpřed. Z bezpečnostních důvodů takovou vlastnost mobilní stroj nemůže mít.

Tuto nevhodnou vlastnost řízení lze odstranit několika způsoby:

- volbou průměru clonek a zmenšením vzdálenosti trysek od klapky zvětšit strmost řídicí tlakové charakteristiky v okolí počátku,
- zvětšit hodnotu Δp_{max} zvětšením průtoku Q_G použitím většího napájecího hydrogenerátoru,
- vytvořit necitlivost šoupátka v okolí nuly, volbou dostatečně velkého základního pozitivního krytí řídicích hran Δy_0 na vstupní straně „P“ šoupátka, jak je naznačeno na obr. 15.



Obr. 15

Obvykle je pro dosažení kvalitních vlastností servoventilu potřebná vhodná kombinace všech tří uvedených způsobů úpravy ještě před zahájením sériové výroby.

Závěr

V příspěvku jsou odvozeny vztahy pro výpočet průběhu průtokových a tlakových statických charakteristik systému klapka – tryska, který se používá v konstrukci elektrohydraulických servoventilů. Ukázané zákonitosti jsou využitelné při navrhování nových a ladění používaných servoventilů podobné konstrukce. Nelineární průběh statické tlakové charakteristiky je použit při výpočtu dynamických charakteristik servoventilu.

Lektoroval: Prof. Ing. Rudolf Kaloč, CSc.

Předloženo v prosinci 1998.

Literatura

- [1] Guillon, M.: Étude et détermination des systèmes hydrauliques. Dunod, Paris 1961.
- [2] Koreis, J.: Analýza principů řešení geometrie řídicích hran. VUHYM Dubnica ⁿ/V, 1989.
- [3] Koreis, J.: Ovládání a regulace trakčních systémů. Skripta postgraduálního studia VŠDS Žilina. DT Žilina 1985.
- [4] Turza, J.: Dynamika tekutinových systémů. Skripta SJF VŠDS Žilina, VŠDS Žilina 1994.

Resumé

CHARAKTERISTIKY ELEKTROHYDRAULICKÉHO SERVOVENTILU.

Josef KOREIS, Gabriela KOREISOVÁ

V příspěvku jsou odvozeny vztahy pro výpočet průběhu průtokových a tlakových statických charakteristik systému klapka – tryska, který se používá v konstrukci elektrohydraulických servoventilů. Ukázané zákonitosti jsou využitelné při navrhování nových a ladění používaných

servoventilů podobné konstrukce. Nelineární průběh statické tlakové charakteristiky je použit při výpočtu dynamických charakteristik servoventilu.

Summary

CHARACTERISTIC OF ELECTRO-HYDRAULIC SERVO-VALVE

Josef KOREIS, Gabriela KOREISOVÁ

There is created a relation for course calculation of flow and pressure static characteristic of valve-jet system, used in electro hydraulic servo valves construction, in this paper. These regularities are useable by design of new servo valves and by tuning of used servo valves with similar construction. Unlinear process of static pressure characteristic is used by calculation of servo valve dynamic characteristics.

Zusammenfassung

CHARAKTERISTIKEN DES ELEKTROHYDRAULISCHEN SERVOVENTILS

Im Beitrag sind Beziehungen für die Rechnung des Vorganges der Durchlaufs- und Druckcharakteristiken des Systems Klappe-Düse abgeleitet. Diese Rechnung ist in der Konstruktion des elektrohydraulischen Servoventils verwendet. Gezeigte Gesetzmäßigkeiten sind bei dem Vorschlag neuer Servoventilen und bei der Abstimmung verwandten Servoventilen ähnlichen Konstruktion ausgenutzt. Unlineare Vorgang der statischen Druckcharakteristik ist bei der Rechnung der dynamischen Servoventilscharakteristiken benutzt.