

SIMULACE DYNAMICKÉHO SYSTÉMU AGC NA VÁLCOVNĚ TLUSTÝCH PLECHŮ KVARTO

Bohuslav Pavlok

VŠB-TU Ostrava, katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení
17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba

Abstrakt

Systém AGC (Automatic Gauge Control) překládáme volně jako systém automatického řízení mezery mezi válci na válcovací stolici. Cílem systému je udržet požadovanou tloušťku vývalku během průchodu stolicí po celé jeho délce.

Systém AGC je elektro-hydraulicko-mechanický systém, dnes by se dal označit též jako mechatronický systém, kde jeho jednotlivé části nelze řešit (navrhovat) samostatně.

V příspěvku je popsán systém AGC instalovaný na válcovně tlustých plechů kvarto, je představen jeho matematický model a na základě matematického modelu vytvořený simulační model v prostředí Matlab-Simulink. Na závěr jsou uvedeny příklady simulačních výpočtů.

Systém AGC byl instalován na válcovně tlustých plechů Kvarto 3,5 m ve VÍTKOVICÍCH a.s. Ostrava.

1. Úvod

V roce 1999 došlo v hutích Severomoravského regionu ke dvěma významných realizacím systému automatického řízení mezery mezi válci. Na válcovně tlustých plechů Kvarto 3,5 ve VÍTKOVICÍCH a.s. Ostrava byl instalován nový systém řízení válcovny, jehož součástí je subsystém automatického řízení mezery mezi válci (dále AGC). Ve stejném roce byl v ISPAT Nová huť a.s. v Ostravě-Kunčicích realizován systém AGC na širokopásové válcovací trati P 1500 typu Steckel. Tyto dvě realizace podnítily zájem o problematiku AGC na válcovnách plechů a pásů za tepla.

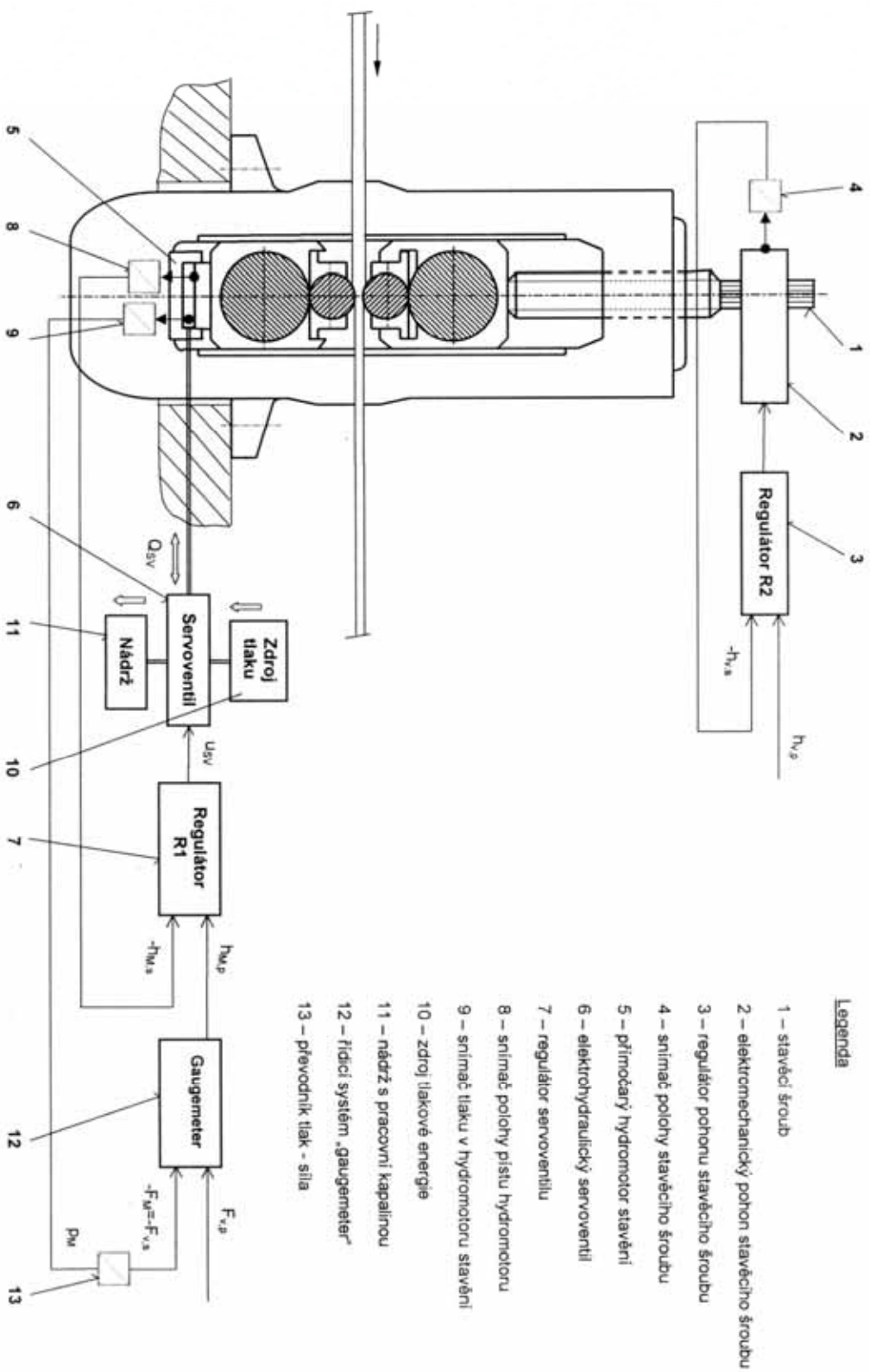
Válcovna tlustých plechů Kvarto 3,5 VÍTKOVICE válcuje plechy tloušťky 5 až 40 mm, šířky až 3,5 m a délky 20 až 30 m. Válcovací stolice vyvine válcovací sílu max. 62 MN.

