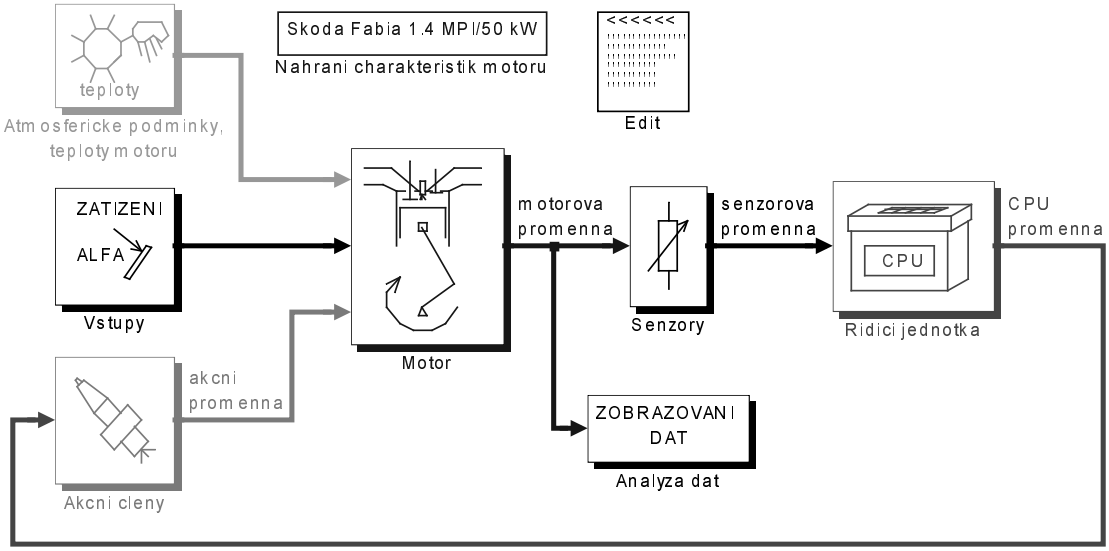
MODELOVÁNÍ HNACÍHO ÚSTROJÍ OSOBNÍCH AUTOMOBILŮ V MATLAB / SIMULINK

Ing. Michal Jurák

VŠB TU Ostrava, Fakulta Strojní, Katedra Automatizační techniky a řízení 352

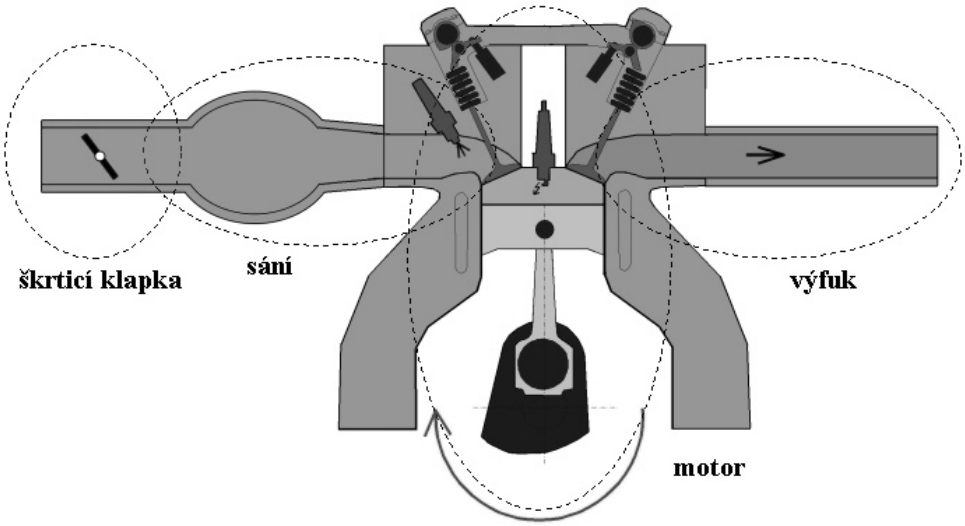
1 MODEL MOTORU

Model motoru je vytvořen v simulačním programu MATLAB/SIMULINK a vychází z modelu motoru popsaného v [Weeks, R.W. & Moskwa, J.J. 1995]. Do řídicí jednotky jdou signály jako ze snímačů, výstupy z jednotky jsou v modelu zpracovávány. Všechna data použitá v tomto modelu jsou z automobilu ŠKODA Fabia.



Obrázek. 1 Simulační schéma celého motoru

Model motoru je rozdělen do jednotlivých funkčních bloků: motor, senzory a řídicí jednotka, akční členy. Mimo těchto bloků jsou použity bloky pro vnější parametry (teplota, tlak, zátěž motoru, poloha pedálu). Všechny důležité proměnné jsou složeny do vektorů v jednotlivých blocích. Pro všeobecnější použití modelu pro různé parametry motorů je potřeba před spuštěním simulace nahrát do paměti programu MATLAB charakteristiky motoru.



Obrázek 2. Rozdělení motoru na jednotlivé funkční části

Model motoru je založen na fyzikálních vlastnostech a zachycuje hlavní dynamiku obsaženou v zapálení směsi a vzniku krouticího momentu. Motor je popsán jako model se soustředěnými parametry. Je to průběžně zpožděný model pro předpověď krouticího momentu, původně v [Weeks, R.W. & Moskwa, J.J. 1995] navržený pro testování řídicích jednotek. Blok *motoru* obsahuje čtyři jednotlivé subsystémy*: škrticí klapka, sací potrubí, blok motoru a výfukové potrubí*, rozdělené do jednotlivých částí podle své funkce.

