

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

**REGULAČNÍ ARMATURY VE
VYTÁPĚNÍ**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

JOSEF VOPAŘIL

7 – TZSI – 2022

Souhrn

Cílem této bakalářské práce bylo vypracovat přehled používaných regulačních armatur pro vytápění s důrazem na termostatické regulační ventily. V práci je popsána teorie regulačních armatur pro vytápění a regulaci tepelného výkonu. Je zde vypracované jejich dělení, popsána konstrukce a vysvětlená funkce jednotlivých typů.

U termostatických regulačních ventilů je popsána problematika jejich dimenzování a podílení na hydraulickém vyvážení otopné soustavy a popsání stavů a využití, kdy špatné dimenzování vede ke špatné funkci těchto armatur.

Dále jsou v práci vybrány tři termostatické regulační ventily – na základě teorie vypracovány jejich statické charakteristiky a odvození závislosti omezení pásma proporcionality a regulačního rozsahu na stupni přednastavení.

Summary

The aim of this bachelor thesis was to develop an overview of used control valves for heating with emphasis on thermostatic control valves. The thesis describes the theory of control valves for heating and heat output control. There is an elaboration of their division, described construction and explained function of individual types.

Regarding of thermostatic control valves is described dimensioning and participation in the hydraulic balancing of the heating system and the conditions of use, where incorrect dimensioning leads to poor function of these valves.

Furthermore, three thermostatic control valves are selected in the work - based on the theory, their static characteristics and derivation of the dependence of the proportional band limitation and the control range on the degree of presetting are elaborated.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Regulační armatury ve vytápění“ vypracoval(a) samostatně pod vedením prof. Ing. Jiřího Bašty, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne:

Josef Vopařil

Poděkování

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu práce prof. Ing. Jiřímu Baštovi, Ph.D. za pomoc, podklady, věcné připomínky, vstřícnost a čas, který mi věnoval při konzultacích a vypracování bakalářské práce.

Obsah

1	ÚVOD	8
2	REGULACE TEPelnÉHO VÝKONU	9
2.1	Kvalitativní regulace.....	9
2.2	Kvantitativní regulace.....	12
3	REGULAČNÍ ARMATURY.....	14
3.1	Základní charakteristiky a veličiny.....	15
3.1.1	k_v a k_{vs} hodnota.....	15
3.1.2	Autorita ventilu P_v	16
3.1.3	Charakteristiky ventilů	18
3.1.4	Výsledná charakteristika	21
3.2	Termostatické regulační ventily	23
3.2.1	Dimenzování TRV	26
3.3	Regulace diferenčního tlaku	28
3.3.1	Regulátor tlakové difference	29
3.4	Regulátory objemového průtoku	32
3.5	Přepouštěcí ventily	33
3.6	Trojcestné armatury	35
4	VYHODNOCENÍ TERMOSTATICKÝCH REGULAČNÍCH VENTILŮ.....	36
4.1	Heimeier (model TA V-exact II)	38
4.2	Herz (model 76 V).....	40
4.3	Oventrop (model AV 9).....	42
5	Závěr	44

Seznam použitého značení

c	[J/kg·K]	měrná tepelná kapacita
$\frac{h}{h_{100}}$	[-]	poměrný zdvih
k	[W/m ² ·K]	skutečný součinitel prostupu tepla
k_N	[W/m ² ·K]	jmenovitý součinitel prostupu tepla
k_v	[m ³ /h]	jmenovitý průtok
k_{v0}	[m ³ /h]	jmenovitý průtok při nulovém zdvihu
k_{vR}	[m ³ /h]	nejnižší regulovatelný jmenovitý průtok
\dot{m}	[kg/s]	hmotnostní tok otopné vody
n	[-]	teplotní exponent otopné plochy
P_v	[-]	autorita ventilu
P'_v	[-]	poměrná autorita ventilu
Q	[W]	skutečný přenášený výkon
Q_N	[W]	jmenovitý výkon
r	[-]	regulační rozsah ventilu
S	[m ²]	teplosměnná plocha
t_e	[°C]	venkovní výpočtová teplota
t'_e	[°C]	venkovní teplota
t_i	[°C]	vnitřní výpočtová teplota
t_{w1}	[°C]	teplota přívodní vody
t_{w2}	[°C]	teplota vratné vody