Jestliže norma ČSN 425310 připouští například u plechu tloušťky 10 mm toleranci (-0,8 ... +1,0) mm, pak požadavky odběratelů jsou dnes podstatně vyšší. Systém automatického řízení (AGC) umožňuje až 10-ti násobné zlepšení přesnosti. Umožňuje například válcování v mínusových tolerancích, což přináší úsporu materiálu o 1,5 až 3,5 %.

2. Systém automatického řízení mezery mezi válci

Systém automatického řízení mezery mezi válci je uveden na obr. 1. Je tvořen přímočarým hydromotorem **5**, elektrohydraulickým servoventilem **6**, řídicí elektronikou servoventilu **7**, snímačem polohy pístu hydromotoru **8**, zdrojem tlakové energie **10** a nádrží **11**. Nulové hodnotě vstupního signálu odpovídá nulová poloha pístu, která je posunuta přibližně doprostřed pracovního zdvihu pístu. Zpětná vazba od snímače polohy pístu **8** zajišťuje, že se hydromotor stavění chová jako absolutně tuhý člen. Kompenzuje tedy vliv stlačitelnosti kapaliny, případně i vliv volného vzduchu v kapalině. Nekompenzuje vliv proměnné válcovací síly na výstupní tloušťku vývalku. Ta je kompenzována systémem *Gaugemeter*, pol. **12**.