1.1 ŠKRTICÍ KLAPKA

V tomto bloku se vypočítává celkové množství vzduchu proudící přes škrticí klapku do sacího potrubí. $\dot{m}_{sk}$. Množství vzduchu proudící přes škrticí klapku je vypočteno jako jednorozměrné izoentropické proudění, které je funkcí průtočného průřezu škrticí klapky, poměru sacího a atmosférického tlaku, teploty okolí a univerzální plynové konstanty [Enenkl, V., Chrastina, J. 1980] podle rovnice (1):

$$\dot{m}_{skn} = S \cdot \frac{p_{atm}}{\sqrt{r \cdot T_{atm}}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1}\left[\left(\frac{p_{sac}}{p_{atm}}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{sac}}{p_{atm}}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}\right]}, \tag{1}$$

kde je S průtočný průřez přes škrticí klapku (S = f(φ_α)), p_{sac} tlak v sacím potrubí, r univerzální plynová konstanta (pro vzduch r = 287 J/kg°K), κ Poissonova konstanta (pro vzduch κ = 1,4), p_{atm}, T_{atm} okolní podmínky (atmosférický tlak, teplota).
Bude-li tlak v sání nižší než tlak kritický, bude na výstupu maximální hmotnostní tok. Pro určitý poměr tlaků je při stejných průtočných průřezech hmotnostní tok vzduchu závislý pouze na počátečním stavu. Hodnota kritického tlaku je dána rovnicí (2):

$$p_k = p_{atm} \cdot \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \tag{2}$$

$$\dot{m}_{skn_{\max}} = S \cdot \frac{p_{atm}}{\sqrt{r \cdot T_{atm}}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa + 1}} \cdot \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \tag{3}$$

1.2 SACÍ POTRUBÍ

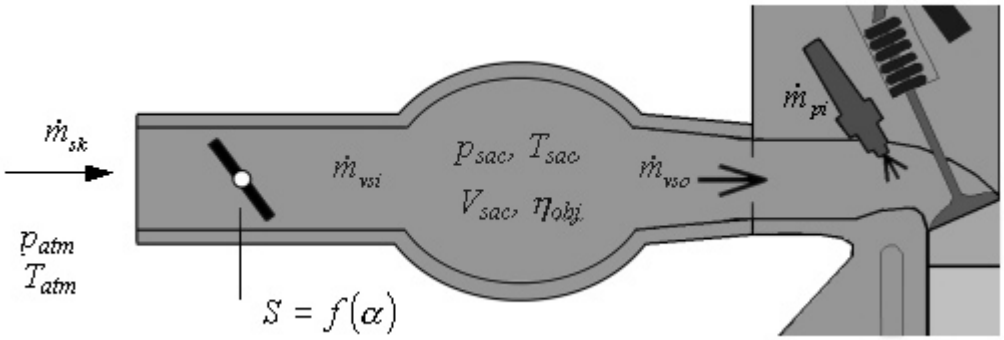
Sací potrubí lze rozdělit do dynamických subsystémů, které budou popsány samostatně – *dynamika vzduchu* a v*střikování paliva* [Weeks, R.W. & Moskwa, J.J. 1995]. Předpokládá se, že vzduch je v prostoru sacího potrubí akumulován, proto k popisu je potřeba diferenciálních rovnic. Hlavními cíli při popisu sacího potrubí je určení veličin: sacího tlaku, množství vzduchu, paliva a poměru vzduch/palivo, které jsou potřeba při dalších výpočtech.
Množství vzduchu proudící ze sacího potrubí do motoru se určí v bloku d*ynamika vzduchu*. Množství paliva vstupující do motoru je vypočteno v bloku v*střikování paliva* za předpokladu, že nedochází ke vzájemné interakci s dynamikou vzduchu. Tento efekt lze podle [Weeks, R.W. & Moskwa, J.J. 1995] zanedbat. Poměr vzduch/palivo *VPpom* v sání se jednoduše vypočte podělením množství vzduchu na výstupu ze sání celkovým množstvím paliva na výstupu ze sání podle rovnice (4):

$$VPpom = \frac{\dot{m}_{vso}}{\dot{m}_{po}}, \tag{4}$$

kde je $\dot{m}_{vso}$ množství vzduchu proudící ze sacího potrubí do motoru a $\dot{m}_{po}$ celkové množství paliva tekoucí ze sacího potrubí do motoru.

Dynamika vzduchu

Blok d*ynamika vzduchu* je rozdělen do dvou subsystémů*: dynamika plnění sacího potrubí*, kde se vypočítává sací tlak a c*elkové množství vzduchu rychlostně-hustotní výpočet*, kde se vypočítává množství vzduchu proudící do motoru.



Obrázek 1 Škrticí klapka a sací potrubí

V subsystému d*ynamika plnění sacího potrubí* se z hmotové bilance a stavové rovnice vypočítává sací tlak podle rovnic (5), (6) [Weeks, R.W. & Moskwa, J.J. 1995]:

$$\frac{d}{dt}(p_{sac}) = \left(\frac{\dot{T}_{sac}}{T_{sac}} - C_1 \cdot \omega_M \cdot \eta_{obj}\right) \cdot p_{sac} + \frac{r \cdot T_{sac}}{V_{sac}} \dot{m}_{sk}, \tag{5}$$

$$C_1 = \frac{V_{mot}}{V_{sac} \cdot 4 \cdot \pi}, \tag{6}$$

kde je p_{sac} tlak v sacím potrubí, T_{sac} teplota v sacím potrubí, C_1 konstanta rychlostně-hustotní kalkulace, ω_M úhlová rychlost motoru, η_{obj} objemová účinnost motoru určená z empirické charakteristiky $\eta_{obj} = f(\omega_M, P_{sac})$, r univerzální plynová konstanta, $\dot{m}_{sk}$ množství vzduchu proudící přes škrticí klapku do sacího potrubí, V_{mot} objem motoru a V_{sac} objem sacího potrubí.

