

VĚDECKÉ SPISY VYSOKÉHO UČENÍ TECHNICKÉHO V BRNĚ

Edice Habilitační a inaugurační spisy, sv. 263

ISSN 1213-418X

Zdeněk Němec

**MODELÝ SYSTÉMU
A AUTOMATICKÉ ŘÍZENÍ
TURBOSOUSTROJÍ
VODNÍ ELEKTRÁRNY**

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

Fakulta strojního inženýrství

Ústav automatizace a informatiky

Ing. Zdeněk Němec, CSc.

**MODELÝ SYSTÉMU A AUTOMATICKÉ ŘÍZENÍ
TURBOSOUSTROJÍ VODNÍ ELEKTRÁRNY**

System models and water power plant
turbine-generator unit automatic control

Zkrácená verze habilitační práce



Brno 2008

KLÍČOVÁ SLOVA

Matematické modely, automatické řízení, turbosoustrojí, vodní turbína, hydraulická soustava, elektrizační soustava, silová část regulace turbíny, regulace výkonu.

KEY WORDS

Mathematical models, automatic control, turbine-generator unit, water turbine, hydraulic pipe set, electricity supply system, set for turbine opening control, power control.

MÍSTO ULOŽENÍ ULOŽENÍ HABILITAČNÍ PRÁCE

Oddělení pro vědu a výzkum, Fakulta strojního inženýrství, Vysoké učení technické v Brně.

Technická 2, 616 69 Brno.

OBSAH

Představení autora	4
Seznam použitého označení	5
1 Úvod	6
2 Přehled problematiky	6
2.1 Vývoj oboru regulace vodních turbín	6
2.2 Řídicí systém a řízená soustava	7
3 Modely vodní turbíny	8
3.1 Lineární model vodní turbíny	8
3.2 Nelineární model vodní turbíny	8
4 Elektrizáční soustava	9
5 Modely hydraulické soustavy	11
5.1 Popis potrubí pomocí přenosu	11
5.2 Stavový popis potrubí	12
6 Modely silové části	15
6.1 Lineární model	15
6.2 Nelineární model	15
7 Turbosoustrojí jako regulovaná soustava	16
8 Řešení časových průběhů s modely regulované soustavy	17
9 Regulace výkonu	19
9.1 Klasická regulace, standardní řešení	19
9.2 Regulace výkonu s adaptací dle otevření turbíny	20
9.3 Regulace výkonu s kompenzačními obvody	21
9.4 Regulace výkonu s korekčním obvodem	22
9.5 Stavová regulace výkonu	23
9.6 Prediktivní regulace výkonu	25
10 Závěr	26
Literatura	27
Anotace, Abstract	30

PŘEDSTAVENÍ AUTORA



Zdeněk Němec se narodil v roce 1948 v Hrušovanech nad Jevišovkou. V roce 1967 absolvoval Střední průmyslovou školu textilní, obor strojní. V období 1967 až 1972 studoval na Vysokém učení technickém v Brně, Fakultě elektrotechnické, obor technická kybernetika, specializaci měřicí a řídicí techniky. Státní závěrečnou zkoušku vykonal s výborným prospěchem a diplomová práce byla oceněna čestným uznáním.

Po skončení studií nastoupil do oddělení vodních elektráren Organizace pro racionalizaci provozu energetických závodů v Brně (ORGREZ k. ú. o., koncern ČEZ). V této organizaci pracoval 20 let. Pracovní náplní byly technické služby pro provozy vodních elektráren, zejména zkoušky účinností turbín, seřizování regulací, vývoj jednoúčelových zařízení atd. Část prací se týkala výzkumných a vývojových prací pro hydroenergetiku v rámci podnikových, rezortních a státních úkolů vědeckotechnického rozvoje. Aktivně se zúčastňoval vynálezeckého a zlepšovateľského hnutí, je autorem dvou vynálezů.

Souběžně se zaměstnáním v období let 1985 až 1992 absolvoval externí vědeckou aspiranturu v oboru technická kybernetika na Fakultě elektrotechnické VUT v Brně. Disertační práce se týkala problematiky regulace vodních turbín.

Od počátku roku 1993 až doposud pracuje jako vědeckopedagogický pracovník na Ústavu automatizace a informatiky Fakulty strojního inženýrství VUT v Brně. Hlavní činností jsou přednášky a cvičení z oborů automatizace a elektroniky, postupně vyučoval celkem 8 předmětů. V současné době jde hlavně o předměty Prostředky automatického řízení, Regulátory a programovatelné automaty, Regulace a automatizace energetických zařízení, Aplikovaná elektronika.

V rámci pedagogické činnosti byl vedoucím 90 závěrečných magisterských a bakalářských prací. Taktéž byl postupně a dlouhodobě vedoucím čtyř ústavních laboratoří, v nichž nově navrhl a realizoval celkem 17 laboratorních úloh. Již 12 let je členem komisí státních závěrečných zkoušek na fakultách FEKT a FSI VUT v Brně.

Odborná a související publikační činnost Zdeňka Němce má dvě rozdílná období. Z dřívější praxe v energetice jsou jeho vývojové práce mimo jiné shrnuty v 86 technických zprávách s převažujícím plným autorstvím a v mnoha dalších s částečným autorstvím. Významná část technických zpráv se týká expertních služeb při uvádění do provozu přečerpávacích vodních elektráren (PVE Dalešice, PVE Čierny Váh, PVE Liptovská Mara atd.). Z doby působení na škole od roku 1993 je autorem 15 vývojových zpráv, 25 konferenčních příspěvků a 5 článků v odborných časopisech. Dlouhodobě je zapojen v řešeních výzkumných záměrů (celkem 3) a grantových úkolů (celkem 3). Tyto práce jsou zaměřeny hlavně na problematiku automatického řízení energetických zařízení a na aplikace programovatelných prostředků v automatizaci.

Seznam použitého označení

A	[-]	matice dynamiky stavového popisu
a	[m·s ⁻¹]	rychlost šíření tlakové vlny (hydraulického rázu)
B (b)	[-]	váhová matice (vektor) vstupu stavového popisu
C (c_T)	[-]	váhová matice (vektor) stavového popisu
c_H	[s]	poměrná hodnota odporu vody proti deformaci (hydraulická kapacita)
$G_{ij}(s)$	[-]	operátorový přenos mezi výstupem i a vstupem j
h	[-]	poměrná hodnota užitečného spádu vody (tlakové výšky)
J	[kgm ²]	moment setrvačnosti rotujících hmot soustrojí
K_{ij}	[-]	koefficient závislosti veličiny i na veličině j ; platí $K_{ij} = \Delta i / \Delta j$
$K_{pG,n}$	[-]	jednotkové výkonové číslo elektrizační soustavy
K_P	[-]	proporcionální konstanta regulátoru (zesílení)
L	[m]	délka potrubí nebo hydraulické trasy
l_H	[s]	poměrná hodnota odporu vody proti zrychlení (hydraulická indukčnost)
n	[-]	poměrná hodnota otáček (úhlové rychlosti) soustrojí, počet úseků potrubí
p_G	[-]	poměrná hodnota výkonu generátoru (elektrický výkon na svorkách generátoru)
p_{Gs}	[-]	statická složka výkonu generátoru (poměrná hodnota)
p_{Gd}	[-]	dynamická složka výkonu generátoru (poměrná hodnota)
p_T	[-]	poměrný výkon turbíny (mechanický výkon na spojnici turbíny)
p_Z	[-]	poměrný příkon zátěží elektrizační soustavy
PID	[-]	typ regulace; proporcionálně integračně derivační
PIDP	[-]	typ regulace; PID s trvalou odchylkou v ustáleném stavu
q	[-]	poměrný průtok vody (turbínou nebo potrubím)
r_H	[-]	poměrná hodnota odporu vody proti pohybu (hydraulické ztráty třením)
s	[-]	operátor Laplaceovy transformace
t	[s]	čas; pro diskrétní čas platí $t = k \cdot T_v$
T_a	[s]	časová konstanta rozběhu soustrojí
T_b	[s]	časová konstanta rozběhu elektrizační soustavy (zátěží)
T_{ab}	[s]	úhrnná časová konstanta rozběhu; platí $T_{ab} = T_a + T_b$
T_f	[s]	doba závěru servomotoru rozváděcího kola turbíny
T_g	[s]	doba otevírání servomotoru rozváděcího kola turbíny
T_I	[s]	integrační časová konstanta regulátoru
T_L	[s]	doba běhu tlakové vlny vody; platí $T_L = L/a$
T_S	[s]	časová konstanta silové části regulace
T_W	[s]	časová konstanta náběhu vody (pro jmenovitý průtok)
u	[-]	vektor akčních veličin (vstupy do regulované soustavy)
w_n	[-]	žádaná hodnota otáček
w_{pG}	[-]	žádaná hodnota výkonu generátoru (turbosoustrojí)
w_y	[-]	žádaná hodnota otevření turbíny
x	[-]	vektor stavových veličin (poměrné veličiny)
y	[-]	vektor výstupních veličin (poměrné veličiny)
y, y_{RK}	[-]	otevření turbíny (poměrná hodnota); ev. zdvih servomotoru rozváděcího kruhu
y_o	[-]	pracovní bod otevření turbíny (bod linearizace)
y_v	[-]	volnoběžné otevření turbíny

Ostatní použité označení

o		dolní index označující hodnotu veličiny v pracovním bodě; např. y_o
r		dolní index pro referenční (zpravidla jmenovitou) hodnotu veličiny
Δ		značka odchylky veličiny od pracovního bodu; platí např. $\Delta y = y - y_o$
ω	[s ⁻¹]	úhlová frekvence rychlosti otáčení hřídele, úhlový kmitočet přenosu

1 ÚVOD

Řízení chodu elektrizační soustavy je velmi obtížnou úlohou automatického řízení. Složitost je dána principiální fyzikální nutností udržovat trvale a v každém okamžiku rovnováhu mezi úhrnným výkonem zdrojů elektrické energie na jedné straně a proměnlivým příkonem všech spotřebičů na straně druhé. Řízení musí též zohledňovat technické a organizační požadavky vyplývající z mezinárodního charakteru elektrizační soustavy. Jakékoliv nezvládnutí rovnováhy mezi dodávkou a odběrem energie vede k rozpadu sítě, což má za následek velké ekonomické škody. To vše klade vysoké nároky na kvalitu a operativnost řízení této soustavy na všech úrovních, přičemž největší díl náročnosti se přesouvá na základní úroveň řízení samotných zdrojů elektrické energie. U vodních elektráren je základní úroveň řízení soustředěna do regulace turbosoustrojí (vodní turbína a generátor).

Vodní elektrárny mají specifickou roli v elektrizační soustavě. Jejich předností je schopnost poskytovat dynamické služby, tj. v případě potřeby dodat poměrně rychle elektrickou energii do systému. Ostatní zdroje v elektrizační soustavě (tepelné a jaderné elektrárny) z principu nemohou nabídnout srovnatelnou mobilitu a změny výkonu. Aby tyto nesporné výhody vodních elektráren byly řádně využity, je nutné hledat cesty k dosažení co nejvyšší kvality řízení jejich turbín.

Specifickým a závažným problémem v řízení vodních turbín je vliv setrvačnosti proudící vody a s tím související výskyt vodního rázu při rychlejších změnách otevření turbíny. Z hlediska teorie automatického řízení se jedná o regulovanou soustavu s neminimální fází, jejíž dynamické vlastnosti jsou navíc časově proměnné v širokém rozmezí podle otevření turbíny a eventuálně i podle skladby připojené elektrizační soustavy.

Řízení vodních turbín pomocí moderní mikropočítačové techniky představuje speciální oblast aplikace diskrétního automatického řízení. Praktické a smysluplné využití je ale podmíněno vypracováním odpovídajících teoretických podkladů pro návrhy pokročilých řídicích algoritmů a pro tvorbu uživatelského programového vybavení. Z potřeby vyplnit tuto mezeru znalostí vychází i téma předložené habilitační práce. Z hlediska oborů je obsah práce interdisciplinární, protože zahrnuje problematiku z automatického řízení, vodních turbín a energetiky.

2 PŘEHLED PROBLEMATIKY

2.1 VÝVOJ OBORU REGULACE VODNÍCH TURBÍN

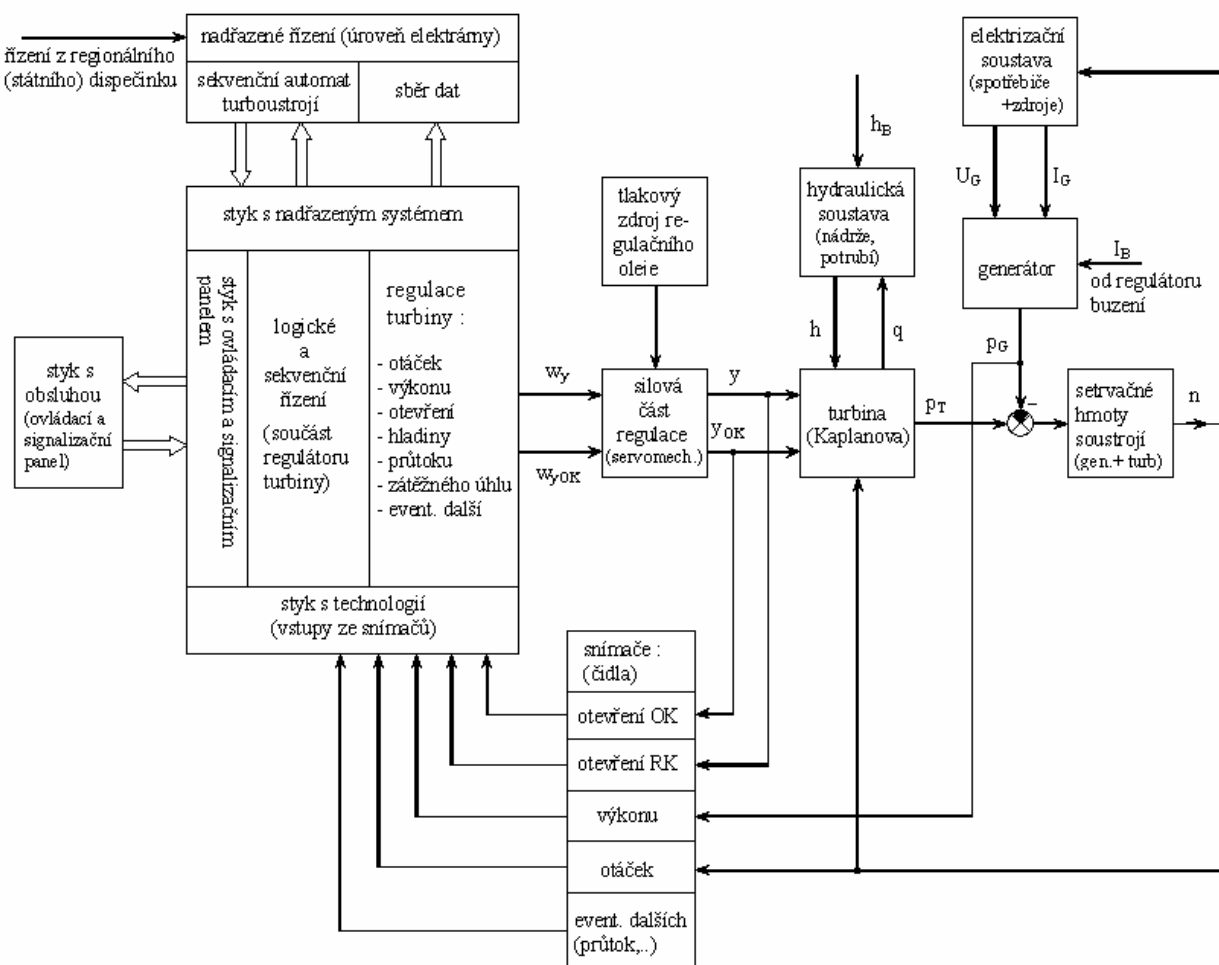
Nejstarší formou regulace vodních i parních turbín byl direktní regulátor, který obsahoval čidlo otáček na principu odstředivých sil (tzv. Wattův regulátor) a síly tohoto čidla působily na převodný mechanismus otevření turbíny přímo, tj. bez pomocné energie. Později se vyráběly mechanickohydraulické regulátory s pohonem od hřídele turbíny a s hydraulickým čidlem otáček, jehož měřenosným výstupem byl tlak oleje zpracováváný v navazující řídicí části s mechanickými a hydraulickými prvky. Teorie k této regulaci a popis konstrukčních prvků jsou uvedeny v literatuře [22] a [23].