Princip systému „Gaugemeter“ je založen na lineárním vztahu mezi válcovací silou a pružnou deformací stolice. Reguluje mezeru mezi válci tak, aby byla zachována konstantní hodnota vztahu:



Legenda

- 1 – stavěcí šroub
- 2 – elektromechanický pohon stavěcího šroubu
- 3 – regulátor pohonu stavěcího šroubu
- 4 – snímač polohy stavěcího šroubu
- 5 – přímočárý hydromotor stavění
- 6 – elektrohydraulický servoventil
- 7 – regulátor servoventilu
- 8 – snímač polohy pístu hydromotoru
- 9 – snímač tlaku v hydromotoru stavění
- 10 – zdroj tlakové energie
- 11 – nádrž s pracovní kapalinou
- 12 – řídicí systém „gaugemeter“
- 13 – převodník tlak - síla

Obr. 1 Dva nezávislé systémy řízení mezery mezi válci na stolici kvarto

$$\frac{F_v}{k_{F,y}} + h_v = konst \quad (1)$$

kde F_v je velikost válcovací síly,
 $k_{F,y}$ - tuhost stolice,
 h_v - nastavená mezera mezi pracovními válci stolice.

Po vstupu vývalku mezi pracovní válce stolice a po odeznění přechodového jevu se změří skutečná válcovací síla $F_{v,S}$ snímačem tlaku **9** a vede se na vstup systému „Gaugemeter“. Zde se odečítá od hodnoty předpokládané válcovací síly $F_{v,P}$ a získaný rozdíl $F_{v,P} - F_{v,S}$ se přepočítává na hodnotu deformace stolice podle vztahu

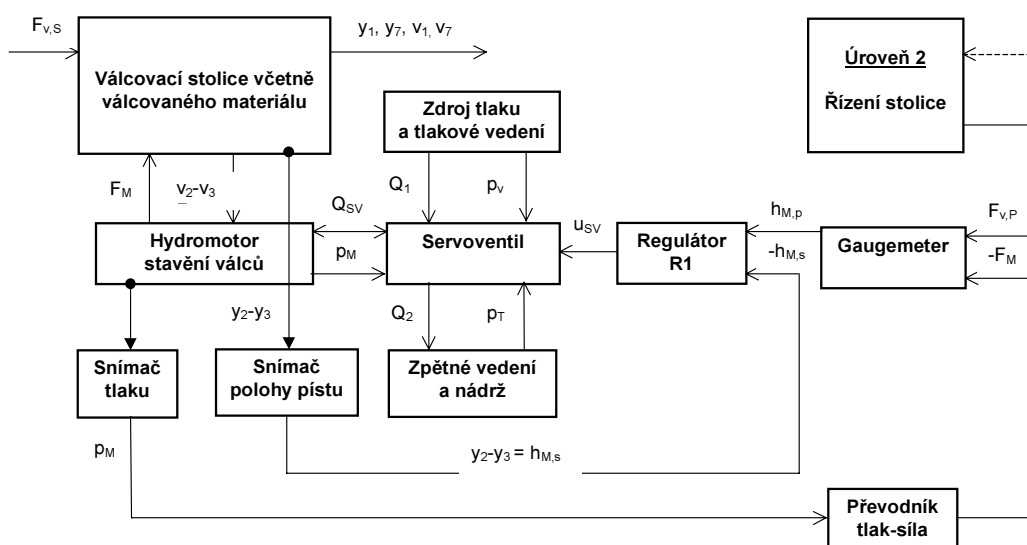
$$F_{v,P} - F_{v,S} = k_{F,y} \cdot \Delta y \quad (2)$$

kde Δy – deformace stolice způsobená změnou válcovací síly.

Prímočarý hydromotor stavění **5** musí být schopen vyvinout sílu až do hodnoty maximální válcovací síly. To mu umožňuje vyvozovat pohyb pístu i během procesu válcování, a tak upravovat velikost válcovací mezery. Průměr pístu hydromotoru dnes dosahuje u kvartostolic hodnoty $D = 1300$ mm, u Kvarta 3,5 m VÍTKOVICE činí 1200 mm, pracovní tlak se pohybuje od 28 MPa do 35 MPa.