V subsystému c*elkové množství vzduchu* se vypočte na základě okamžité hustoty proudícího vzduchu a okamžitého objemového průtoku, množství vzduchu vstupující do motoru po dobu jeho 2 otáček podle rovnic (7), (8) (rychlostně-hustotní výpočet), podle [Weeks, R.W. & Moskwa, J.J. 1994]. Při tomto výpočtu se předpokládá, že vzduch je homogenní a má stejnou molekulovou hmotnost a teplotu:

$$\rho_{sac} = \frac{p_{sac} \cdot 1000}{r \cdot T_{sac}}, \tag{7}$$

$$\dot{m}_{vso} = \eta_{obj} \cdot \rho_{sac} \cdot V_{mot} \cdot \frac{\omega_M}{2ot} = \eta_{obj} \cdot \rho_{sac} \cdot V_{mot} \cdot \frac{\omega_M}{4 \cdot \pi}, \tag{8}$$

kde je ρ_{sac} okamžitá hustota vzduchu v sání, $\dot{m}_{vso}$ množství vzduchu vstupující do motoru po dobu jeho 2 otáček a $2ot = 4 \cdot \pi$ dvě otáčky motoru.

Vstřikování paliva

Vstříknuté množství paliva $\dot{m}_{pi}$ je zpožděno o ($t - T_{d1}$), což je doba od začátku vstřiku paliva do uzavření sacího ventilu, a je rozděleno na tři složky paliva. První složka je množství paliva vstříknuté přímo do válce, proto je toto množství zpožděno pouze o dobu ($t - T_{d1}$). Druhá

složka je množství paliva stékající po stěnách sacího potrubí, vlastnostmi je to vlastně setrvačný člen 1.řádu. Třetí složka je odpařené množství paliva, které se dostává do sacího potrubí a je nasáto motorem při dalším zdvihu, proto je zpožděno ještě o dobu ($t - T_{d2}$), což je doba odpovídající 2 otáčkám motoru. Vzhledem ke skutečnosti, že druhé dvě složky se také dostanou do válce při další otáčce motoru, nebude vstříknuté palivo rozděleno na tři části, ale bude pouze zpožděno o ($t - T_{d1}$). Množství paliva, vystupující ze sacího potrubí $\dot{m}_{po}$, je dáno rovnicemi (9), (10).

$$\dot{m}_{po} = \dot{m}_{pi}\Big|_{(t-T_{d1})}, \tag{9}$$

$$T_{d1} = \frac{\varphi_{IVC} - \varphi_{SOI}}{\omega_M} \cdot \frac{\pi}{180}, \tag{10}$$

kde je φ_{SOI} úhel natočení klikového hřídele motoru při uzavření sacího ventilu a φ_{IVC} úhel natočení klikového hřídele motoru při začátku vstřiku paliva.

1.3 BLOK MOTORU

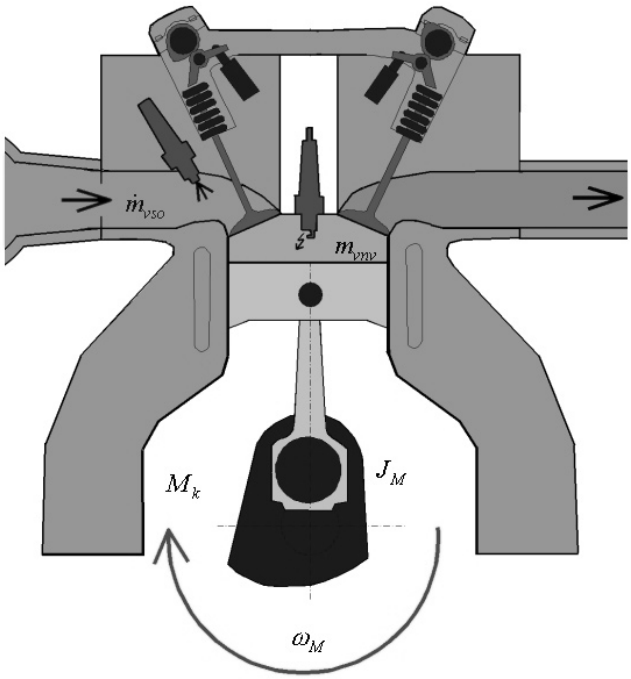
Výstupem b*loku motoru* je velikost krouticího momentu a použitím pohybové rovnice pro rotaci výpočet rotační dynamiky. Tento blok se skládá ze subsystémů: b*lok vzniku krouticího momentu* a *zpoždění poměru vzduch/palivo od sání k výfuku.*

Výpočet vzniklého krouticího momentu

Teoretický kroutící moment spolu s momentem zátěže vstupuje do pohybové rovnice. Po úpravě pohybové rovnice se dostane zrychlení motoru, z kterého se integrací vypočte úhlová rychlost motoru podle rovnice (11):

$$J_M \frac{d\omega_M}{dt} = M_{vys} - M_z \quad \rightarrow \quad \frac{d\omega_M}{dt} = \frac{1}{J_M} \cdot \left(M_{vys} - M_z\right), \tag{11}$$

kde je M_{brz} krouticí moment na brzdě, M_z moment zátěže a J_M redukovaný hmotnostní moment motoru do osy klikového hřídele.