\dot{V}	[m ³ /h]	objemový průtok
Δp_{PS}	[Pa]	tlaková ztráta potrubní sítě okruhu příslušejícího ventilu
Δp_v	[Pa]	tlaková ztráta ventilu
Δp_{v0}	[Pa]	tlaková ztráta ventilu při plném uzavření
Δp_{v100}	[Pa]	tlaková ztráta ventilu při plném otevření
δt	[°C]	skutečné ochlazení na otopné ploše
δt_N	[°C]	jmenovité ochlazení na otopné ploše
ξ	[-]	součinitel místního odporu ventilu
ρ	[kg/m ³]	hustota teplotonosné látky při provozní teplotě
ρ_0	[kg/m ³]	hustota vody při teplotě 15 °C
ϕ	[-]	poměrný průtokový součinitel
φ	[-]	zatížení otopné soustavy
Ψ	[-]	poměrný průtok vody soustavou

1 ÚVOD

Regulování tepelného výkonu lidstvo používá již od objevení ohně, kdy se množstvím daného dřeva do ohně, jeho druhem a kvalitou regulovalo množství vyprodukovaného tepla. Postupně společně s důmyslnějším bydlením a tvorbou měst se vymýšlely sofistikovanější systémy pro vytápění – od černých kuchyní, přes otevřené krby, po velmi sofistikovaný rozvod teplého vzduchu ve starém Římě (hypokaustum), případně později podobně vytápěných velkých zámků v Evropě.

Přibližně v období průmyslové revoluce začaly vznikat důmyslnější systémy, které nebyly tak cenově náročné a postupně v klasickém bydlení zcela nahradily lokální zdroje tepla, jako jsou kamna, pece a krby. Čím propracovanější otopné soustavy vznikaly, tím byla vyšší potřeba přesné regulace, což zvyšovalo požadavky na regulační armatury, čímž se zdokonalovala jejich konstrukce, vymýšlely se nové typy a zlevňovala se jejich výroba.

Tento vývoj samozřejmě pokračuje až dodnes a určitě bude pokračovat i nadále. Bude se do regulace zapojovat více a více elektroniky, otopné systémy budou přesněji regulované, lépe navržené a tím pádem snad i úspornější. Tato práce se bude snažit zmapovat dnes používané regulační armatury pro vytápění rodinných domů a blíže se zaměří na termostatické regulační ventily, což je pro běžného uživatele pravděpodobně nejznámější regulační armatura dnes používaná ve vytápění.

2 REGULACE TEPELNÉHO VÝKONU

Cílem vytápění je dosažení a udržování požadované teploty v konkrétním místě a čase – tedy pokrytí tepelných ztrát vytápěného objektu. Jelikož je ale pořád větší snaha snížit tepelnou náročnost budov, je cílem tuto požadovanou teplotu nepřekročit, abychom minimalizovali plýtvání přebytečným teplem. Zároveň je zřejmé, že ani tepelná ztráta, ani požadovaná teplota není v průběhu roku, ani v průběhu dne konstantní, a proto je potřeba tepelný výkon regulovat.

Regulaci tepelného výkonu vytápěcích zařízení lze docílit:

- regulací zdrojů tepla;
- centrální regulací otopné soustavy nebo jejích částí;
- místní regulací spotřebičů tepla;
- sdruženou regulací (kombinace výše uvedených). [1]

Zaměříme-li se na vodní vytápění, pak tepelný výkon regulujeme následujícími dvěma způsoby:

- kvalitativní;
- kvantitativní. [1]

Skombinujeme-li tyto dva způsoby hovoříme o sdružené regulaci.

2.1 Kvalitativní regulace

Kvalitativní regulací rozumíme regulaci teploty otopné vody, přičemž průtok zůstává konstantní. To lze provádět změnou výkonu kotle, směřováním v trojcestném směšovacím ventilu, případně v pevném směšovacím bodě potrubní sítě. [1]

Označme poměr skutečného přenášeného výkonu do místnosti ke jmenovitému výkonu pro tutéž místnost φ . Skutečný přenášený výkon Q je závislý na venkovní teplotě t_e' , jmenovitý výkon Q_N je určen při venkovní oblastní výpočtové teplotě t_e . Poměr φ nazvěme zatížením otopné soustavy. [1]

$$\varphi = \frac{Q}{Q_N} \approx \frac{t_i - t'_e}{t_i - t_e}, \quad [-] \quad (1)$$

kde φ zatížení otopné soustavy [-],
 Q skutečný přenášený výkon [W],
 Q_N jmenovitý výkon [W],
 t_i vnitřní výpočtová teplota [°C],
 t'_e venkovní teplota [°C],
 t_e venkovní výpočtová teplota [°C].