Přibližně od roku 1970 se celosvětově začaly prosazovat elektrohydraulické regulátory. V jejich elektronické části jsou soustředěny veškeré řídicí funkce a hydraulická část realizuje silové působení na lopatky turbíny. Až do nedávné doby se používaly regulace jen s analogovou činností a s konstantními parametry. Bližší popis je v [14], [15].

Současný a budoucí vývoj zákonitě spěje k regulacím s číslicovou řídicí částí. Z hlediska prostředků automatického řízení lze očekávat řídicí jednotky turbosoustrojí v podobě programovatelných automatů, které budou součástí většího distribuovaného řídicího systému celé elektrárny. Uvedené vývojové trendy jsou též zřetelné i z materiálů nejvýznamnějších firem oboru, viz [W2] až [W6].

2.2 ŘÍDICÍ SYSTÉM A ŘÍZENÁ SOUSTAVA

Hlavní funkce řídicího systému vodní turbíny a jeho návaznost na řízenou soustavu turbosoustrojí lze znázornit blokovým schématem na obr. 2-1.



Obr. 2-1 Struktura řízení turbosoustrojí vodní elektrárny, obecně

Řízení turbosoustrojí v sobě sdružuje kombinační a sekvenční logické řízení a regulační funkce. V předložené práci je hlavní pozornost věnována regulaci výkonu, která má dominantní význam, protože je v činnosti téměř po celou dobu běžného provozu. Druhou v pořadí důležitosti je regulace otáček, která je nezbytná pro rozběh soustrojí, pro jeho synchronizaci a fázování, pro volnoběh a pro tzv. ostrovní provoz. Poslední uvedený režim je vůbec nejnáročnějším případem regulace a její řešení je obecně rozšířením regulace výkonu.

Řízenou soustavu je vhodné rozdělit na několik dílčích částí. Návrhy matematických modelů těchto částí pro účely řízení jsou uvedeny v dalších kapitolách. V habilitační práci [53] jsou zpracovány i počítačové modely pro prostředí Matlab-Simulink. Z hlediska dynamických vlastností řízené soustavy je dominující hydraulická soustava s komplikovanou vazbou mezi průtokem vody $q(t)$ v potrubí a spádem vody $h(t)$. Projevuje se zde negativní vliv setrvačnosti proudící vody a s tím spojený tzv. vodní ráz.

3 MODELY VODNÍ TURBÍNY

Dále uvedené popisy jsou pro Francisovu turbínu. Pro Kaplanovu turbínu je postup odvození modelování analogický, jen vstupní veličiny je potřeba ještě rozšířit o otevření oběžného kola. První návrhy autora práce zde uvedených modelů jsou obsaženy v [31] a [32]. Z hlediska teorie řízení je vodní turbína statickou soustavou, protože dynamické děje uvnitř turbíny lze zanedbat.

3.1 LINEÁRNÍ MODEL VODNÍ TURBÍNY

Lineární model je vhodné používat, jsou-li změny vstupních i výstupních veličin relativně malé (např. pod 10 % z rozsahu). Pracuje-li tedy turbína s malými změnami veličin v okolí určitého pracovního bodu (označení indexem o), můžeme její průtokovou a výkonovou charakteristiku linearizovat pomocí totálních diferencí:

$$\Delta q(t) = \left(\frac{\delta q}{\delta y} \right)_o \Delta y(t) + \left(\frac{\delta q}{\delta h} \right)_o \Delta h(t) + \left(\frac{\delta q}{\delta n} \right)_o \Delta n(t)$$

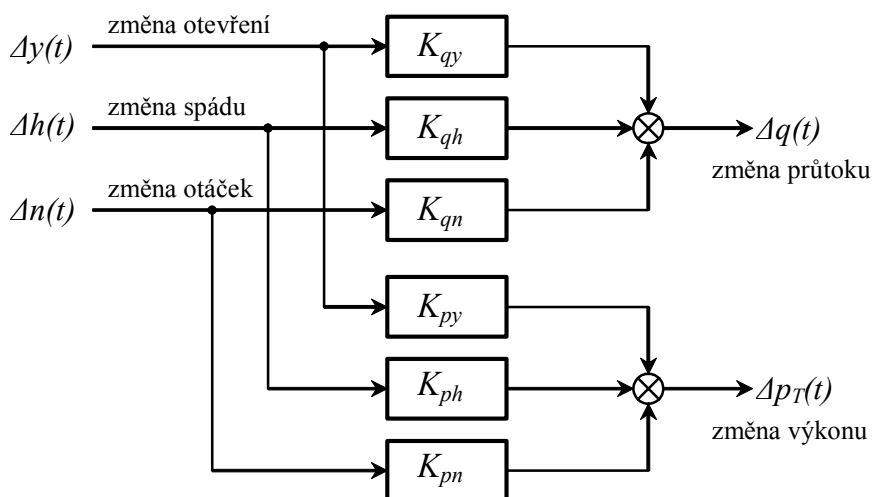
$$\Delta p_T(t) = \left(\frac{\delta p_T}{\delta y} \right)_o \Delta y(t) + \left(\frac{\delta p_T}{\delta h} \right)_o \Delta h(t) + \left(\frac{\delta p_T}{\delta n} \right)_o \Delta n(t)$$

Pro daný pracovní bod jsou parciální derivace konstantní, proto můžeme psát:

$$\Delta q(t) = K_{qy} \cdot \Delta y(t) + K_{qh} \cdot \Delta h(t) + K_{qn} \cdot \Delta n(t), \quad (3/1)$$

$$\Delta p_T(t) = K_{py} \cdot \Delta y(t) + K_{ph} \cdot \Delta h(t) + K_{pn} \cdot \Delta n(t). \quad (3/2)$$

Tomuto řešení odpovídá struktura lineárního modelu dle obr. 3-1, přičemž volba parametrů K_{ij} pro přibližné i přesné řešení je odvozena a popsána v habilitační práci [53].



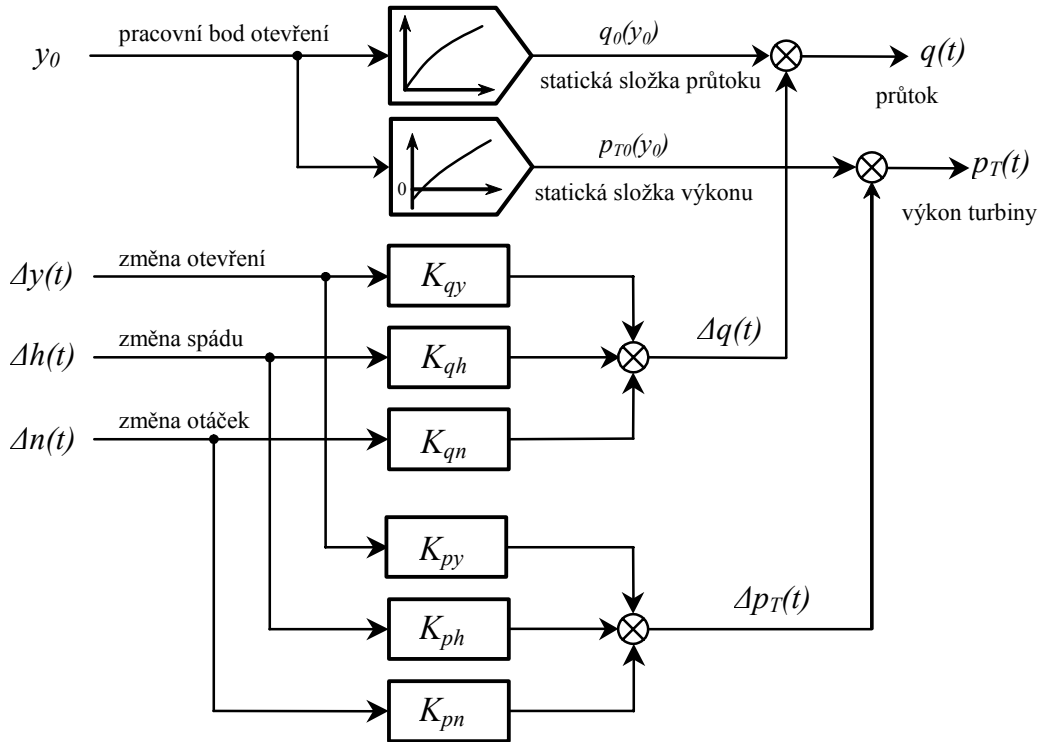
Obr. 3-1 Schéma lineárního modelu turbíny

3.2 NELINEÁRNÍ MODEL VODNÍ TURBÍNY

Průtokové a výkonové charakteristiky předpokládáme ve tvaru

$$q(t) = q_o(y_o) + K_{qy}(y_o) \cdot [y(t) - y_o] + K_{qh}(y_o) \cdot [h(t) - h_o] + K_{qn}(y_o) \cdot [n(t) - n_o], \quad (3/3)$$

$$p_T(t) = p_{To}(y_o) + K_{py}(y_o) \cdot [y(t) - y_o] + K_{ph}(y_o) \cdot [h(t) - h_o] + K_{pn}(y_o) \cdot [n(t) - n_o]. \quad (3/4)$$

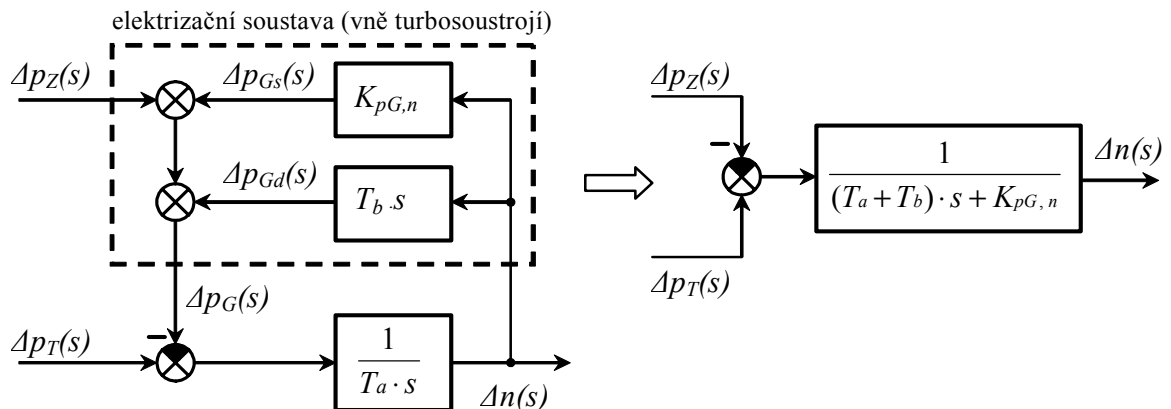


Obr. 3-2 Schéma nelineárního modelu vodní turbíny

4 ELEKTRIZAČNÍ SOUSTAVA

Za elektrizační soustavu považujeme veškeré spotřebiče a zdroje, které jsou navzájem propojené elektrickým vedením. Předpokládáme, že generátor daného turbosoustrojí vodní elektrárny je součástí této soustavy a představuje v něm jeden z mnoha možných zdrojů elektrické energie. Model musí být obecný a musí zahrnovat různé rozsahy a složení elektrizační soustavy. Je-li např. turbosoustrojí jediným zdrojem, pak mluvíme o samostatném chodu a model bude sloužit k analýze hlavně regulace otáček. Je-li naopak v soustavě zapojeno mnoho zdrojů s velkými výkony, pak mluvíme o paralelním provozu a model bude využit v souvislosti s regulací výkonu.

V disertační práci [53] jsou odvozeny pohybové rovnice samotného turbosoustrojí a ostatních setrvačných hmot zdrojů a spotřebičů, výsledný navržený lineární model je na obr. 4-1.



Obr. 4-1 Lineární model elektrizační soustavy a odpovídající přenos modelu

Navrhovaný model obsahuje 3 parametry T_a , T_b , $K_{pG,n}$, které jsou dále specifikovány.

A) Časová konstanta rozběhu soustrojí T_a se vztahuje k setrvačným hmotám soustrojí (rotoru generátoru, hřídele a turbíny), proto je konstantní a je dána výrazem

$$T_a = \frac{J_a \cdot \omega_r^2}{P_r} \quad [s; \text{kgm}^2, \text{s}^{-1}, W] \quad (4/1)$$

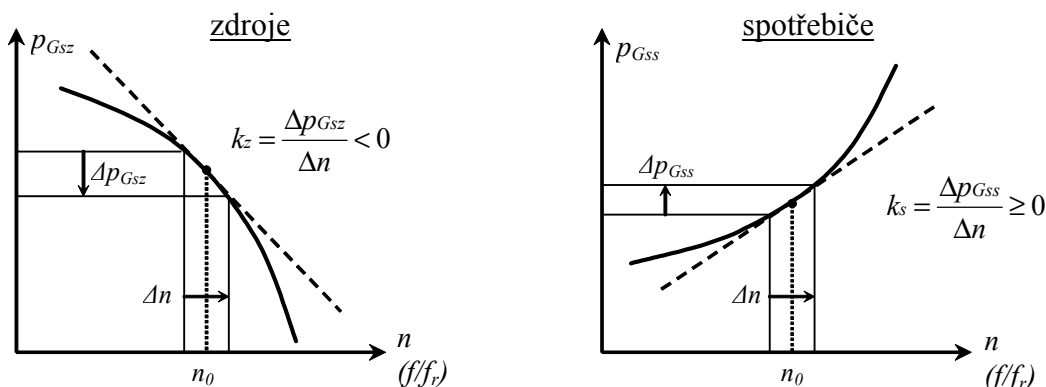
Konstanta T_a představuje dobu potřebnou k roztočení setrvačných hmot J_a na jmenovité otáčky jmenovitým výkonem P_r . Většinou má hodnotu v rozsahu 5 až 10 s.