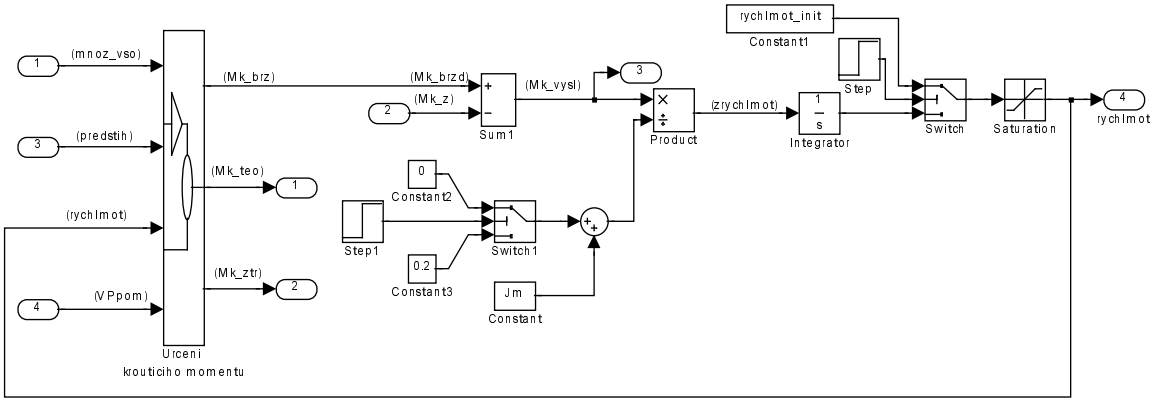


Obrázek 2 Schéma bloku motoru

Pro určení krouticího momentu se musí nejdříve určit maximální teoretický moment $M_{\max}$, který je určen ze změřené charakteristiky v závislosti na rychlosti motoru a množství vzduchu na zdvih válce. Tento maximální teoretický krouticí moment motoru je vynásoben koeficientem vlivu předstihu zapalování na krouticí moment a koeficientem vlivu poměru vzduch/palivo na krouticí moment a je zpožděn o dobu *(t-(T_{d1}+T_{d2}))*. Od této hodnoty se odečte hodnota ztrátového momentu M_{ztr} podle rovnice (12):

$$M_{teo} = M_{\max} \cdot k_{vz} \cdot k_{vVP}\Big|_{t-(T_{d1}+T)_{d1}} - M_{ztr}, \tag{12}$$

kde je k_{vz} koeficient vlivu předstihu zapalování na krouticího momentu, k_{vVP} koeficient vlivu poměru vzduch/palivo na krouticího momentu, φ_{pred} skutečný předstih zapalování, φ_{Rpred} referenční předstih zapalování ($\varphi_{Rpred} = f(\omega_M, m_{vnv})$), T_{d1} zpoždění od uzavření sacího ventilu do zapálení směsi a T_{d2} zpoždění od zapálení směsi do vzniku krouticího momentu.



Obrázek 3 Blokové schéma části Bloku motoru v programu MATLAB/Simulink

Koeficient vlivu předstihu zapalování na krouticího momentu se určí v závislosti na odchylce předstihu zapalování od jeho referenční hodnoty. Hodnota referenčního předstihu je závislá na rychlosti motoru a množství vzduchu na zdvih válce.

Koeficient vlivu poměru vzduch/palivo na kroutícího momentu se určí v závislosti na odchylce tohoto poměru od jeho žádané hodnoty ($VPpom_{ref}$ = 14,7).

Aby příslušný krouticí moment odpovídal příslušným okamžitým hodnotám proměnných motoru, je třeba jej zpozdit o následujícími zpoždění: doba od uzavření sacího ventilu do zapálení směsi T_{d1} a doba od zapálení směsi do vzniku krouticího momentu T_{d2}:

$$T_{d1} = \frac{(142 - \varphi_{pred}) \cdot \pi}{180 \cdot \omega_M}, \tag{13}$$

$$T_{d2} = \frac{(\varphi_{pred} + 45) \cdot \pi}{180 \cdot \omega_M}. \tag{14}$$

Ztrátový krouticí moment je určen ze změřené charakteristiky v závislosti na rychlosti motoru a množství vzduchu na zdvih válce. Množství vzduchu na válec se určí z množství vzduchu vstupující do motoru a z rychlosti motoru podle rovnice (15):

$$m_{vnv} = \frac{1000 \cdot 4 \cdot \pi}{n_v \cdot \omega_M}, \tag{15}$$

kde je m_{vnv} [mg] množství vzduchu na zdvih válce, ω_M úhlová rychlost motoru a n_v počet válců motoru.

Zpoždění poměru vzduch/palivo od sání k výfuku

Časová konstanta tohoto zpoždění je závislá na rychlosti motoru a časování ventilů podle rovnice (16):

$$T_{dVP} = \frac{\varphi_{SV}}{\omega_M} = \frac{540 \cdot \pi}{180 \cdot \omega_M} = \frac{3 \cdot \pi}{\omega_M}, \tag{16}$$

kde je φ_{SV} úhel zpoždění mezi sacím a výfukovým ventilem (90° sání + 180° komprese + 180° expanze + 90° výfuk)

1.4 VÝFUKOVÉ POTRUBÍ

Nakonec je potřeba vypočítat poměr vzduchu a spalin ve výfuku a tlak ve výfukovém potrubí. Poměr vzduchu a spalin se jednoduše vypočte jako zpožděný výstup z motoru. Hodnota zpoždění se určí z empirického vzorce (17) podle [Weeks, R.W. & Moskwa, J.J. 1995]:

$$T_{d1} = \frac{1{,}537}{\omega_M} + 0{,}0156, \tag{17}$$

kde je T_{d1} zpoždění od výfuku z motoru do výfukového potrubí (k lambda sondě).