3. Matematický model systému AGC

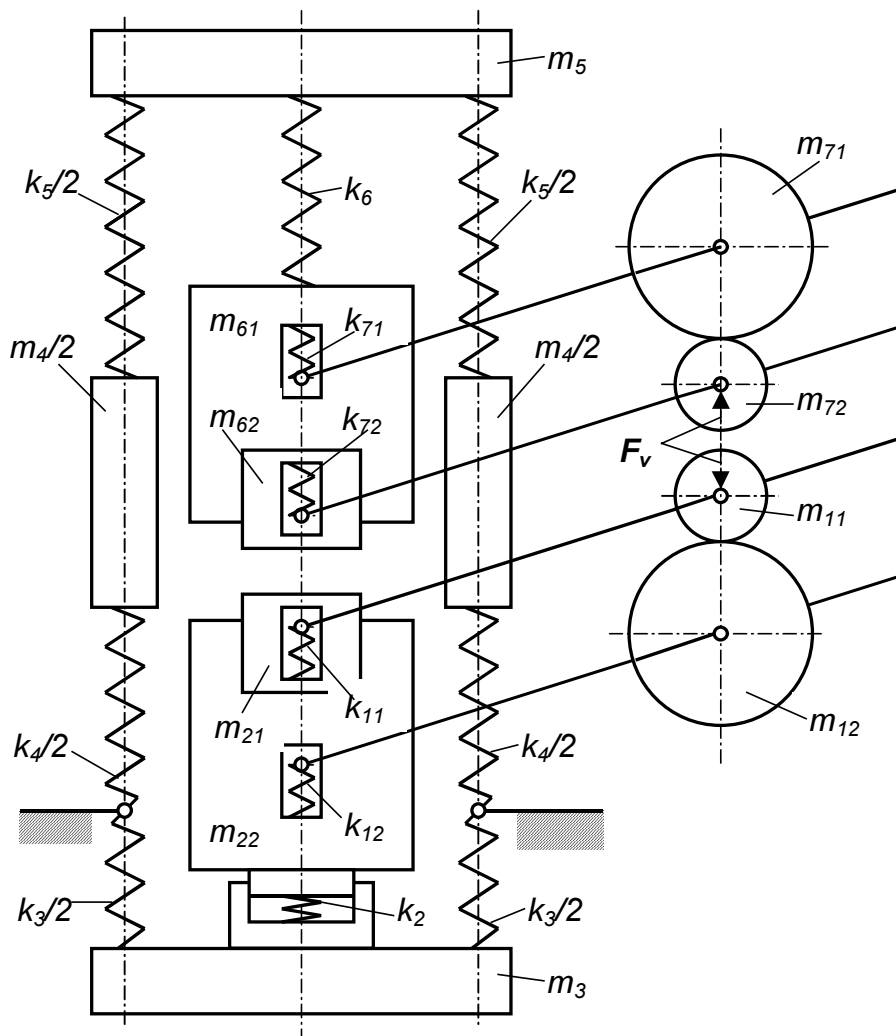
Zkoumaný systém je relativně členitý a složitý dynamický systém. Zkoumaný systém vychází ze schématu řízení stolice obr. 1 a je znázorněn blokově na obr. 2. Jednotlivé bloky představují současně subsystémy zkoumaného systému.



Obr. 2 Blokové schéma systému automatického řízení mezery mezi válci na stolici

Při tvorbě matematického modelu využijeme analytického deterministického přístupu. Na základě výkresové dokumentace a technických podkladů výrobců prvků sestavíme matematické modely prvků a postupně subsystémů zkoumaného systému.

Mechanický model je uveden na obr. 3. Jedná se o kmitavý systém se 7⁰ volnosti, z toho horní část stolice má 4⁰ volnosti, spodní část 3⁰ volnosti.