B) Časová konstanta zdrojů a zátěží T_b zahrnuje všechny setrvačné hmoty elektrizační soustavy vně turbosoustrojí. Je-li jejich celkový počet m , dílčí momenty setrvačnosti J_{bi} a jim příslušející dílčí referenční úhlové rychlosti ω_{ir} , pak platí:

$$T_b = \sum_{i=1}^m \frac{J_{bi} \cdot \omega_{ir}}{P_r} \cdot \omega_r = \sum_{i=1}^m \frac{J_{bi} \cdot \omega_r^2}{P_r} \cdot \frac{\omega_{ir}}{\omega_r} \quad [s; \text{kgm}^2, \text{s}^{-1}, W] \quad (4/2)$$

Jelikož je zde T_b definováno k referenčnímu výkonu soustrojí P_r a nikoliv k celkovému výkonu soustavy, bude T_b záviset na rozsáhlosti elektrizační soustavy (vliv počtu m). T_b je doba potřebná k roztočení všech setrvačných hmot v elektrizační soustavě na jmenovité otáčky jen jmenovitým výkonem P_r vyšetřovaného soustrojí. Limitně může T_b nabývat hodnot od 0 (jde-li o samostatný chod s odporovými zátěžemi) až téměř do nekonečna (je-li soustrojí spojeno s evropskou elektrizační sítí).

C) Jednotkové výkonové číslo elektrizační soustavy $K_{pG,n}$ je součtem statických závislostí výkonů všech zdrojů a příkonů všech spotřebičů na frekvenci elektrizační soustavy (a tím i na otáčkách). Určuje tedy v ustálených podmínkách vztah mezi výkonem daného turbosoustrojí a kmitočtem celé soustavy. V názvu zavedené označení „jednotkové“ výkonové číslo má zdůraznit skutečnost, že u $K_{pG,n}$ vztahujeme změny výkonu k referenčnímu výkonu P_r vyšetřované jednotky, tj. jen k dotyčnému soustrojí. Parametr $K_{pG,n}$ souvisí s charakteristikami na obr. 4-2 a je definován vztahem (4/3).



Obr.4-2 Statické charakteristiky zdrojů a spotřebičů (typické závislosti)

$$K_{pG,n} = \frac{\Delta p_{Gs}}{\Delta n} = \frac{-\Delta p_{Gsz}}{\Delta n} + \frac{\Delta p_{Gss}}{\Delta n} \quad (4/3)$$

Ze závislosti na provozních podmínkách mohou parametry T_b a $K_{pG,n}$ nabývat hodnot od nuly téměř do nekonečna. Nulové hodnoty odpovídají případu, kdy elektrizační soustava neobsahuje další zdroje (vyšetřované soustrojí je jediným zdrojem) a spotřebiče mají výhradně odporový charakter. Takový stav je regulačně nejnepříznivější, protože pak soustava má astatický charakter. Naopak velké hodnoty T_b a $K_{pG,n}$ odpovídají provozu ve velké elektrizační síti a $G_{n,pT}(s) = G_{n,pZ}(s)$ se limitně blíží nule.

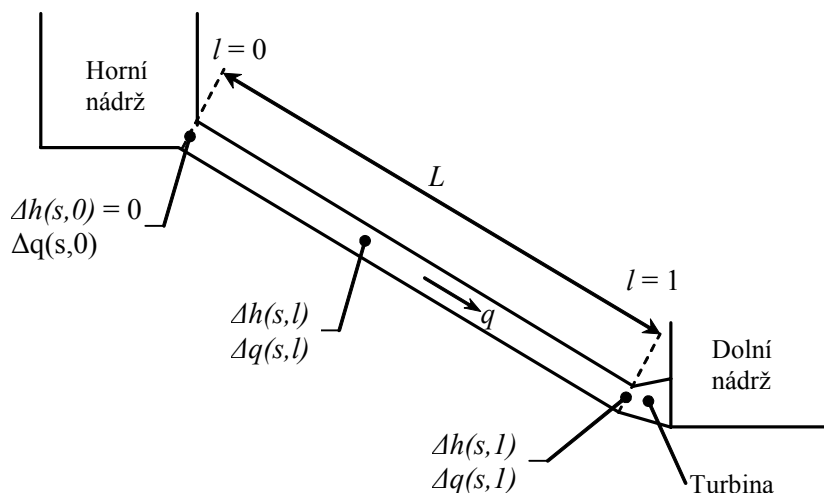
5 MODELHY HYDRAULICKÉ SOUSTAVY

Hydraulickou soustavou zde rozumíme soubor hydrotechnických objektů pro přívod vody z horní nádrže vodní elektrárny k turbíně a taktéž objekty pro odvod vody od turbíny do dolní nádrže nebo řečiště.

Základem odvození modelů je analýza vlastností proudící vody v potrubí pomocí rovnic kontinuity a pohybových rovnic. Pro přesnější řešení je žádoucí rozdělit celý hydraulický systém na dílčí části, které mají homogenní vlastnosti (průměr potrubí, materiál a tloušťka stěn, ...). Vlastnosti dílčí části potrubí lze matematicky popsat buď v prostoru komplexních obrazů pomocí Laplaceovy transformace (kap. 5.1), nebo v časové oblasti pomocí stavového popisu (kap. 5.2). První přístup má význam hlavně pro návrh regulací, druhý je vhodnější pro simulaci regulačních pochodů.

5.1 POPIS POTRUBÍ POMOCÍ PŘENOSU

Pro účely syntézy automatického řízení často potřebujeme znát závislost obrazu tlakové výšky $\Delta h(s)$ a obrazu průtoku $\Delta q(s)$ v libovolném místě potrubí na hodnotách těchto veličin v jiném místě potrubí. Tento přístup je použitelný i pro řešení složitě členěných soustav, kdy na sebe navazující úseky mají ve spojích společné veličiny a výpočet se uskutečňuje po úsecích od známých počátečních hodnot $h(s,0)$, $q(s,0)$ postupně až k vyšetřovanému místu. Systémovou nevýhodou je zanedbání tlakových ztrát v potrubí.



Obr. 5-1 Schéma jednoduché soustavy pro výpočet přenosu

Zpravidla lze vycházet ze znalosti tlakové výšky $\Delta h(s,0)$ a průtoku $\Delta q(s,0)$ na začátku potrubí. Obecně ve vzdálenosti l pak mají veličiny tlakové výšky a průtoku hodnoty dle vztahu

$$\begin{bmatrix} \Delta h(s,l) \\ \Delta q(s,l) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh(T_L \cdot s \cdot l), & \frac{-T_W}{T_L} \cdot \sinh(T_L \cdot s \cdot l) \\ \frac{-T_W}{T_L} \cdot \sinh(T_L \cdot s \cdot l), & \cosh(T_L \cdot s \cdot l) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Delta h(s,0) \\ \Delta q(s,0) \end{bmatrix} \quad (5/1)$$

Jde-li o jednoduchý případ s počátkem potrubí v nádrži (obr. 5-1), pak $\Delta h(s,0) = 0$, takže pro konec potrubí ($l=1$) s turbínou můžeme získat potřebný přenos

$$G_{hq}(s) = \frac{\Delta h(s,1)}{\Delta q(s,1)} = \frac{-T_W}{T_L} \cdot \tanh(T_L \cdot s) \quad (5/2)$$

Přímé použití hyperbolické funkce typu $\tanh(x)$ pro vyjádření přenosu není možné, proto ji nahradíme rozvojem v řadu. Smysluplné je uvažovat jen 2 první členy rozvoje.

A) Přenos prvního řádu vychází z aproximace $\tanh(x) \approx x$, proto po úpravě (5/2) platí:

$$G_{hq}(s) = \frac{\Delta h(s)}{\Delta q(s)} = -T_w \cdot s \quad (5/3)$$

V časové oblasti tomu odpovídá vztah derivace mezi vstupním průtokem a výstupním tlakem:

$$\Delta h(t) = T_w \cdot \frac{d\Delta q(t)}{dt} \quad [-; s, s^{-1}] \quad (5/4)$$

Ke stejným výsledkům bychom došli při odvozování z fyzikální podstaty hydraulického rázu bez uvažování stlačitelnosti vody a pružnosti potrubí – viz lit. [10], [23]. Tento velmi zjednodušený přenos vyhovuje pro elektrárny s krátkou hydraulickou trasou a v případech vyšetřování pomalých regulačních změn. Výhodou modelu je jeho jednoduchost a použití jen jednoho parametru T_w .

B) Přenos druhého řádu se získá tím, že v rozvoji $\tanh(x)$ uvažujeme první i druhou mocninu argumentu x . Pak po úpravách (5/2) platí:

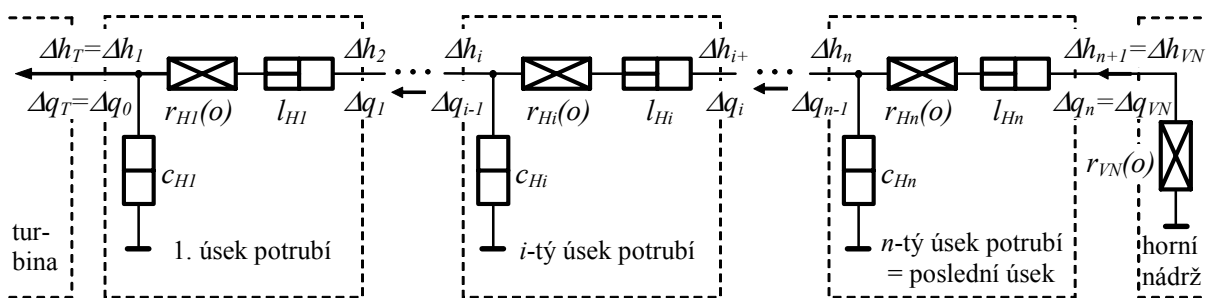
$$G_{hq}(s) = \frac{\Delta h(s)}{\Delta q(s)} = \frac{-T_w \cdot s}{1 + 0,5 \cdot (T_L \cdot s)^2} \quad (5/5)$$

Tento přenos je přesnější a je vhodné jej používat pro elektrárny s delšími přiváděcími potrubími (orientačně nad stovky metrů) a bez vyrovnávacích komor. Přenos již zahrnuje rezonanční charakter potrubí. Při této aproximaci vychází úhlová rychlost rezonance potrubí $\omega_r = \sqrt{2}/T_L$ místo skutečné hodnoty $\omega_r = (\pi/2)/T_L$.

5.2 STAVOVÝ POPIS POTRUBÍ

Popis stavovými rovnicemi je vhodný hlavně pro simulační účely, tj. pro vyšetřování časových průběhů regulačních pochodů a je nezbytný při syntéze automatického řízení vodní turbíny metodami stavového prostoru. Ve srovnání s popisem pomocí přenosu (kap. 5.1.) jde o univerzálnější a přesnější přístup. Další výhodou stavového popisu je možnost zahrnout do modelu potrubí i hydraulické ztráty, tj. vliv tření vody o stěny potrubí.

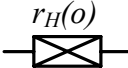
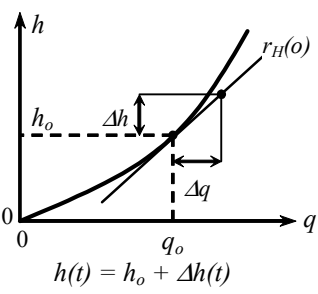

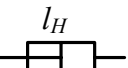
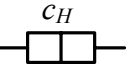
Celou hydraulickou soustavu rozdělíme na několik dílčích úseků, viz obr. 5-2, přičemž hlediskem dělení je homogenost vlastností úseků, ale i požadovaná přesnost modelování. Například pro syntézu regulace většinou postačí úseky do 400 m, ale pro přesnější simulace pochodů je lépe volit úseky do délky 100 m (orientačně, viz habilitační práce autora).



Obr. 5-2 Model hydraulické soustavy, rozdělení na úseky, návaznosti

Podstatou popisu je sestavení takového počtu lineárně nezávislých rovnic pro nezávislé uzly a smyčky, jaký je počet neznámých. Popisy vycházejí z přeměn tlakové energie na jiné formy energie (tepelné, kinetické, deformační) na hydraulických odporech. Z tohoto důvodu zavedeme hydraulické odpory trojího druhu, jejichž popis je shrnut do tab. 5-1.

Tab.5-1 Tabulka hydraulických odporů – pro poměrné veličiny

Název odporu	Značka	Základní výpočetní vztah	Hodnota odporu (pro potrubí)	Poznámka
Odpor proti pohybu vody	 pro lin. model	$\Delta h = r_H(o) \cdot \Delta q$ $\Delta h =$ změna výškové ztráty	$r_H(o) =$ (*) $\lambda \cdot \frac{T_W}{d} \cdot v_N \cdot q_o$	
	 pro nelin. model	$h = r_H \cdot q^2$ h = výšková ztráta	$r_H = \lambda \cdot \frac{T_W}{2 \cdot d} \cdot v_N$	
Odpor proti zrychlení vody „hydraulická indukčnost“		$\Delta h = l_H \cdot \frac{dq}{dt}$	$l_H = T_W$ $l_H = \frac{Q_N \cdot L}{S \cdot g \cdot H_N}$	l_H [s] je konstantní, nezávislý na pracovním bodě
Odpor proti deformaci vody „hydraulická kapacita“		$\Delta q = c_H \cdot \frac{dh}{dt}$	$c_H = \frac{L^2 \cdot \rho}{T_W \cdot K}$ $c_H = \frac{L \cdot g \cdot H_N \cdot \rho}{v_N}$	c_H [s] je konstantní, nezávislý na pracovním bodě
<p>λ [-] = součinitel tření vody v potrubí; dle [22] jsou obvyklé hodnoty v intervalu 0.01 až 0.03 ρ [kg·m⁻³] = měrná hmotnost vody; tato hodnota je dosti přesně 1000 kg/m³ d [m] = vnitřní průměr potrubí S [m²] = průřez potrubí K [N·m⁻²] = modul objemové pružnosti vody a potrubí; - uvažujeme-li jen pružnost vody, je $K = K_V = 2,03 \cdot 10^9$ [N·m⁻²] - uvažujeme-li i pružnost potrubí, je $1/K = 1/K_V + 1/E \cdot d/s$, kde E je modul pružnosti materiálu potrubí, pro ocel $E = 2 \cdot 10^{11}$ [N·m⁻²], a kde s [m] je tloušťka stěny potrubí. v_N [m·s⁻¹], H_N [m] = rychlost proudění vody a výškový spád při jmenovitých podmínkách (*) Lze též stanovit z údajů hrubého H_B a čistého spádu H_N: $r_H(o) = (H_B - H_N)/H_N \cdot q_o$</p>				

V popisu je použito poměrných odchylek veličin a poměrných parametrů. Veličiny s indexem o značí pracovní bod (proto nejsou funkcí času) a odchylky od pracovního bodu jsou označeny symbolem Δ . Například pro i -tý úsek potrubí pak platí:

$$q_i(t) = q_{io} + \Delta q_i(t) \quad h_i(t) = h_{io} + \Delta h_i(t)$$

Taktéž pro dále uvažované veličiny na začátku a na konci potrubí platí:

$$\begin{aligned} q_T(t) &= q_{To} + \Delta q_T(t) & q_{VN}(t) &= q_{VN_o} + \Delta q_{VN}(t) \\ h_T(t) &= h_{To} + \Delta h_T(t) & h_{VN}(t) &= h_{VN_o} + \Delta h_{VN}(t) \end{aligned}$$