Výpočet tlaku ve výfukovém potrubí

Tlak ve výfukovém potrubí se určí podle sacího tlaku, tlaku okolí a rychlosti motoru s využitím empirických vzorců (18), (19) [Weeks, R.W. & Moskwa, J.J. 1995]. Aby odpovídaly hodnoty tlaku ve výfukovém potrubí příslušným hodnotám v sání a otáčkám motoru, musí být tlak ve výfukovém potrubí zpožděn o hodnotu $T_{dP_{vyf}}$.

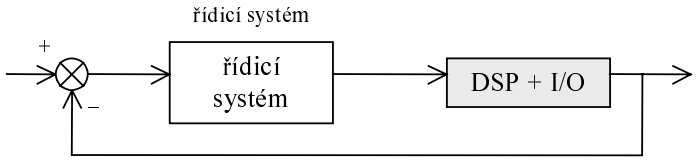
$$p_{vyf} = p_{atm} + 2 \cdot p_{sac} \cdot (1{,}7 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_M - 0{,}12), \tag{18}$$

$$T_{dP_{vyf}} = \frac{\varphi_{SVY}}{\omega_M} = \frac{5 \cdot \pi}{\omega_M}, \tag{19}$$

kde je φ_{SVY} zpoždění mezi sáním a výfukem (dáno úhlem natočení klikového hřídele).

2 METODA HARDWARE-IN-THE-LOOP SIMULATION

Metoda hardware-in-the-loop simulation se v dnešní době stává standardním nástrojem pro vývoj řídicích jednotek automobilů. Jednotlivé jednotky nebo i celé vozidlo lze nahradit simulačním matematickým modelem počítaným v reálném čase za použití malých a výkonných počítačových systémů. Ostatní jednotky nebo komponenty, které chceme testovat nebo chceme zkoušet jejich nastavení, jsou zapojeny do simulace v uzavřené smyčce.

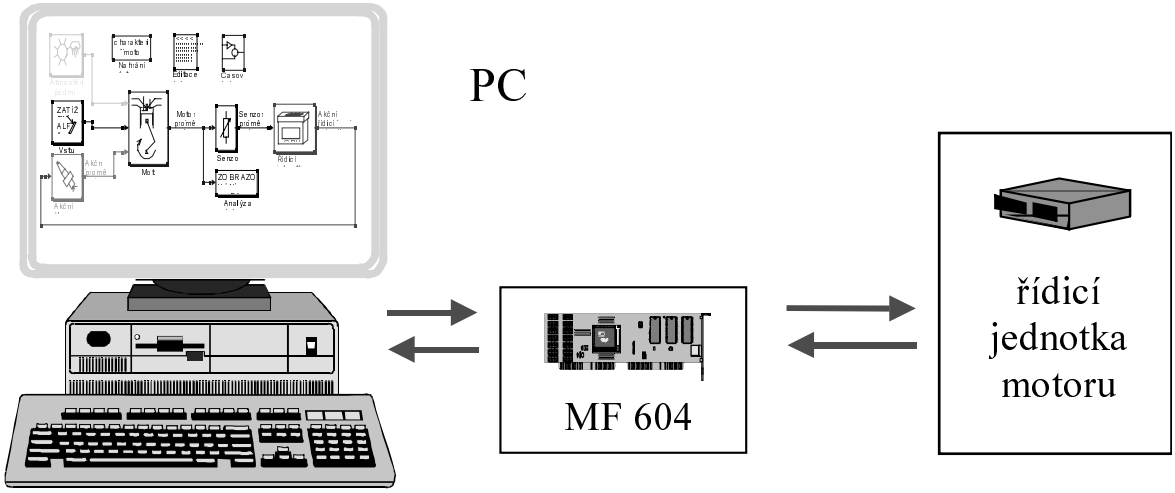


Obrázek 6 Schéma Hardware-in-the-loop simulation

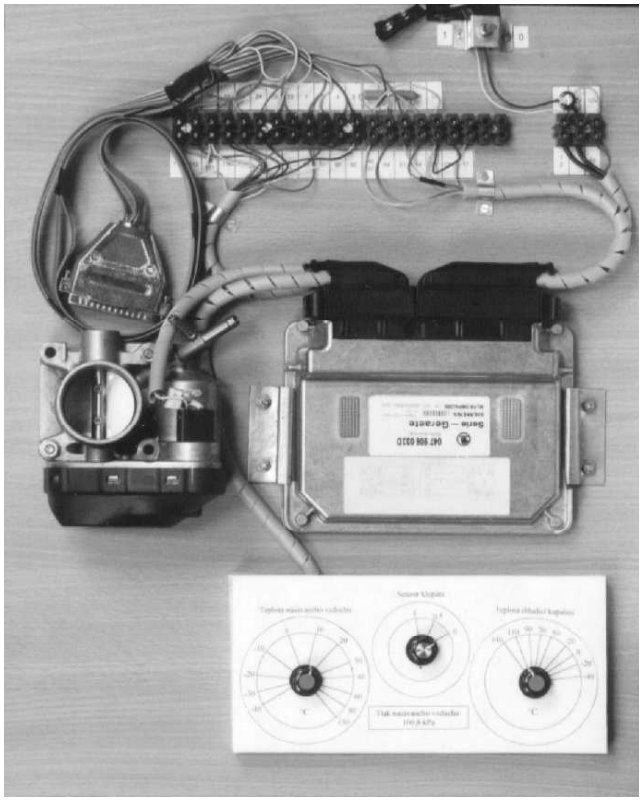
Při hardware-in-the-loop simulation testování řídicí jednotky musí být model vytvořený v počítači spuštěn v reálném čase. V tomto případě není možná žádná transformace času, protože řídicí jednotka kontroluje hodnoty vstupů ze snímačů. Z těchto signálů vypočítává další údaje, které slouží pro rozhodování o chybových hlášeních. Například podle signálu z čidla otáček je jednotka schopna zjistit, zda došlo k zapálení směsi.