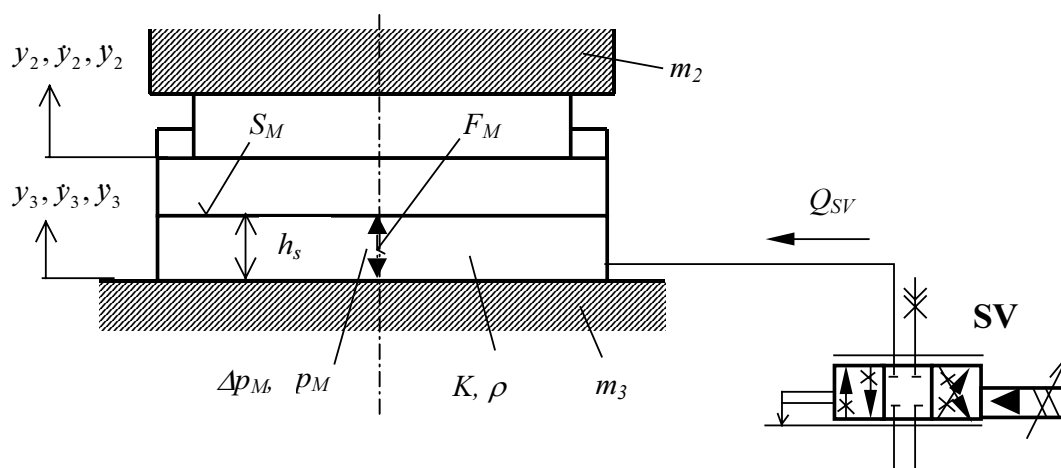
Obr.3 Rozložení hmotností a tuhostí modelu stolice se soustředěnými parametry m_i – hmotnosti jednotlivých částí stolice, k_i – tuhosti jednotlivých částí stolice

Při uvažování hmotností jednotlivých částí stolice m_i , tuhostí k_i a lineárního materiálového tlumení jednotlivých částí stolice b_i obdržíme soustavu pohybových rovnic popisujících dynamické chování stolice, v maticovém vektorovém tvaru:

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{Y}} + \mathbf{B} \cdot \dot{\mathbf{Y}} + \mathbf{K} \cdot \mathbf{Y} = \mathbf{F} \quad (3)$$

kde \mathbf{M} je matice hmotností, \mathbf{B} - matice tlumení, \mathbf{K} - matice tuhostí, \mathbf{Y} - vektor výchylek, \mathbf{F} - vektor budících sil.

Hydromotor stavění válců s vyznačením použitých veličin je uveden na obr. 4.



Obr.4 Hydromotor stavění válců řízený servoventilem SV

Vztah mezi tlakovým spádem v hydromotoru Δp_M , průtokem od servoventilu Q_{SV} a relativní rychlostí pístu hydromotoru $v_2 - v_3$ popisuje diferenciální rovnice

$$\frac{d\Delta p_M}{dt} = -\frac{G_M}{C_M} \cdot \Delta p_M - \frac{S_M}{C_M} (v_2 - v_3) + \frac{1}{C_M} \cdot Q_{SV} \quad (4)$$

Servoventil je uvažován dvojstupňový; 1. stupeň je popsán přenosem

$$G_{sv}(s) = \frac{K_{sv}}{T_{sv}^2 \cdot s^2 + 2\xi_{sv} \cdot T_{sv} \cdot s + 1} \quad (5)$$

s uvažovanou hodnotou poměrného součinitele tlumení $\xi = 0,7$, 2. stupeň – řídicí šoupátko – je popsáno jako nelineární člen, s uvažováním nelineárního vztahu mezi tlakovým spádem a průtokem

$$Q \approx \sqrt{\Delta p} \quad (6)$$

Válcovaný materiál se projevuje jednak jako proměnná budící síla F_v , jednak jako materiálové tlumení b_m

$$b_m = \frac{F_v \cdot D}{\Delta \dot{H}} \quad (7)$$

kde F_v je válcovací síla, D - průměr pracovních válců stolice, ΔH - úběr, $\Delta \dot{H} = \partial \Delta H / \partial t$ - rychlost deformace válcovaného materiálu.