Za stavové veličiny volíme poměrnou změnu spádu $\Delta h_i(t)$ a poměrnou změnu průtoku $\Delta q_i(t)$. Základem popisu celé soustavy je rovnice dynamiky pro i -tý úsek potrubí (viz obr. 5-2):

$$\Delta q(t) = \Delta q_i(t) - \Delta q_{i-1}(t) = c_{Hi} \cdot \frac{d\Delta h_i(t)}{dt} \quad (5/6)$$

$$\Delta h(t) = \Delta h_{i+1}(t) - \Delta h_i(t) = r_{Hi(o)} \cdot \Delta q_i(t) + l_{Hi} \cdot \frac{d\Delta q_i(t)}{dt}$$

Po úpravě tomu odpovídá maticový zápis ve tvaru

$$\begin{bmatrix} \frac{d\Delta h_i(t)}{dt} \\ \frac{d\Delta q_i(t)}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{c_{Hi}} \\ -\frac{1}{l_{Hi}} & -\frac{r_{Hi(o)}}{l_{Hi}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Delta h_i(t) \\ \Delta q_i(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{1}{c_{Hi}} & 0 \\ 0 & \frac{1}{l_{Hi}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Delta q_{i-1}(t) \\ \Delta h_{i+1}(t) \end{bmatrix} \quad (5/7)$$

Pro začátek potrubí (u turbíny) dosadíme $\Delta h_1 = \Delta h_T$ a pro konec (u nádrže) dosadíme $\Delta q_n = \Delta q_{VN}$, $\Delta h_{n+1} = \Delta h_{VN} = 0$. Vícenásobnou aplikací vztahu (5/7) a uvedených koncových podmínek lze odvodit obecný maticový popis dynamiky hydraulické soustavy sestávající z n úseků potrubí.

$$\begin{bmatrix} \frac{d\Delta h_T(t)}{dt} \\ \frac{d\Delta q_1(t)}{dt} \\ \frac{d\Delta h_2(t)}{dt} \\ \frac{d\Delta q_2(t)}{dt} \\ \vdots \\ \vdots \\ \frac{d\Delta h_n(t)}{dt} \\ \frac{d\Delta q_{VN}(t)}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{c_{H1}} & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ -\frac{1}{l_{H1}} & -\frac{r_{H1o}}{l_{H1}} & \frac{1}{l_{H1}} & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{c_{H2}} & 0 & \frac{1}{l_{H2}} & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{1}{l_{H2}} & -\frac{r_{H2o}}{l_{H2}} & \frac{1}{l_{H2}} & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & -\frac{1}{c_{Hn}} & 0 & \frac{1}{l_{Hn}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & -\frac{1}{l_{Hn}} & -\frac{r_{VN0} - r_{Hno}}{l_{Hn}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Delta h_T(t) \\ \Delta q_1(t) \\ \Delta h_2(t) \\ \Delta q_2(t) \\ \vdots \\ \vdots \\ \Delta h_n(t) \\ \Delta q_{VN}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{1}{c_{H1}} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \vdots \\ \vdots \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot \Delta q_T(t) \quad (5/8)$$

Obecný stavový popis lineárního systému má maticový tvar

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A} \cdot \mathbf{x}(t) + \mathbf{b} \cdot u(t) \quad \dots \dots \text{rovnice dynamiky,}$$

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{C} \cdot \mathbf{x}(t) + \mathbf{d} \cdot u(t) \quad \dots \dots \text{rovnice výstupů,}$$

kde $\mathbf{x}(t)$ je vektor stavových veličin, zde poměrné změny spádů a průtoků, tj. $[\Delta h_T(t), \dots, \Delta q_{VN}(t)]^T$,
 \mathbf{A} je matice dynamiky dané hydraulické soustavy, zde je tvořena třemi druhy odporu jednotlivých úseků potrubí,

\mathbf{b} je váhový vektor vstupu, zde má jen jeden nenulový prvek,

$u(t)$ je jediná vstupní veličina, přičemž vstupem je změna průtoku od turbíny $\Delta q_T(t)$,

$\mathbf{y}(t)$ je výstupní vektor, v této práci volíme za výstupní veličiny y_i stavové veličiny,

\mathbf{C} je váhová matice vstupu, vzhledem k volbě \mathbf{y} je \mathbf{C} jednotková a diagonální,

\mathbf{d} je vektor vstupu, ale zde je nulový.

K odvozenému stavovému popisu byl autorem zpracován v [53] obecnější počítačový model s volitelným počtem n úseků potrubí v prostředí Matlab-Simulink. Tento model je důležitým subsystémem modelu celého soustavy.

6 MODELY SILOVÉ ČÁSTI

Silová část je z hlediska automatického řízení akčním členem s vlastnostmi polohového servomechanismu ovládajícího otevření turbíny signálem z regulátoru turbíny. Technologicky jde o náročné elektrohydraulické zařízení s několikastupňovým zesilovačem na tlakový olej s výkonovým zesílením řádově 10^6 až 10^8 .

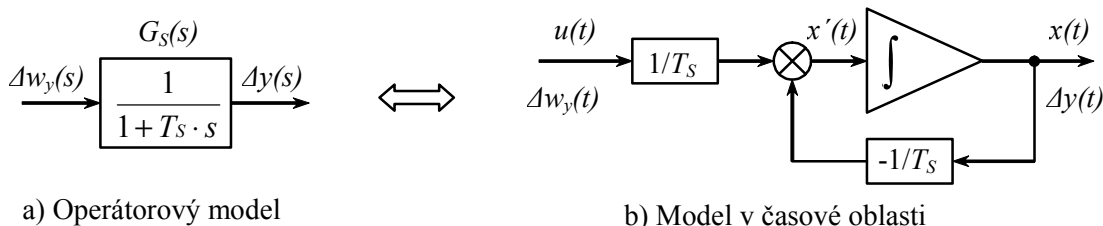
6.1 LINEÁRNÍ MODEL

Lineární model je použitelný jen při současné platnosti všech následujících podmínek:

- změny otevření jsou dostatečně malé a dostatečně pomalé, tj. pro přestavnou rychlost servomotoru platí: $-1/T_f < dy/dt < 1/T_g$,
- pracovní bod je uvnitř normální oblasti otevření: $0 < w_y(t) < 1$,
- lze zanedbat nelinearity typu necitlivosti u hydraulických zesilovačů.

Chování silové části lze přijatelně přesně aproximovat soustavou 1. řádu buď přenosem v operátorové oblasti, nebo diferenciální rovnicí v časové oblasti – viz rovnice (6/1) a obr. 6-1.

$$G_S(s) = \frac{\Delta y(s)}{\Delta w_y(s)} = \frac{1}{1 + T_S \cdot s} \quad \Leftrightarrow \quad \Delta y'(t) = -\frac{1}{T_S} \cdot \Delta y(t) + \frac{1}{T_S} \cdot \Delta w_y(t) \quad (6/1)$$



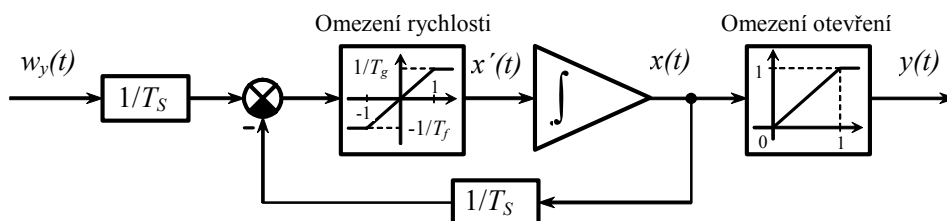
Obr. 6-1 Lineární modely silové části

Pro absolutní otevření a žádané otevření platí: $y(t) = y_o + \Delta y(t)$, $w_y(t) = w_o + \Delta w_y(t)$.

6.2 NELINEÁRNÍ MODEL

Výskyt nelineárního režimu silové části je relativně častý. Příčiny výskytu nelinearit:

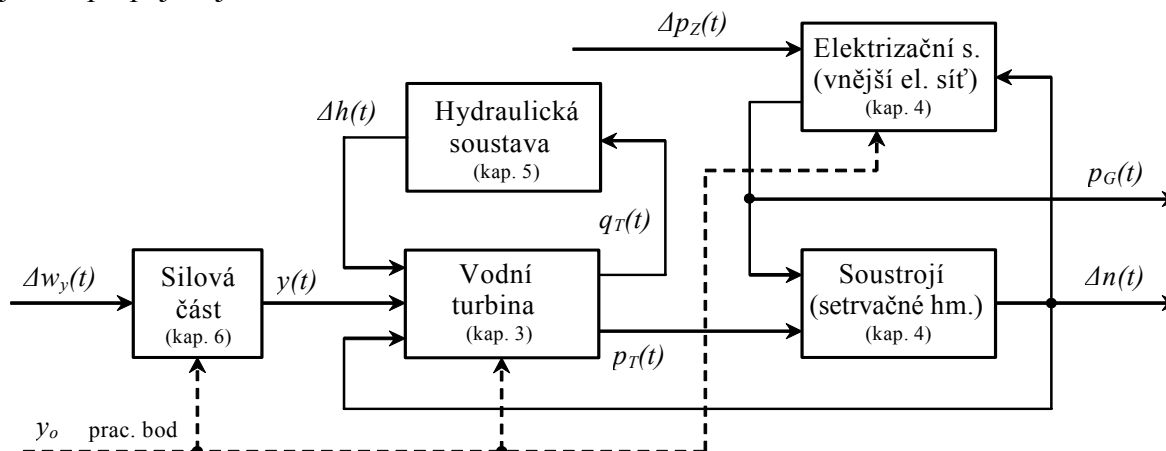
- Působení omezení otevření. Při tomto je otevření turbíny maximální ($y = 1$), nebo je turbína naopak zavřena ($y = 0$). Žádané otevření w_y leží vně pracovního rozsahu.
- Působení omezení přestavné rychlosti. Řídicí systém požaduje rychlejší změnu otevření než je fyzikálně možné. Mezní přestavná rychlost je často odlišná pro směr na zavírání a pro směr na otevírání:
 - otevírání : $y'(t)_{max} = 1/T_g$ při $w_y'(t) > 1/T_g$
 - zavírání : $y'(t)_{min} = -1/T_f$ při $w_y'(t) < -1/T_f$



Obr. 6-1 Nelineární model silové části

7 TURBOSOUSTROJÍ JAKO REGULOVANÁ SOUSTAVA

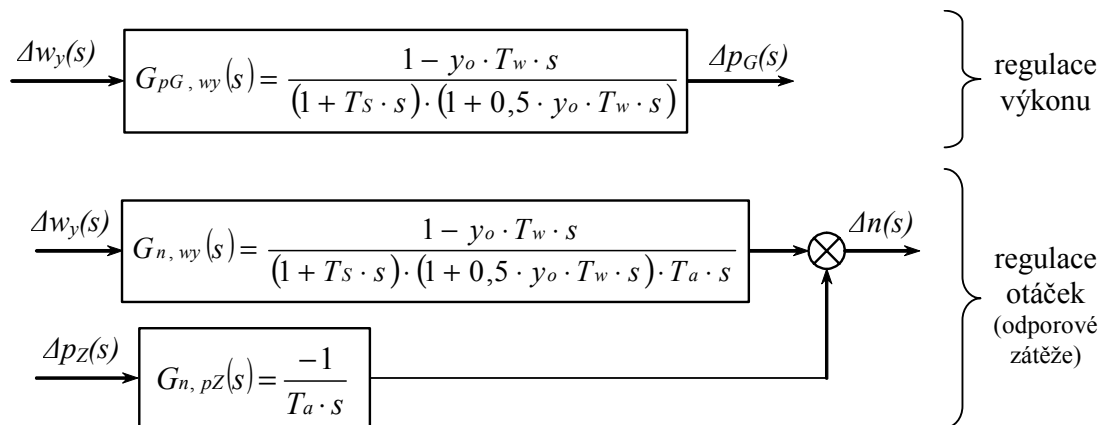
Regulovanou soustavu tvoří bloky, které byly popsány v předchozích kapitolách 3 až 6, jejich vzájemné propojení je uvedeno na obr. 7-1.



Obr. 7-1 Regulovaná soustava – propojení a hlavní veličiny

Model celé regulované soustavy byl zpracován ve více variantách, které se navzájem liší v dále uvedených ohledech.

- Hledisko řádu soustavy. To se týká hlavně hydraulické soustavy – od prvního řádu (nepružný hydraulický ráz, pro krátká potrubí) až po soustavy vysokého řádu (pro přesná řešení).
- Hledisko nelinearit. Lineární model je použitelný pro malé nebo pomalu se měnící změny otevření turbíny. Linearita umožňuje obecnější řešení, je možno použít přenosů a v časové oblasti jednodušší stavové popisy soustavy. Reálné procesy jsou ale častěji nelineární.
- Hledisko přesnosti a účelu použití. Nižší přesnost modelu postačuje při syntéze regulace, ale naopak vysokou přesnost vyžadujeme při simulacích regulačních pochodů (garance vlastností).



Obr. 7-2 Nejjednodušší možný model – lineární model, s hydraulickou soustavou 1. řádu

Nejobecnější model byl zpracován jako stavový popis pro hydraulickou soustavu n -tého řádu: $\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}(t) \cdot \mathbf{x}(t) + \mathbf{B}(t) \cdot \mathbf{u}(t)$,

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{C}(t) \cdot \mathbf{x}(t) + \mathbf{D}(t) \cdot \mathbf{u}(t),$$

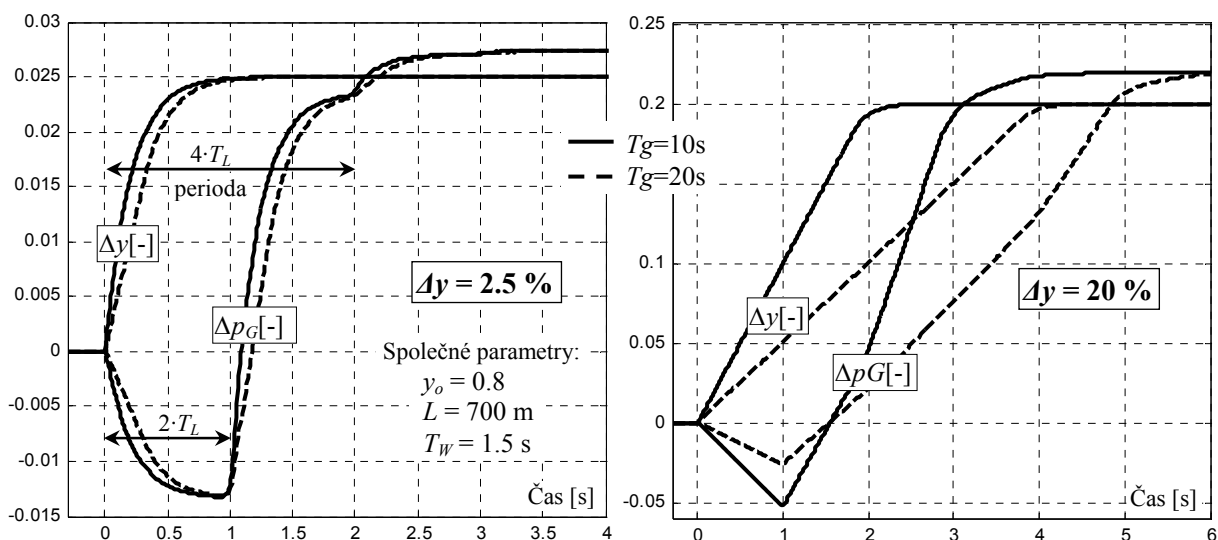
kde stavový vektor je $\mathbf{x}(t) = [\Delta y(t), \Delta h_T(t), \Delta q_1(t), \Delta h_2(t), \Delta q_2(t), \dots, \Delta h_n(t), \Delta q_{vN}(t), \Delta n(t)]^T$, výstupní vektor $\mathbf{y}(t) = [\Delta y(t), \Delta h_T(t), \Delta q_T(t), \Delta n(t), \Delta p_G(t)]^T$ a vstupní vektor $\mathbf{u}(t) = [\Delta w_y(t), \Delta p_z(t)]^T$.