3 ZAŘÍZENÍ PRO TESTOVÁNÍ ŘÍDICÍCH JEDNOTEK

Pro testování řídicí jednotky metodou hardware-in-the-loop simulation bylo vytvořeno pracoviště, které je vybaveno řídicí jednotkou SIEMENS Simos 3PB (z automobilu ŠKODA Fabia 1.4 50kW) a PC s programem MATLAB/SIMULINK (viz. Obrázek 8).



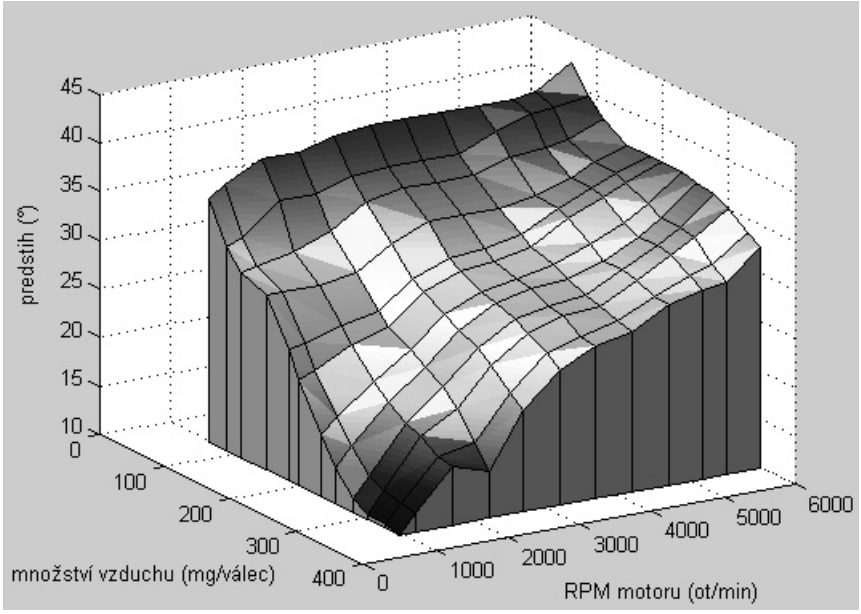
Obrázek 7 Princip zapojení



Obrázek 8 Vytvořené zařízení pro testování řídicích jednotek metodou HWILS

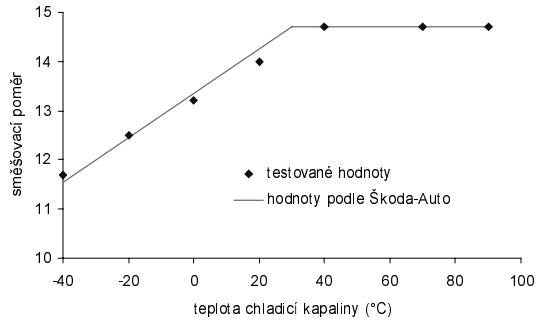
3.1. TESTOVANÉ HODNOTY

Na následujících obrázcích jsou ukázány výsledky testů řídicí jednotky, jak příklady map v její paměti tak i testované vnější charakteristiky.

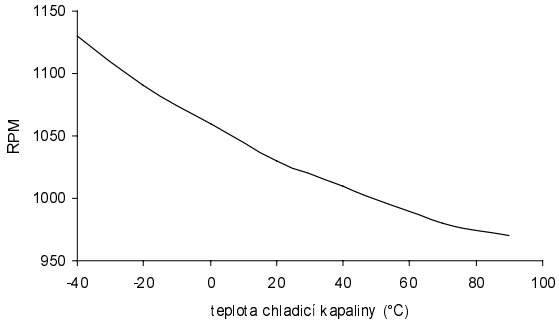


Obrázek 9 Závislost předstihu na otáčkách a množství nasátého vzduchu

Na obrázku 9 je zobrazení mapy předstihu. Velikost předstihu je určena experimentálně, na reálném motoru a to tak, aby nedošlo ke klepání motoru. Tvar mapy předstihu si lze jednoduše vysvětlit následovně: předstih se při konstantních otáčkách zmenšuje se vzrůstajícím množstvím nasátého vzduchu (resp. otevřenou škrticí klapkou), což souvisí s klasickou podtlakovou regulací. Nárůst předstihu při vzrůstajících otáčkách a konstantním otevření klapky souvisí s klasickou odstředivou regulací. Na obrázcích 10 a 11 jsou zobrazeny výsledky testování řídicí jednotky na příkladech vlivu teploty chladící kapaliny na množství vstříknutého paliva a volnoběžné otáčky.