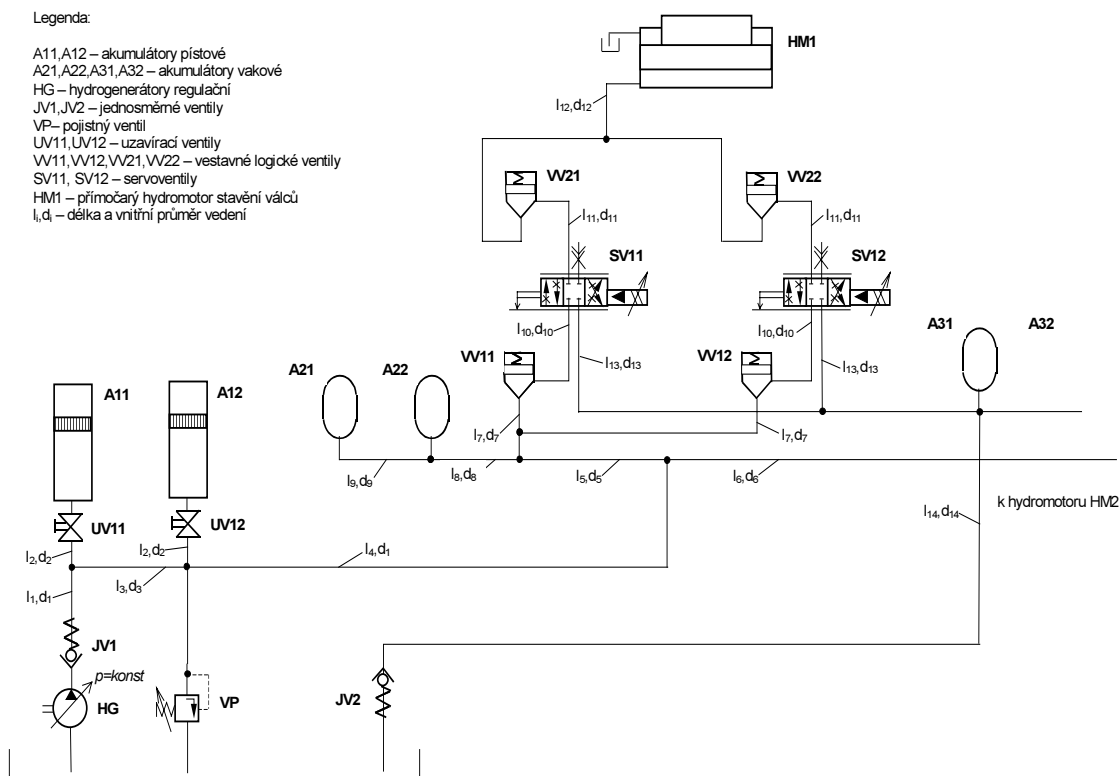
Rychlost deformace $\Delta \dot{H}$:

$$\Delta \dot{H} = \frac{v_M \cdot \Delta H}{\sqrt{R \cdot \Delta H}} \quad (8)$$

kde R je poloměr pracovních válců, v_M - obvodová rychlost pracovních válců.

Zjednodušené schéma hydraulického systému je uvedeno na obr. 5.

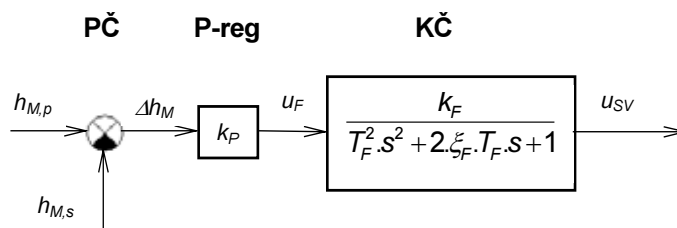
1



Obr. 5 Zjednodušené schéma hydraulického systému

Matematický popis hydraulického systému je poměrně složitý a přesahuje možnosti tohoto článku. Byl publikován například v [2].

Blokové schéma regulátoru je uvedeno na obr. 6.