Matice dynamiky $A(t)$, váhové matice vstupu $B(t)$ a výstupu $D(t)$ a váhová matice $C(t)$ stavového vektoru jsou časově variantní (vliv nelinearity) a kvůli rozsahu jsou popsány jen v základní práci [53].

8 ŘEŠENÍ ČASOVÝCH PRŮBĚHŮ S MODELEM SOUSTAVY

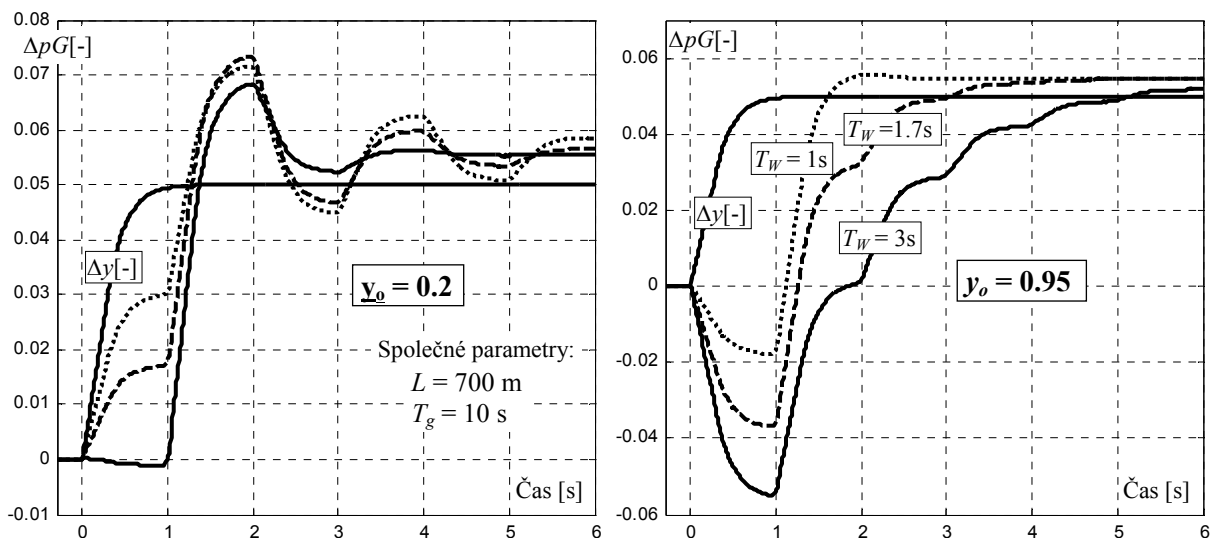
Vlastnosti regulované soustavy lze zkoumat ve frekvenční nebo časové oblasti. V této práci je dána přednost druhé možnosti, protože regulační pochody jsou ve značné míře nelineární. Vychází se ze stavového popisu systému a k řešení příslušných soustav diferenciálních a algebraických rovnic se používá prostředí Matlab-Simulink [W1].

Počítačové modely v několika variantách jsou obsaženy v habilitační práci [53] a z důvodu omezeného rozsahu tohoto spisu jsou zde uvedeny jen vybrané příklady řešení. Není-li uvedeno jinak, je pro simulace použito přesného řešení s řádem hydraulické soustavy o velikosti 100 (potrubí rozděleno do 50 úseků). Lze zjišťovat časové průběhy libovolných veličin, ale pro řízení má největší význam výkon $\Delta p_G(t)$. Zde uvedené příklady vycházejí ze zjednodušeného modelu Francievy vodní turbíny ($K_{qy} = 1$, $K_{py} = 1.11$, $K_{qh} = 0.5$, $K_{ph} = 1.5$, $K_{qn} = K_{pb} = 0$).

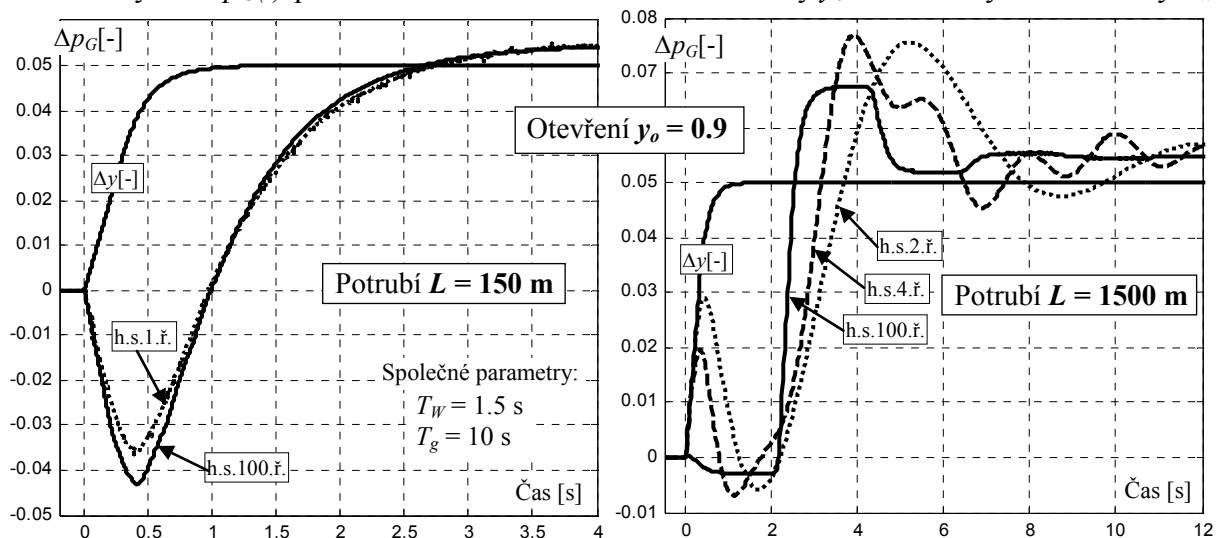


Obr. 8-1 Výkon $\Delta p_G(t)$ po skoku otevření – vliv velikosti změny otevření Δy a doby otevření T_g

Na obr. 8-1 je demonstrován vliv nelineárního režimu, který vznikne při velkých změnách žádaného otevření turbíny. Z obr. 8-2 jsou patrné dva dominantní vlivy na zkoumanou dynamiku pochodů. Z ovlivnitelných faktorů je to pracovní bod turbíny, tj. počátečního otevření y_o a dále daná časová konstanta náběhu vody T_W . Při větších otevřeních je výrazný efekt podregulování, tj. záporný výkon na začátku pochodu.



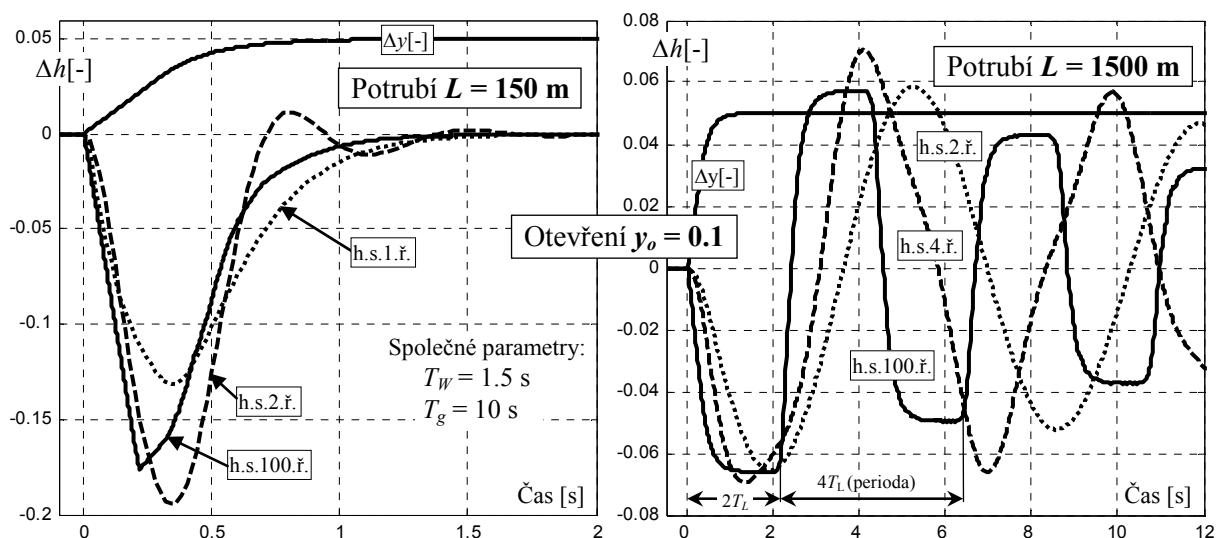
Obr. 8-2 Výkon $\Delta p_G(t)$ po skoku otevření - vliv otevření turbíny y_o a konstanty náběhu vody T_W



Obr. 8-3 Výkon $\Delta p_G(t)$ po skoku otevření - vliv délky potrubí L a přesnosti (řádu) modelu

Na obr. 8-3 a obr. 8-4 jsou časové průběhy výkonu $\Delta p_G(t)$ i spádu vody $\Delta h(t)$ a záměrně jsou vybrány případy potrubí s výrazně rozdílnými délkami. S tím těsně souvisí i volba řádu modelu hydraulické soustavy, přičemž výsledky lze shrnout následovně.

- Řád modelu hydraulické soustavy by měl být volen hlavně s ohledem na délku potrubí L a dále s ohledem na požadovanou přesnost modelu. Pro simulace je vhodnější vyšší řád než pro syntézu regulace.
- Objektivní časový průběh podregulování je zjistitelný jen použitím modelů vysokého řádu.
- Model hydraulické soustavy 1. řádu (nep pružný ráz) je využitelný jen pro krátká potrubí.
- Vyšetřování při malých otevřeních je méně přesné, což se týká hlavně spádu $\Delta h(t)$.
- Při malých otevřeních a dlouhých potrubích má soustava rezonanční charakter způsobený šířením tlakových vln v potrubí. Perioda kmitů je dána čtyřnásobkem doby běhu tlakové vlny T_L po délce potrubí.



Obr. 8-4 Spád vody $\Delta h(t)$ po skoku otevření – vliv délky potrubí L a přesnosti (řádu) modelu

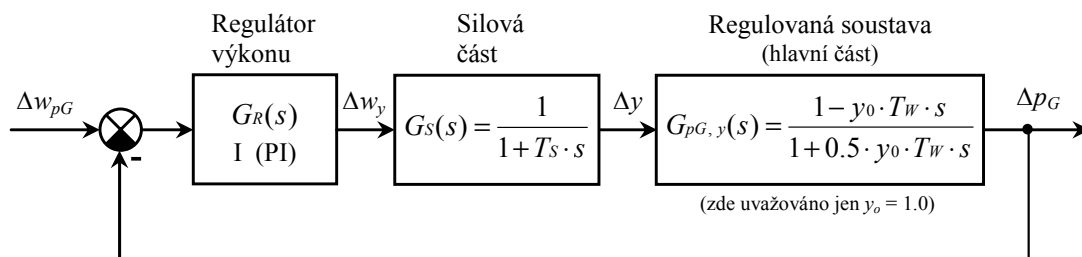
9 REGULACE VÝKONU

Regulace výkonu je základním a nejvíce využívaným provozním režimem turbosoustrojí vodní elektrárny. U regulace výkonu je koncepčně důležité, že odchylka otáček od jmenovité hodnoty je trvale nulová ($\Delta n(t) = 0$). Důležitý je zde přenos řízení, přenos poruchy je málo významný.

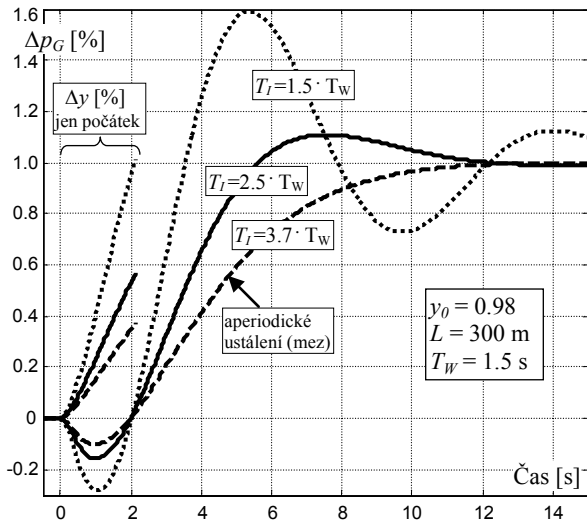
9.1 KLASICKÁ REGULACE, STANDARDNÍ ŘEŠENÍ

Většina stávajících regulátorů vodních turbín v tuzemských i zahraničních vodních elektrárnách byla realizována analogovou technikou, přičemž standardní postup řešení vycházel a ještě dnes vychází z následujících předpokladů a principů.

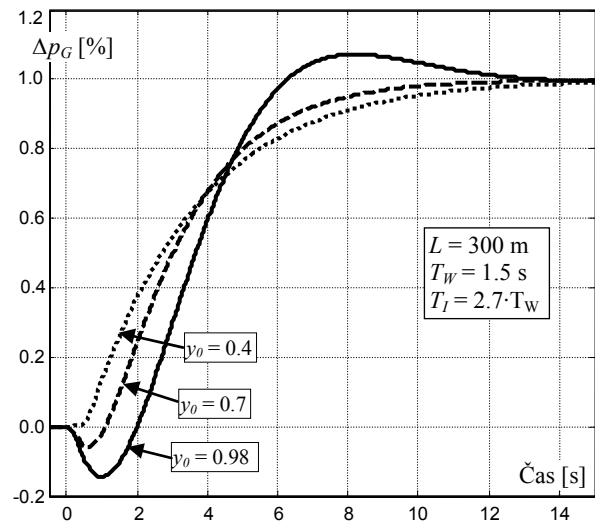
- Hydraulická část soustavy se uvažuje s nejjednodušším popisem dynamiky (bez pružnosti vody a potrubí), tj. nahrazuje se modelem 1. řádu. Celá soustava má model dle obr. 7-2.
- Při syntéze regulace se vychází z nejnepříznivějších podmínek z hlediska stability regulačního obvodu. Ten nastane při plném otevření turbíny ($y_0 = 1.0$).
- Regulace se navrhuje pro lineární režim, tj. pro malé odchylky výkonu a otevření.
- Vlastní regulátor výkonu se navrhuje s přenosem integračním (I). Tím je zajištěna shoda žádaného a skutečného výkonu v ustálených podmínkách a otevření turbíny je bez prudkých změn. Přenos proporcionálně integrační (PI) je méně vhodný, protože proporcionální složka způsobuje nežádoucí rychlé změny otevření a v důsledku toho je větší podregulování na počátku regulačního pochodu.