Obrázek 10 Vliv teploty chladící kapaliny na požadovaný směšovací poměr



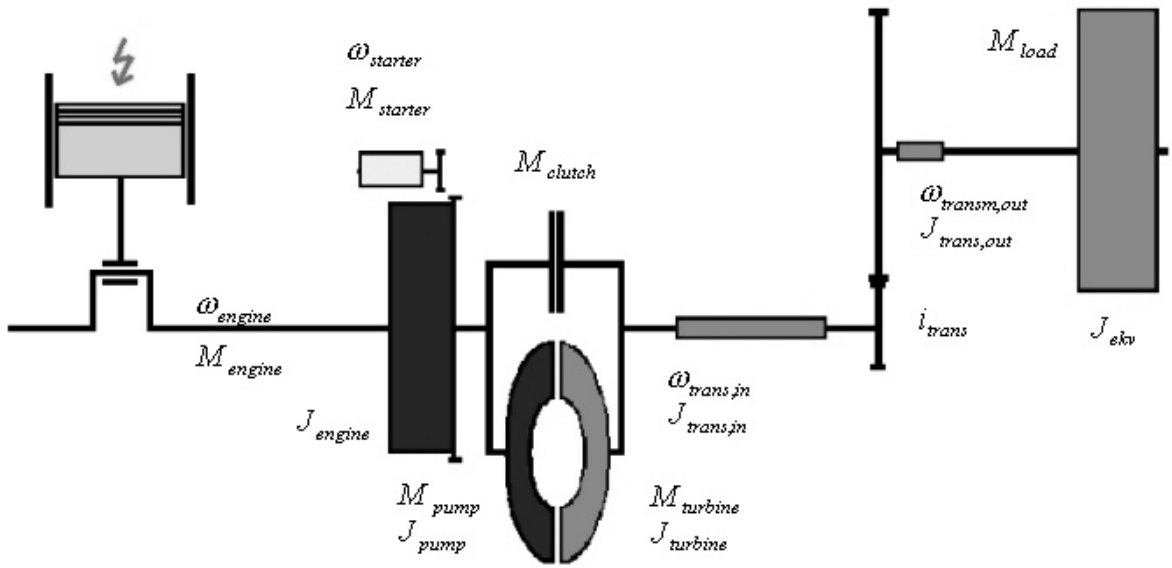
Obrázek.11 Závislost volnoběžných otáček na teplotě chladící kapaliny

4 ROZBOR MODELU HNACÍHO ÚSTROJÍ – MOTION

Model hnacího ústrojí vychází z pohybových rovnice dle obrázku 11. Celé vozidlo lze rozložit do dvou pohybových rovnic a to pro:

- motor, spojka, hydrodynamický měnič momentu,
- převodovka a podvozek vozidla,

ke každému z těchto subsystému lze napsat vlastní pohybovou rovnici.



Obrázek 11 Schéma hnacího ústrojí

Pohybová rovnice na straně motoru: vycházíme z Lagrangeových rovnic 2. řádu:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}\right)-\frac{\partial T}{\partial q_i}=Q_i \tag{20}$$

$$T=\frac{1}{2}.J_{engine}.\dot{\varphi}^2_{engine}+\frac{1}{2}.J_{starer}.\dot{\varphi}^2_{engine}+\frac{1}{2}J_{pump}.\dot{\varphi}^2_{engine} \tag{21}$$

$$Q_i=M_{engine}+M_{clutch}+M_{pump}+M_{starter} \tag{22}$$

po úpravě **Pohybová rovnice pro motor:**

$$\dot{\omega}_{engine}=\frac{M_{engine}+M_{clutch}+M_{pump}+M_{starter}}{\left(J_{engine}+J_{starter}+J_{pump}\right)} \tag{23}$$

Pohybová rovnice na straně převodovky, v ose kola automobilu:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}\right)-\frac{\partial T}{\partial q_i}=Q_i \tag{24}$$

$$T=\frac{1}{2}.J_{trans,in}.\dot{\varphi}^2_{trans,in}+\frac{1}{2}.J_{turb}.\dot{\varphi}^2_{trans,in}+\frac{1}{2}J_{trans,out}.\dot{\varphi}^2_{trans,out}+\frac{1}{2}J_{ekv}.\dot{\varphi}^2_{trans,out} \tag{25}$$

$$T=\frac{1}{2}.\left[\left(J_{trans,in}.\dot{\varphi}^2_{trans,out}+J_{turb}.\dot{\varphi}^2_{trans,out}\right)i^2_{trans}+J_{trans,out}.\dot{\varphi}^2_{trans,out}+J_{ekv}.\dot{\varphi}^2_{trans,out}\right] \tag{26}$$

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi_{trans,out}}=0 \tag{27}$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_{trans,out}}=\left[\left(J_{trans,in}+J_{turb}\right)i^2_{trans}+J_{trans,out}+J_{ekv}\right].\dot{\varphi}_{trans,out} \tag{28}$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_{trans,out}}\right)= \tag{29}$$

$$=\left[\left(J_{trans,in}+J_{turb}\right).i^2_{trans}+J_{trans,out}+J_{ekv}\right].\ddot{\varphi}_{trans,out}+2.\dot{i}_{trans}\left(J_{trans,in}+J_{turb}\right).i_{trans}.\dot{\varphi}_{trans,out}$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_{trans,out}}\right)=$$
$$=\left[\left(J_{trans,in}+J_{turb}\right).i_{trans}^{2}+J_{trans,out}+J_{ekv}\right].\dot{\omega}_{trans,out}+2.\dot{i}_{trans}\left(J_{trans,in}+J_{turb}\right).\dot{\omega}_{trans,in} \tag{30}$$