Obr. 6 Blokové schéma regulátoru

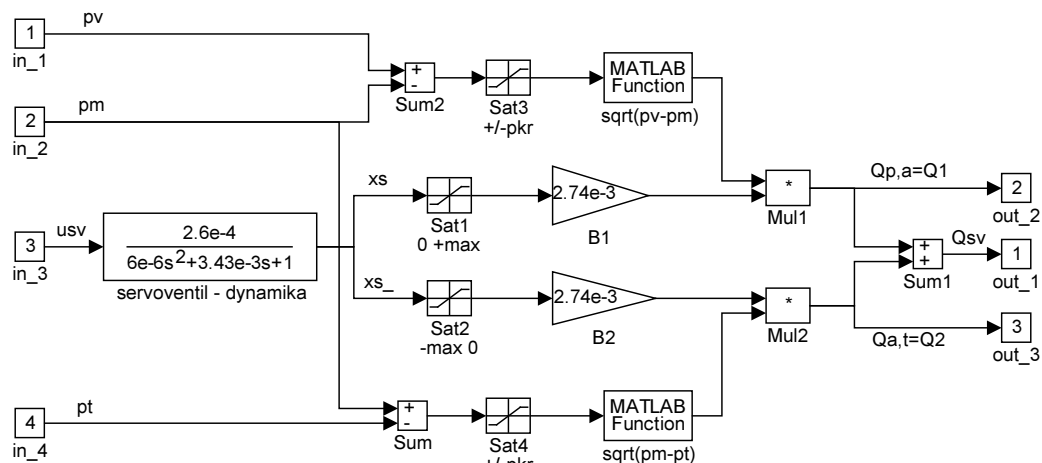
Jednotka „Gaugemeter“ přepočítává odchylku síly $\Delta F = F_{v,p} - F_{v,s}$ na odpovídající hodnotu deformace stolice Δy podle vztahu

$$\Delta y = \frac{\Delta F}{k_s} \quad (9)$$

Deformaci stolice Δy eliminuje regulační systém AGC odpovídajícím pohybem pístu hydromotoru stavění h_M .

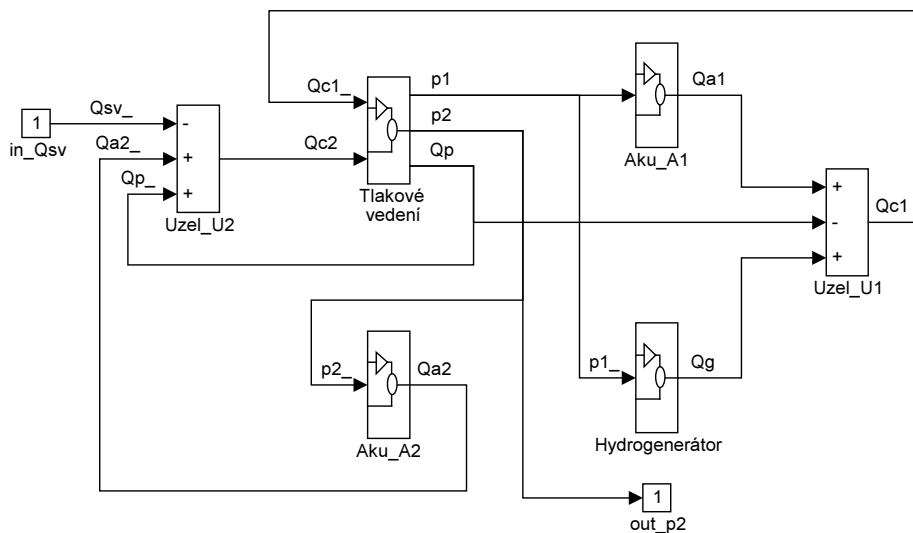
4. Simulační model systému AGC

Pro počítačovou simulaci bylo zvoleno prostředí Matlab-Simulink. Postupně byly vytvořeny makromodely jednotlivých prvků systému, odladěny a z nich byl vytvořen makromodel vyššího celku. Pro ilustraci je na obr. 7 uveden simulační model servoventilu.