Obr. 9-1 Regulace výkonu, klasicky uvažovaná struktura regulačního obvodu



Obr. 9-2 Vliv nastavení regulátoru

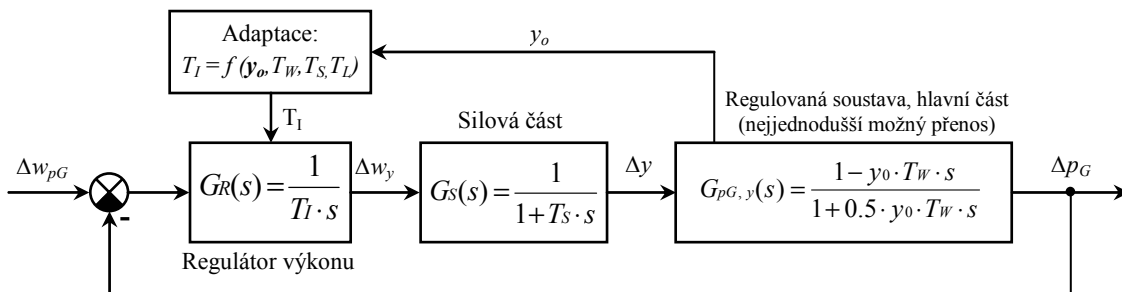


Obr. 9-3 Vliv pracovního bodu

K syntéze regulátoru je v habilitační práci odvozeno doporučení volit integrační konstantu $T_I = (2.5 \text{ až } 3) \cdot T_W$, viz též obr. 9-2. Nevýhodou této klasické koncepce regulace je zbytečné zatlumení při částečném otevření turbíny – viz obr. 9-3.

9.2 REGULACE VÝKONU S ADAPTACÍ DLE OTEVŘENÍ TURBÍNY

Cílem adaptace je využití příznivých dynamických vlastností turbosoustrojí i v oblasti částečných otevření turbíny. Podstata adaptace je schematicky znázorněna na obr. 9-4. Obecně jde o stanovení funkční závislosti integrační časové konstanty na souvisejících veličinách $T_I = f(y_o, T_W, T_S, T_L)$, ale adaptace se týká hlavně proměnného otevření turbíny, tj. $T_I = f(y_o)$.



Obr. 9-4 Podstata adaptivní regulace výkonu

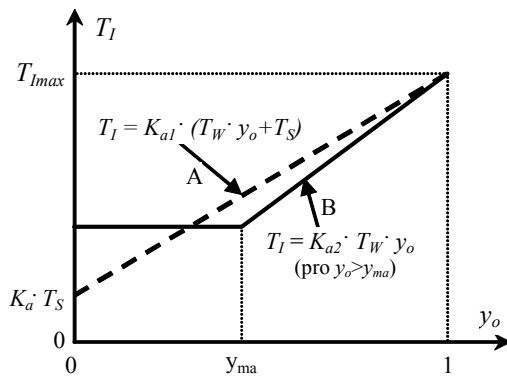
Autor navrhuje 2 varianty adaptace, přičemž obě byly rozsáhle ověřeny simulacemi.

- A) **Adaptace s explicitním vyjádřením.** Integrační časová konstanta se mění podle pracovního otevření y_o , ale současně je zohledněna doba náběhu vody T_W a časová konstanta T_S silové části. Zákon adaptace má tvar $T_I = K_{a1} \cdot (T_W \cdot y_o + T_S)$. (9/1)

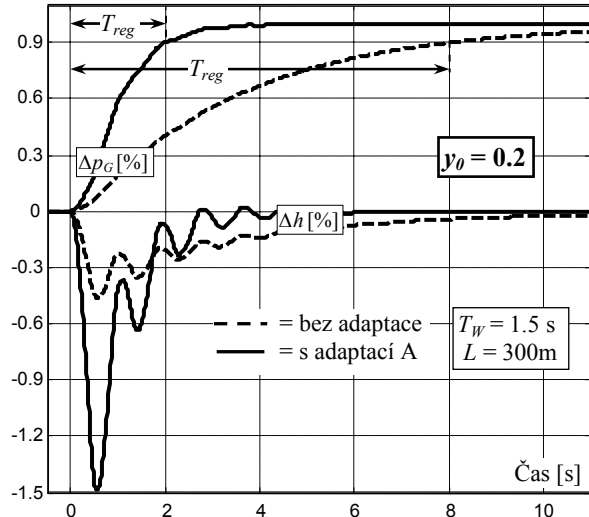
Hodnota koeficientu K_{a1} je závislá na požadované kvalitě regulace výkonu; pro střední T_W a malé T_L je vhodné volit $K_{a1} \approx 2,4$.

- B) **Adaptace s omezeným rozsahem.** Jde o obdobu předchozí adaptace, ale se zmírněním tlakových změn v oblasti malých otevření turbíny. Regulace je robustnější. Dosáhneme toho tím, že integrační konstanta T_I se nezmenšuje při otevření pod zvolenou mez adaptace y_{ma} . Zákon adaptace má tvar $T_I = (K_{a2} \cdot T_W \cdot y_o) \cdot (y_o \geq y_{ma}) + (K_{a2} \cdot T_W \cdot y_{ma}) \cdot (y_o \leq y_{ma})$. (9/2)

Při simulacích se osvědčily následující hodnoty koeficientů: $K_{a2} \approx 2.7$, $y_{ma} = 0.4$.



Obr. 9-5 Adaptivní závislosti $T_I = f(y_o)$

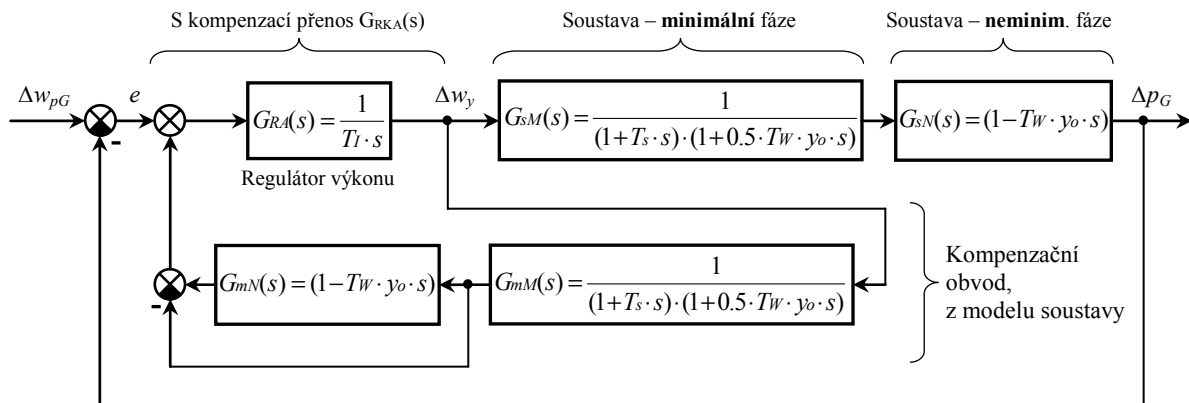


Obr. 9-6 Účinek adaptace na dobu regulace (adapt. A)

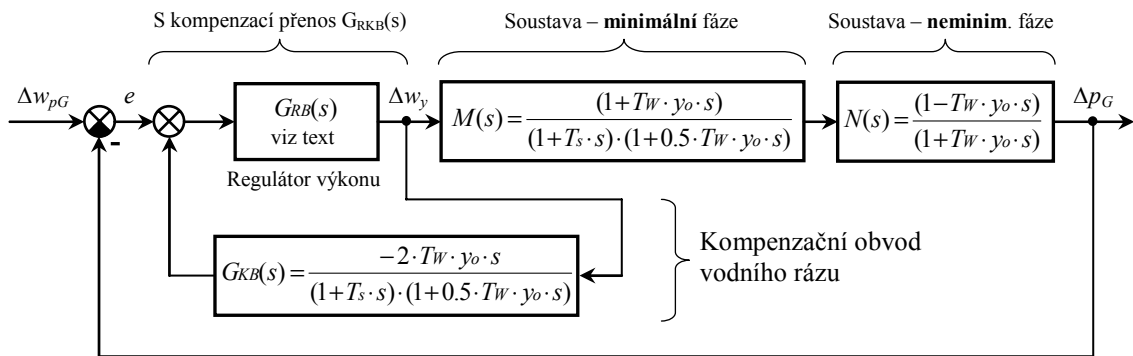
Adaptaci regulátoru výkonu podle otevření turbíny lze celkově hodnotit jako přínosné opatření. Nutno však mít na zřeteli, že ke zlepšení dochází jen při provozu na výkonech menších než jmenovitých. Adaptace taktéž nezmenšuje nežádoucí efekt podregulování při rychlých regulačních změnách.

9.3 REGULACE VÝKONU S KOMPENZAČNÍMI OBVODY

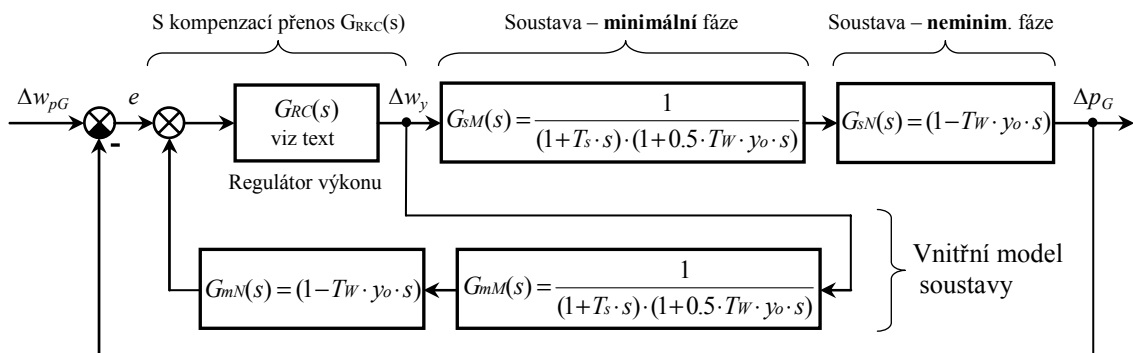
Regulace s kompenzačními obvody je charakteristická tím, že část nebo celý upravený model regulované soustavy je doplňkovou částí regulátoru. Obecnou nevýhodou kompenzačních metod je malá robustnost řízení, tj. výskyt výrazných změn v chování regulace při nesouladu mezi vlastnostmi reálné regulované soustavy a vlastnostmi modelů, které regulátor využívá ve své vnitřní činnosti. Byly zkoumány 3 varianty regulací se strukturami dle obr. 9-7 až 9-9.



Obr. 9-7 Regulační obvod výkonu s kompenzací dle Smitha



Obr. 9-8 Regulační obvod výkonu s kompenzací vodního rázu



Obr. 9-9 Regulační obvod výkonu s vnitřním modelem (IMC – Internal Mode Control)

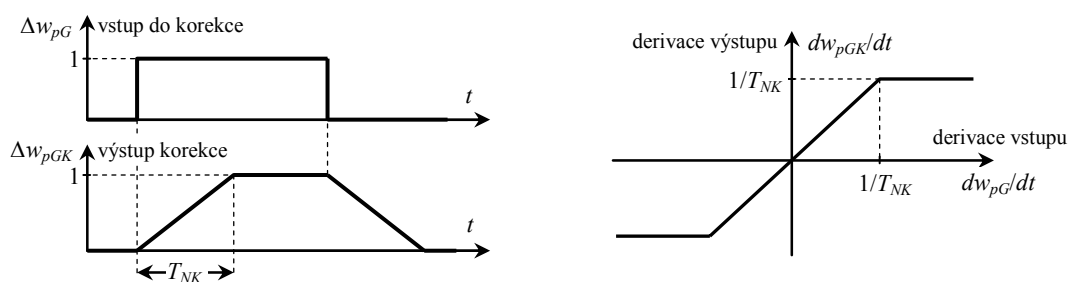
Z uvedených koncepcí bylo dosaženo nejlepších výsledků regulací s vnitřním modelem a s přenosem $G_{RC}(s) = \frac{(1 + T_s \cdot s) \cdot (1 + 0.5 \cdot T_W \cdot y_0 \cdot s)}{(1 + T_{fC} \cdot s)^n}$, kde T_{fC} je konstanta filtrace a n je řád filtrace.

Intenzitou filtrace lze ovlivňovat dynamiku regulace a tím nepřímo i míru podregulování.

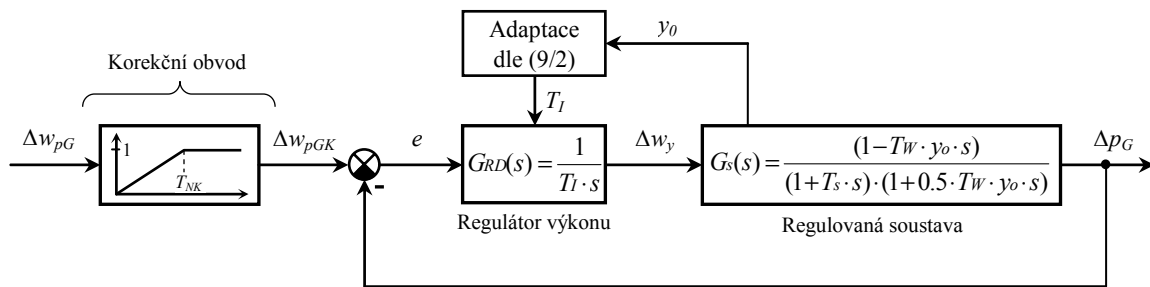
9.4 REGULACE VÝKONU S KOREKČNÍM OBVODEM

Podstatou korekce je omezení rychlých změn v signálu žádané hodnoty výkonu. Tím se nepřímo docílí potlačení efektu podregulování, protože žádaná hodnota se bude měnit jen omezenou rychlostí, a to takovou, aby se přechodová charakteristika výkonu blížila monotónnímu průběhu jen v kladné oblasti (bez výrazné záporné počáteční části).

Autor navrhuje použít korekci nelineárním obvodem s funkcí omezení derivace. Vlastnosti takového korekčního obvodu jsou definovány charakteristikami na obr. 9-10. Parametrem je doba náběhu T_{NK} korekčního obvodu.