$$Q_i=\left(M_{turb}-M_{clutch}\right).i_{trans}-M_{load} \tag{31}$$

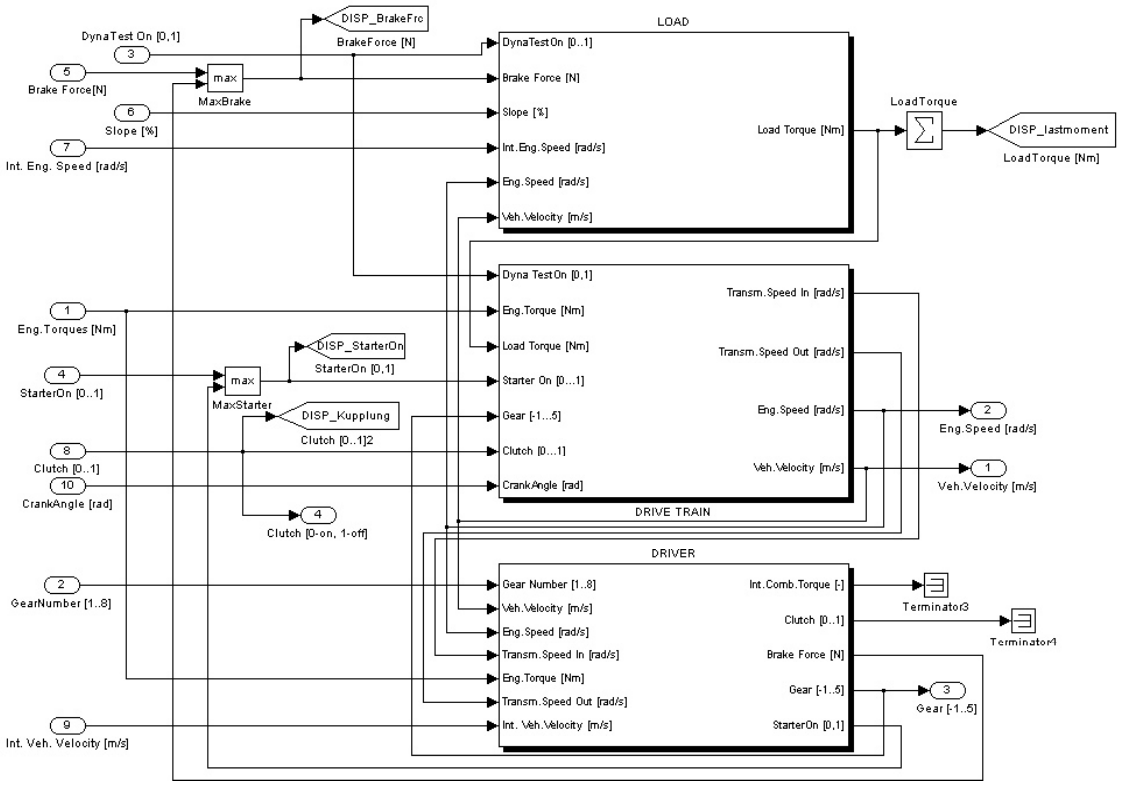
$$\begin{aligned}&\left[\left(J_{trans,in}+J_{turb}\right).i_{trans}^{2}+J_{trans,out}+J_{ekv}\right].\dot{\omega}_{trans,out}+2.\dot{i}_{trans}\left(J_{trans,in}+J_{turb}\right).\dot{\omega}_{trans,in}=\\&=\left(M_{turb}-M_{clutch}\right).i-M_{load}\end{aligned} \tag{32}$$

po úpravě **Pohybová rovnice na straně převodovky:**

$$\dot{\omega}_{trans,out}=\frac{\left(M_{turb}-M_{clutch}\right).i_{trans}-M_{load}-2.\dot{i}_{trans}\left(J_{trans,in}+J_{turb}\right).\dot{\omega}_{trans,in}}{\left(J_{trans,in}+J_{turb}\right).i_{trans}^{2}+J_{trans,out}+J_{ekv}} \tag{33}$$

Blok MOTION je rozdělen do 3 bloků:

- LOAD (V tomto bloku se vypočítává zátěžný krouticí moment. Je zde rozlišen jízdní a dynamometrický mód. V jízdním módu se vypočítává zátěžný krouticí moment podle jízdních odporů. Jako jízdní odpory je uvažován: odpor valivý, odpor stoupání, odpor vzduchu a brzdná síla.V dynamometrickém módu je podle požadované rychlosti motoru vypočítáván zátěžný moment pomocí PID regulátoru.)
- DRIVE TRAIN (V tomto bloku se vypočítává jízdní dynamika vozidla, včetně výpočtů momentů spojky, hydrodynamického měniče, rychlosti motoru, vozidla apod.)
- DRIVER (V tomto bloku se určují akční zásahy řidiče)



Obrázek 12 Struktura modelu hnacího ústrojí

5 ZÁVĚR

Modelování a metoda hardware-in-the-loop simulation je velmi výhodná pro vývoj řídicích jednotek, protože zařízení potřebné k této metodě je dnes poměrně levné. Proti skutečnému motoru automobilu je testovacího zařízení řídicí jednotky velmi jednoduché a lze jej u něj velmi rychle měnit parametry motoru.

6 LITERATURA

BOSCH. *Automotive Handbook.* 5. vyd. Stuttgart: Robert Bentley, 2000. 962 s. ISBN 0-8376-0614-4.

BOSCH. *Gasoline-engine management.* 1. vyd. Stuttgart: Robert BOSCH, 1999. 370 s. ISBN 0-7680-0510-8.

Hanselmann, H. *Hardware-in-the-Loop Simulation as a Standard Approach for Development, Customization, and Production Test.* In IEEE International Symposium on Computer Aided Control System Design, September 15-18 1996, Dearborn, Michigan USA.

The MathWorks Inc. *SIMULINK Dynamic System Simulation for MATLAB – Using Simulink.* Version 3. USA : The MathWorks Inc.,1999. 605s.

Weeks, R.W. & Moskwa, J.J. *Automotive Engine Modeling for Real-Time Control Using MATLAB/SIMULINK.* SAE Technical Paper 950417. Reprinted from: Vehicle Computer Application: Vehicle Systems and Driving Simulation (SP-1080), 1995, 15 s. ISSN 0148-7191.

Ing. Michal Jurák
e-mail: *michal.jurak@seznam.cz*