Obr. 7 Simulační model servoventilu

Simulační model například hydraulického systému je pak tvořen čtyřmi makromodely subsystémů popisujících hydrogenerátor, hydraulické akumulátory a tlakové vedení:

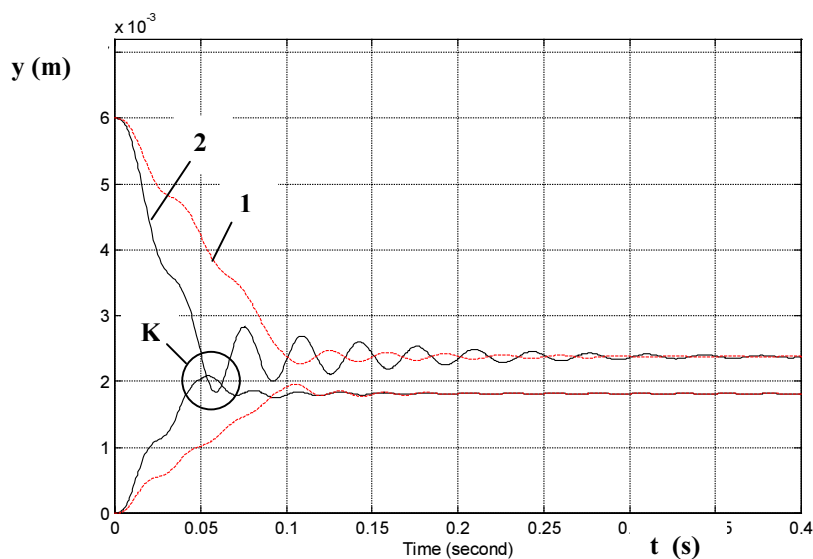


Obr. 8 Simulační model hydraulického systému

Simulační model celého systému AGC obsahuje celkem téměř 40 makromodelů subsystémů s 326 bloky.

5. Příklad simulačního výpočtu

Příkladem simulačního výpočtu je situace po výběhu válcovaného materiálu ze stolice, demonstrovaná na obr. 9.



Obr. 9 Simulovaný průběh výchylek pracovních válců y pro případ výstupu vývalku konečné tloušťky 6 mm ze stolice

y – výchylky pracovních válců, **1** – pro dobu výstupu vývalku $T = 0,1$ s, **2** – pro dobu výstupu vývalku $T = 0,05$ s, **K** – místo kolize pracovních válců

Všimněme si, že v místě **K** dochází ke kolizi (střetnutí) pracovních válců stolice, což může vést k jejich poškození. Úpravou výstupní rychlosti (křivka 1) se možnost kolize odstraní.

6. Závěr

Simulační model umožní simulovat činnost systému AGC ještě ve fázi jeho návrhu. To umožní projektantovi zařízení včas upravit parametry projektovaného zařízení. Umožní předcházet nebezpečným provozním stavům, jako kolizi pracovních válců při výstupu vývalku ze stolice, poruchám akumulátorů a dalších prvků v důsledku oscilací, tlakových a průtokových špiček aj. Simulace umožní nalézt takové hodnoty parametrů regulátorů, aby byly splněny protichůdné požadavky na rychlost regulace, přesnost regulace a současně minimální dynamické zatěžování jak mechanické konstrukce, tak součástí hydraulického systému.

Příspěvek je výsledkem řešení výzkumného záměru MSM 2723 0000 8 s názvem „Inovace strojů a zařízení směrem ke zvyšování výkonnosti, spolehlivosti, úspor energie ...“.

Literatura

- [1] Pavlok, B. *Simulace dynamického chování systému automatického řízení mezery mezi válci na válcovně tlustých plechů kvarto*. Habilitační práce. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2002. 188 s.
- [2] Pavlok, B. Simulace dynamických jevů v hydraulickém systému s akumulátory a dlouhým vedením. In *18. mezinárodní konference Hydraulika a pneumatika*. Praha: Česká strojnická společnost a VŠB-TU Ostrava, 2003, s. 131-136. ISBN 80-02-01567-3.