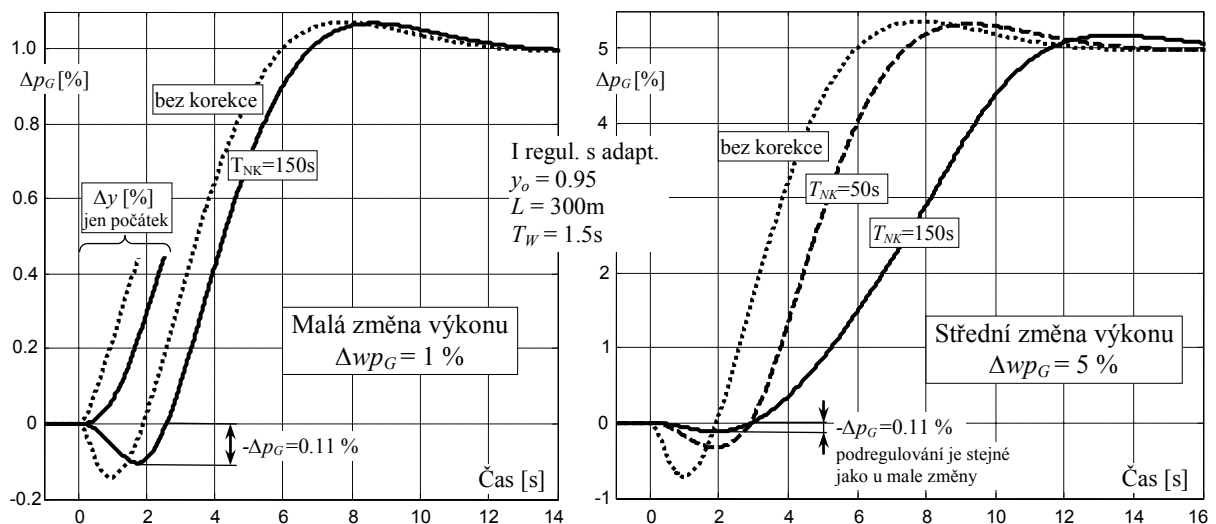


Obr. 9-10 Vysvětlení činnosti korekčního obvodu výkonu



Obr. 9-11 Příklad regulace výkonu s korekčním obvodem (regulátor může být i jiný)

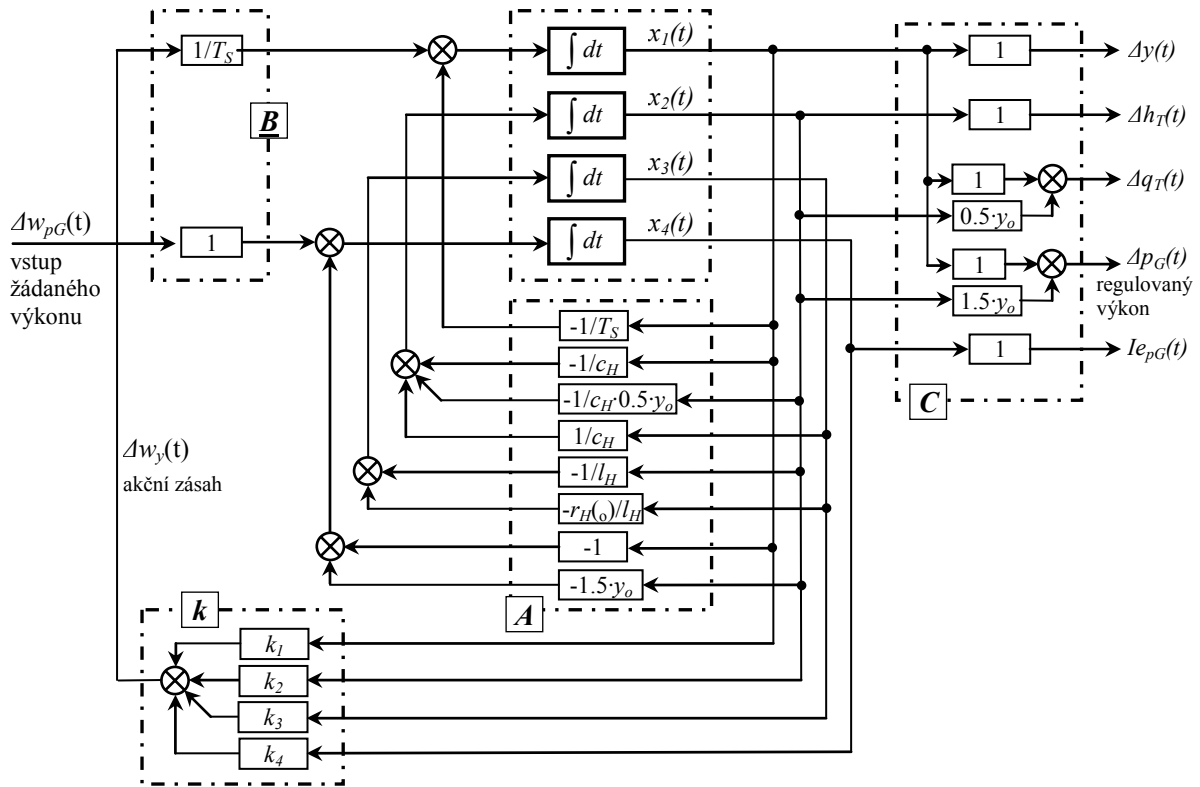
Vlastnosti navrhovaného řešení jsou částečně ukázány na příkladech přechodové charakteristiky v obr. 9-12. Velikost podregulování je nepřímo úměrná době náběhu T_{NK} korekčního obvodu. Druhou vlastností je, že absolutní velikost podregulování (v uvedeném příkladě $-\Delta p_G = 0.11\%$) není závislá na velikosti skokové změny výkonu. Díky tomu je relativní hodnota podregulování ($-\Delta p_G / \Delta w_y$) pro střední a velké změny již přijatelná.



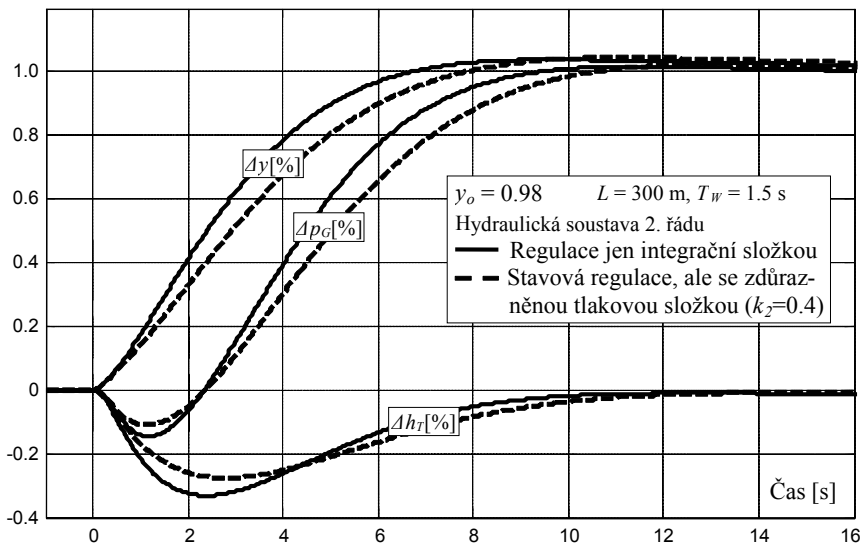
Obr. 9-12 Účinek korekce a rozdílnost působení dle velikosti změn výkonu

9.5 STAVOVÁ REGULACE VÝKONU

Stavové řízení by obecně mělo dosahovat nejlepších výsledků, protože má k dispozici úplné informace o vnitřních stavech řízené soustavy. Tato přednost je částečně snížena větší složitostí návrhu řízení a taktéž skutečností, že některé stavové veličiny nejsou měřitelné a je nutné je zjišťovat speciálním modelem, tzv. rekonstruktorem.



Obr. 9-13 Schéma stavové regulace výkonu – základní uvažovaná varianta



Obr. 9-14 Srovnání přechodových charakteristik klasické a stavové regulace výkonu

(klasická regulace má jen integraci, stavová zahrnuje i vliv spádu vody)

K analýze vlastností stavové regulace výkonu byl použit model s hydraulickou soustavou 2. řádu a celá regulovaná soustava byla 4. řádu. Stavové veličiny se odebírají přímo z modelu soustavy a jde tedy o ekvivalenci případu úlohy s použitím ideálního rekonstruktoru. Struktura zkoumané regulace je zřejmá z obr. 9-13, výsledky k tomuto příkladu jsou na obr. 9-14.

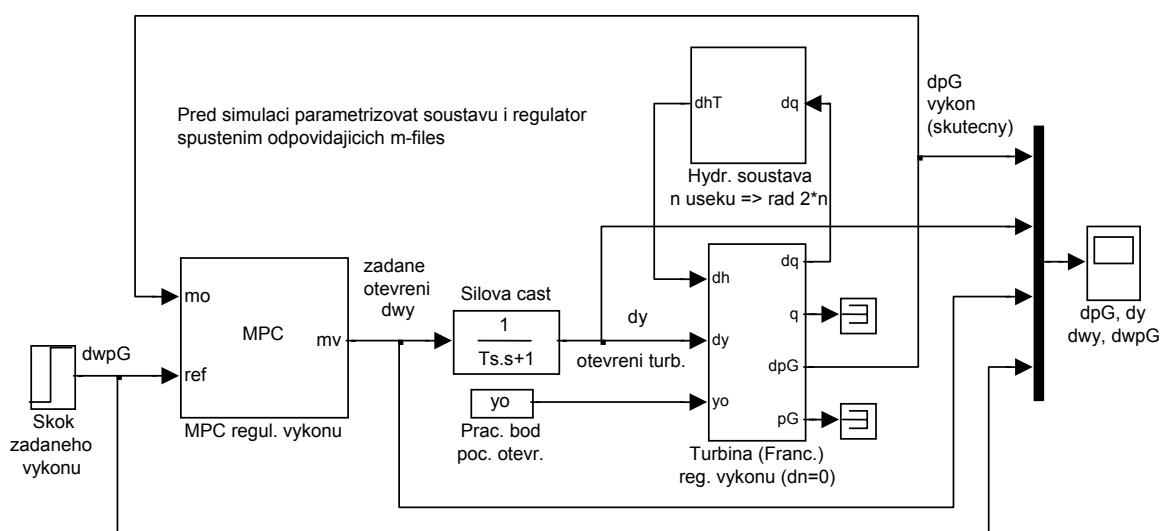
Z hlediska velikosti nežádoucího podregulování nepřináší stavová regulace zlepšení vůči jiným principům regulací z předchozích kapitol. Je to tím, že zpětnými vazbami k_1 až k_4 ovlivňuje rozmístění pólů přenosových funkcí, ale neovlivňují se nuly přenosu, které jsou zde rozhodující.

Syntéza stavové regulace je optimalizační úlohou, která mimo jiné vyžaduje definovat i kritérium kvality regulace. Pro regulaci výkonu vodní turbíny musel autor navrhnout nestandardní kritérium, které zvýšenou mírou zohledňuje (pokutuje) nežádoucí efekt podregulování, viz [52].

9.6 PREDIKTIVNÍ REGULACE VÝKONU

Prediktivní řízení je často označováno zkratkou MPC (Model-based Predictive Control), protože je založeno na využití matematického modelu řízeného objektu k predikci budoucích hodnot regulovaných veličin pro určitou posloupnost akčních zásahů. Z množiny možných budoucích akčních zásahů jsou pak vybírány právě ty, které jsou optimální z hlediska zvolené účelové funkce (funkcionálu).

Teorie prediktivního řízení je popsána např. v [20]. V habilitační práci bylo ke zkoumání použito prostředí Matlab-Simulink a doplňující moduly Model Predictive Control Toolbox a Control System Toolbox, viz [W1].

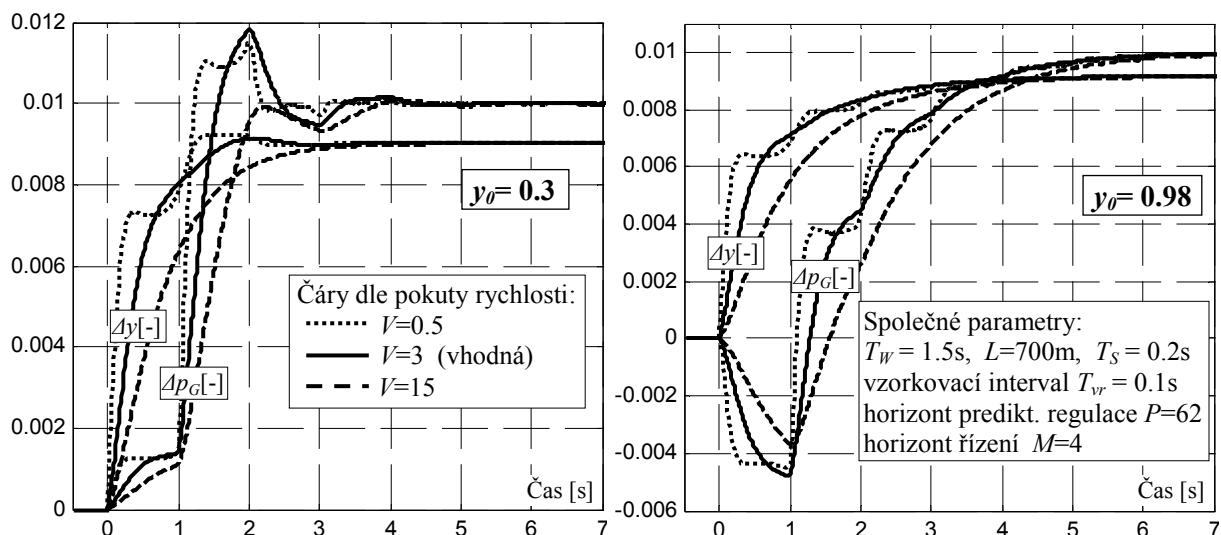


Obr. 9-15 Schéma prediktivní regulace výkonu v Simulinku (univerzální, pro $n \geq 1$)

Byla uskutečněna řada simulačních experimentů, z nichž vyplývá, že pečlivou volbou parametrů prediktivních regulátorů lze sice docílit lepších regulačních vlastností než s ostatními regulacemi, ale zlepšení není výrazné. Pozitivní část přechodové charakteristiky (nárůst výkonu) je rychlejší a bez překmitu, ale pro oblast podregulování zůstává problém jako u ostatních regulací – rychlejší otevírání způsobuje větší podregulování výkonu.

Nevýrazné zlepšení se ale týká jen použité varianty MPC ve spojení s regulovanou soustavou s neminimální fází. Problém je v tom, že dané MPC má zabudované kritérium kvality pro standardní soustavy a to není příliš vhodné pro zde uvažovanou soustavu vodní elektrárny. K výraznějšímu zlepšení kvality regulace je žádoucí, aby prediktivní regulátor pracoval s modifikovaným kritériem kvality, které výrazně více pokutuje zápornou oblast (podregulování výkonu) na začátku přechodové charakteristiky, např. dle návrhů v [52], [53].

Na obr. 9-16 je příklad přechodových charakteristik prediktivní regulace výkonu. Platí pro regulovanou soustavu s přesným modelem ($n=50$) a přibližně optimální parametry parametrů MPC.



Obr. 9.16 Přechodové charakteristiky s MPC – vliv otevření y_0 a pokuty rychlosti V

10 ZÁVĚR

Habilitační práce [53] je věnována automatizaci vodních elektráren se zaměřením na automatické řízení hlavního technologického uzlu, tj. turbosoustrojí s vodní turbínou. Obsah práce má interdisciplinární charakter, protože vedle hlavního oboru technické kybernetiky vyžaduje znalosti hydraulických strojů (turbíny), hydrodynamiky (proudění vody v potrubích), energetiky (vlastnosti elektrizační soustavy a požadavky na její provoz), konstrukce strojních zařízení (servomechanismus silové části), silnoproudé elektrotechniky (generátor), prostředků automatického řízení (řídící systémy) atd.

Úvodní část práce obsahuje přehled vývoje oboru automatického řízení vodních turbín, včetně nedostatků stávajících koncepcí. Největší pozornost je věnována regulaci výkonu.

Druhá část práce se týká podrobné analýzy regulačních vlastností technologických uzlů vodní elektrárny. Cílem bylo získat matematické a počítačové modely dotyčných částí, zpravidla ve variantách pro lineární i nelineární provozní režimy. Byly zpracovány a převážně nově navrženy modely Francisovy vodní turbíny, elektrizační soustavy, hydraulické soustavy (potrubí) a silové části.

V třetí části práce se definuje skladba a vlastnosti celého turbosoustrojí jako regulované soustavy. Taktéž je navržena analýza časových průběhů veličin soustavy při simulacích regulačních pochodů. Jde o soustavu s neminimální fází, která je obtížně říditelná. Nežádoucí je efekt podregulování – při otevírání turbíny zpočátku výkon turbíny krátkodobě poklesne a teprve později dojde k ustálení výkonu na nové zvýšené úrovni.

Poslední částí práce je rozbor možných řešení regulace výkonu turbosoustrojí vodní elektrárny. Je uvažováno 6 koncepcí, každá je podrobněji popsána a jsou zváženy její přednosti a nedostatky. Při posuzování je značná pozornost věnována možnosti zmírnit efekt podregulování, který se sice vyskytuje jen při vyšších otevřeních turbíny, ale je nevýhodou při poskytování dynamických služeb vodních elektráren pro stabilní provoz elektrizační soustavy.

Habilitační práce je příspěvkem k rozšíření znalostí z oboru automatického řízení turbosoustrojí vodních elektráren. Vychází vstříc trendu, při kterém je řada problémů řešena modelováním s následnou simulací zkoumaných procesů. Vyplňuje se tím existující mezera v absenci teoretických podkladů, které jsou potřebné pro kvalifikované projektování vodních elektráren a k vyššímu využití jejich kvalit v energetice.

LITERATURA (pro celou habilitační práci)

- [1] Balátě, J.: *Automatické řízení*. Praha: BEN, 2003. 664 s. ISBN 80-7300-020-2.
- [2] ČSN EN 61362: 1999. *Regulace vodních turbín – Průvodce specifikací*. Praha: ČNI, 56 s.
- [3] ČSN EN 60308: *Vodní turbíny – Zkoušení řídicích systémů*. Norma je v přípravě.
- [4] ČSN EN 62270: *Automatizace vodních elektráren – Pokyn pro řízení pomocí počítače*. Norma je v přípravě. 70 s.
- [5] Bobál, V. – Böhm, J. – Prokop, R. – Fessler, J.: *Praktické aspekty samočinně se nastavujících regulátorů: algoritmy a implementace*. Brno: VUTIUM, 1999.
- [6] Fasol, K.: Fortschritte bei Hardware und Software für Planung und Regelung von Wasserkraftanlagen. *Österreichische Zeitschrift für Elektrizität*. 1988, Nr. 8.
- [7] Glattfelder, R.: Frequency control for low head hydro units in isolated networks. *Water Power and Dam Construction*. 1988, No. 3.
- [8] Hanuš, B. – Olehla, M. – Modrlák, O.: *Číslicová regulace technologických procesů*. Brno: VUTIUM, 2000.
- [9] Hoppe, M.: *Die Regelung von Systemen mit Allpass-Eigenschaften, dargestellt durch theoretische und experimentelle Untersuchung einer Wasserkraftanlage*. Ruhr – Universität Bochum, 1981.
- [10] Hutarew, G.: *Regelungstechnik: Kurze Einführung am Beispiel der Drehzahlregelung von Wasserturbinen*. Berlin – Heidenberg: Springer – Verlag, 1969.
- [11] Jurečka, J. – Bína, J. – Němec, Z.: Mathematical Model of a Water turbine Hydraulic System and Its Experimental Verification. In *Sborník konference Hydroturbo 85, Olomouc*. 1985.
- [12] Kubík, S. – Kotek, Z. – Strejc, V. – Štecha, J.: *Teorie automatického řízení I: Lineární a nelineární systémy*. Praha: SNTL, 1982.
- [13] Kugler, R.: *Syntéza stavového regulátoru výkonu vodní turbíny numerickou metodou*. Diplomová práce, VUT v Brně, FSI, ÚAI. Brno, 2007. 69 s.
- [14] Lamač, J.: *Elektrohydraulická regulace vodních turbín*. Praha: SNTL, 1981.
- [15] Lamač, J.: Nový typ regulátorů Kaplanovy turbíny ve VE Vrané nad Vltavou. *Energetika*, roč. 1985, č. 10.
- [16] Lazar, T.: Současné požadavky na řešení řídicího systému vodní elektrárny. *Energetika*, roč. 1984, č. 12. s. 546–549.
- [17] Lein, G. – Hudovernik, W.: Verbesserung des dynamischen Verhaltens von Wasserkraftanlagen durch Druck und Wasserspiegelaufschaltung im Regelungsbetrieb. *Österreichische Zeitschrift für Elektrizität*. 1989, Nr. 9.
- [18] Macháček, J. – Havlíček, L.: Metodika IMC pro nastavení PID regulátorů. *Automatizace*, roč. 2004, č. 2. s. 123–124.
- [19] Mello, F. – Koessler, R.: Hydraulic turbine and turbine control models for system dynamic studies. *IEEE Transactions on Power Systems*, No. 1, 1992. pp. 167–179.
- [20] Mikleš, J. – Fikar, M.: *Modelovanie, identifikácia a riadenie procesov 2*. Bratislava: STU Bratislava, 2004.
- [21] Mikleš, J. – Hutla, V.: *Teória automatického riadenia*. Bratislava: Alfa, 1986.
- [22] Nechleba, M.: *Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství*. Praha: SNTL, 1962.
- [23] Nechleba, M.: *Základy regulace vodních turbín*. Praha: SNTL, 1984.

- [24] Němec, Z.: Hladinová regulace malých vodních elektráren. In *Sborník konference Hydroturbo 83*. Blansko, 1983.
- [25] Němec, Z.: Linearizovaný model generátormotoru pro vodní elektrárny v paralelním provozu. Technická zpráva Orgrez Brno. 1983. 32 s.
- [26] Němec, Z.: Měření frekvenčních charakteristik výkonu, tlaku a otáček Kaplanovy turbíny – VE Mohelno. Technická zpráva Orgrez Brno. 1984. 37 s.
- [27] Němec, Z.: Model generátoru VE Mohelno pro paralelní chod a malé změny. Technická zpráva Orgrez Brno. 1985. 28 s.
- [28] Němec, Z.: Úvodní studie k číslicovým řídicím systémům vodních turbín. Technická zpráva Orgrez Brno. 1986. 43 s.
- [29] Němec, Z.: Možnosti zvýšení kvality regulace otáček vodní turbíny lineární regulací s proměnnými parametry. Technická zpráva Orgrez Brno. 1986. 28 s.
- [30] Němec, Z.: Použití mikropočítačové techniky k regulaci vodních turbín. In *Sborník konference Hydroturbo 87*. Trenčín, 1987.
- [31] Němec, Z.: Matematické modely vodní turbíny, hydraulické soustavy a elektrizační soustavy. Technická zpráva Orgrez Brno. 1987. 39 s.
- [32] Němec, Z.: Řízení vodní turbíny a matematické modely hlavních částí řízené soustavy. Práce k aspirantské odborné zkoušce na FE VUT v Brně, 1987.
- [33] Němec, Z.: Stavový popis a analýza soustavy s Francisovou vodní turbínou. Technická zpráva Orgrez Brno. 1988. 34 s.
- [34] Němec, Z.: Stavový popis a model soustavy s vodní turbínou pro malé změny veličin. Technická zpráva Orgrez Brno. 1988. 38 s.
- [35] Němec, Z.: Model řízené soustavy s Francisovou vodní turbínou pro velké změny veličin. Technická zpráva Orgrez Brno. 1989. 26 s.
- [36] Němec, Z.: Návrh jednoduchých diskrétních regulací otáček vodních turbín. Technická zpráva Orgrez Brno. 1989. 38 s.
- [37] Němec, Z.: Možnosti zlepšení kvality řízení vodních turbín. In *Sborník konference Hydroturbo 89*. Brno, 1989.
- [38] Němec, Z.: Regulace otáček vodní turbíny vyšší kvality. Technická zpráva Orgrez Brno. 1990. 32 s.
- [39] Němec, Z.: Srovnání několika principů regulace otáček vodní turbíny podle dosažitelné kvality. Technická zpráva Orgrez Brno. 1990. 22 s.
- [40] Němec, Z.: Stavová regulace otáček vodní turbíny. Technická zpráva Orgrez Brno. 1991. 35 s.
- [41] Němec, Z.: Simulace regulačních pochodů pro různé druhy regulací otáček vodních turbín. In *Sborník konference Hydroturbo 91*. Trenčín, 1991.
- [42] Němec, Z.: Příspěvek ke zvýšení kvality regulace otáček vodních turbín. Kandidátská disertační práce, VUT v Brně, Fakulta elektrotechnická, 1992. 128 s.
- [43] Němec, Z.: Provozní ověření primární regulace na PVE Dalešice a VE Slapy. Technická zpráva Orgrez Brno. 1992. 20 s, 33 s. příloh.
- [44] Němec, Z.: Adaptivní regulace otáček vodní turbíny. In *Sborník mezinárodní konference Hydroturbo 93*, Brno. 1993.

- [45] Němec, Z.: *Regulátor vodní turbíny – studie*. Výzkumně vývojová zpráva pro ZAT Příbram. VUT v Brně, Fakulta strojní, 1995.
- [46] Němec, Z.: Rychlé vyhodnocování nízkých kmitočtů pro účely regulace. In *Sborník konference Nové směry automatizace energet. procesů, Zlín*. 1995.
- [47] Němec, Z.: Ověřování regulací vodní turbíny pomocí simulace. In *Sborník 15. mezinárodní konference Hydroturbo 98, Loučná nad Desnou*, 1998.
- [48] Němec, Z.: Simulace negativních účinků číslicového vyhodnocování otáček pro regulaci. In *Konference Matlab 2001, Praha*. 2001. s. 300–304.
- [49] Němec, Z.: *Samostatný chod mikrosoustrojí s turbínami MT5, MT3*. Výzkumně vývojová zpráva pro Mavel, a. s. Benešov. VUT v Brně, FSI, 2001. 14 s.
- [50] Němec, Z.: Modely hydraulické soustavy vodní elektrárny. In *Konference Matlab 2002, Praha*, 2002. s. 386–392.
- [51] Němec, Z.: Turbosoustrojí s Francisovou vodní turbínou jako regulovaná soustava. In *Sborník 17. mezinárodní konference Hydroturbo 2004, Brno*. 2004, s. 121–126.
- [52] Němec, Z.: Kritérium kvality regulace pro náročnější případy automatického řízení. In *Sborník 30. mezinárodní konference TD 2007 – Diagon2007, Zlín*. 2007.
- [53] Němec, Z.: Modely systému a automatické řízení turbosoustrojí vodní elektrárny. Habilitační práce, VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2007. 125 s.
- [54] Noskievič, P.: *Modelování a identifikace systémů*. Ostrava: Montanex, 1999.
- [55] Šulc, B. – Vítečková, M.: *Teorie a praxe návrhu regulačních obvodů*. Praha: ČVUT v Praze, 2004. 333 s.
- [56] Švarc, I.: *Automatizace: Automatické řízení*. Brno: CERM, 2005. 262 s.
- [57] Záruba, J.: *Hydraulický ráz v soustavách potrubí*. Praha: Academia, 1984.
- [58] Zítek, P. – Víteček, A.: *Návrh řízení podsystémů se zpožděním a nelinearitami*. Praha: ČVUT v Praze, 1999.

Zdroje z Internetu (WWW stránky)

- [W1] *Matlab & Simulink*. Informace o produktech fy The Math Works. [on line], [cit. 2006], Dostupné z: <<http://WWW.humusoft.cz/mstlsb>>
- [W2] *VSHyCon – Turbinenregler Serie 500*. Prospekty fy VOITH SIEMENS, Erlangen. [on line], [cit 2/2005]. Dostupné z: <<http://WWW.voithsiemens.de/aktuelles/broschüren>>
- [W3] *Neptun – Turbine Controller TC 1703*. Prospekty fy VA TECH SAT, Wien. [on line], [cit 2/2005]. Dostupné z: <<http://WWW.sat-automation.com/neptun>>
- [W4] *Hydro Control and Automations Systems: for all hydro power plants*. Prospekty fy ALSTOM, sekce Power Hydro. [on line], [cit 2/2005]. Dostupné z: <<http://WWW.hydro.power.alstom.com/control systems>>
- [W5] *Peak Demand Supply: Successful modernization of control technology at the storage power station in Kaprun, Austria*. Zpráva fy ABB o aplikaci platformy System 800xA. [on line], [cit 8/2006]. Dostupné z: <<http://WWW.abb.de.controlsystems>>
- [W6] *Governors*. Informace fy Toshiba. [on line], [cit 8/2006]. Dostupné z: <<http://WWW.toshiba.co.jp/f-ene/hydro/englisch/equipment>>

ANOTACE

Habilitační práce se zabývá automatickým řízením chodu turbosoustrojí ve vodních elektrárnách. Úvodní část práce obsahuje rozbor současného stavu automatického řízení a poukazuje na nevýhody stávajících používaných koncepcí.

Významná pozornost je věnována analýze regulačních vlastností jednotlivých částí řízené soustavy a pro ně jsou zpracovány matematické modely. Analýza se týká Francisovy vodní turbíny, hydraulické soustavy, elektrizační soustavy a silové části k ovládní otevíření turbíny. Jsou uvažovány lineární i nelineární režimy článků regulačního obvodu, různé složitosti hydraulické soustavy a pro tyto varianty jsou navrženy odpovídající modely.

Z dílčích modelů je sestaven model celé řízené soustavy pro prostředí Matlab-Simulink. Simulacemi je podrobně zkoumáno 6 druhů regulací výkonu turbín. Výsledky jsou zhodnoceny hlavně z hlediska dosažitelné kvality regulace. Závažným problémem je vliv setrvačnosti proudící vody v hydraulickém systému, což způsobuje vodní ráz a v regulaci výkonu efekt podregulování.

Výsledky práce jsou teoretickým přínosem pro řešení náročných úloh automatického řízení v provozu vodních elektráren. Jsou kvalifikovaným podkladem k projektování řídicích systémů a k vyšetřování regulačních pochodů pomocí simulací.

ABSTRACT

This inaugural dissertation deals with the automatic water power plant turbine-generator unit control. The opening part contains an analysis of the present situation in automatic control and is aimed at the actual using concept disadvantages.

Significant attention is given to the analysis of control characteristics of the particular system parts and corresponding mathematical models are evolved. In the analysis are involved Francis turbine, hydraulic pipe set, electricity supply system and power set for turbine opening control. Linear and non-linear modes of control loop elements are considered, for variety of hydraulic complications are design corresponding models.

The whole controlled system model for Matlab-Simulink environment is composed of the partial models. Different six performance turbine control situations are investigated by simulation. The results are chiefly reviewed by acquired quality control. The water hammer and the undesirable under-control effect in performance control, caused by a flowing water momentum effect in hydraulic set, is considered to be a serious problem.

This work results have theoretical gains into the solutions of automatic control water turbine demanding operation tasks. The conclusions could be used for control system designing and for control process analysis using simulations.