Z poměru výkonů otopné plochy určených z kalorimetrické rovnice se stejnými průtoky vyplývá [1]:

$$\varphi = \frac{\dot{m}}{\dot{m}} \cdot \frac{c}{c} \cdot \frac{\delta t}{\delta t_N} = \frac{\delta t}{\delta t_N} = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{(t_{w1} - t_{w2})_N}, \quad [-] \quad (2)$$

kde \dot{m} hmotnostní tok otopné vody [kg/s],
 c měrná tepelná kapacita [J/kg·K],
 δt skutečné ochlazení na otopné ploše [°C],
 δt_N jmenovité ochlazení na otopné ploše [°C],
 t_{w1} teplota přívodní vody [°C],
 t_{w2} teplota vratné vody [°C].

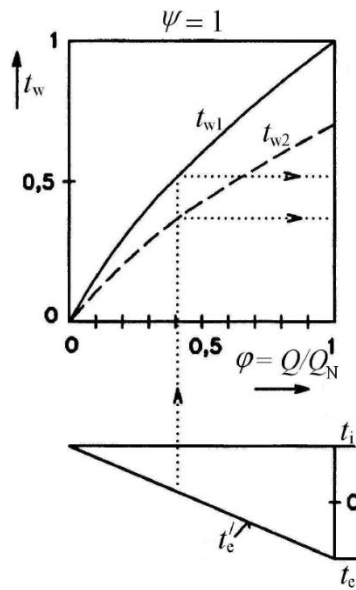
Z poměru výkonů otopné plochy určených prostupem tepla teplosměnnou plochou je určen další vztah [1]:

$$\varphi = \frac{k}{k_N} \cdot \frac{S}{S} \cdot \left(\frac{\delta t}{\delta t_N} \right) = \left(\frac{\delta t}{\delta t_N} \right)^n = \left(\frac{\frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} - t_i}{\left(\frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} - t_i \right)_N} \right)^n, \quad [-] \quad (3)$$

kde k skutečný součinitel prostupu tepla [W/m²·K],
 k_N jmenovitý součinitel prostupu tepla [W/m²·K],
 S teplosměnná plocha [m²],
 n teplotní exponent otopné plochy [-].

Při řešení soustavy dvou výše uvedených rovnic dostaneme závislost regulované teploty t_{w1} na zatížení soustavy φ [1]:

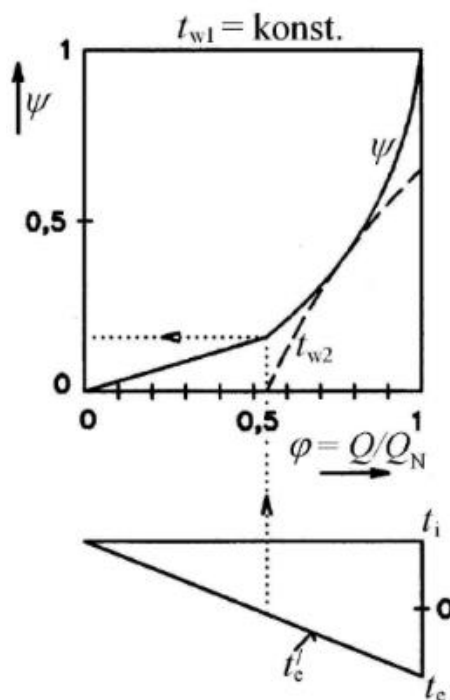
$$t_{w1} = t_i + \Delta t_N \cdot \varphi^{\frac{1}{n}} + \frac{\delta t_N}{2} \cdot \varphi. \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (4)$$



Obr. 2.1 Kvalitativní regulace – závislost teploty přívodní vody t_{w1} a teploty vratné vody t_{w2} na zatížení otopné soustavy pro článková otopná tělesa s teplotním exponentem $n = 1,25$ [1]

2.2 Kvantitativní regulace

Kvantitativní regulací rozumíme regulaci hmotnostního průtoku s konstantní teplotou otopné vody. To lze uskutečnit škrcením, rozdělením proudu v trojcestném směšovacím ventilu, případně v pevném rozdělovacím bodě potrubní sítě. [1]



Obr. 2.2 Kvantitativní regulace – závislost poměrného průtoku otopnou soustavou na zatížení otopné soustavy pro článková otopná tělesa s teplotním exponentem $n = 1,25$ [1]

Pro zatížení otopné soustavy získáme vztah [1]:

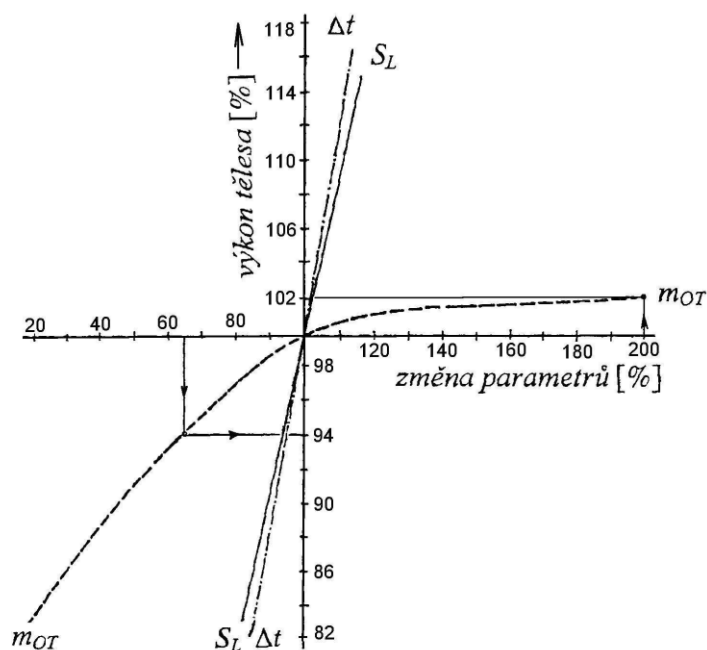
$$\varphi = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_N} \cdot \frac{t_{w1} - t_{w2}}{(t_{w1} - t_{w2})_N} = \Psi \cdot \frac{t_{w1} - t_{w2}}{(t_{w1} - t_{w2})_N}, \quad [-] \quad (5)$$

kde \dot{m} skutečný hmotnostní tok otopné vody [kg/s],
 \dot{m}_N jmenovitý hmotnostní tok otopné vody [kg/s],
 Ψ poměrný průtok vody soustavou [-]

řešením soustavy předchozí rovnice a (2.2) dostaneme závislost regulovaného poměrného průtoku Ψ na zatížení soustavy φ [1].

$$\psi = \frac{0,5 \cdot \delta t_N \cdot \varphi}{t_{w1} - t_i - \Delta t_N \cdot \varphi^{\frac{1}{n}}}, \quad [-] \quad (6)$$

Pro porovnání kvalitativní a kvantitativní regulace můžeme použít obr. 2.3, kde je znázorněna procentuální závislost výkonu otopného tělesa na hmotnostním průtoku m_{OT} , velikosti teplosměnné plochy S_L a ochlazení Δt . Na něm je jasně vidět, že co se účinnosti regulace tepelného výkonu je kvalitativní regulace výrazně účinnější [1].



Obr. 2.3 Procentuální závislost výkonu otopného tělesa na hmotnostním průtoku m_{OT} , velikosti teplosměnné plochy S_L a ochlazení Δt [1]

3 REGULAČNÍ ARMATURY

Pro dosažení požadovaných regulačních vlastností je potřeba vybrat, jak správný typ a vlastnosti regulační armatury (tvar a materiál), tak i správný pohon, případně další příslušenství (pozicionéry, koncové spínače, redukční stanice atd.). [1]

Při výběru ventilu jsou důležitá následující kritéria [1], [2]:

- jmenovitý tlak PN;
- jmenovitá světlost DN
- přípustný rozdíl tlaků;
- k_{vs} hodnota ventilu;
- hydraulická charakteristika ventilu;
- autorita ventilu P_v ,
- maximální a minimální pracovní teplota.

Základní dělení regulačních armatur:

- zdvihové regulační ventily
 - dvoucestné
 - přímé
 - rohové
 - trojcestné
 - směšovací
 - rozdělovací
 - čtyřcestné
 - šoupata
 - membránové
- otočné regulační ventily
 - klapky
 - kulové
 - kulové segmentové

- přímočinné regulační ventily
 - tlaku
 - diferenčního tlaku
 - teploty
 - průtoku

3.1 Základní charakteristiky a veličiny

3.1.1 k_v a k_{vs} hodnota

k_{vs} hodnota udává jmenovitý objemový průtok v m^3/h plně otevřeným ventilem (h_{100}) za jmenovitých podmínek – tlaková ztráta $\Delta p_0 = 100 \text{ kPa} = 1 \text{ bar}$; teplota média $15 \text{ }^\circ\text{C}$. k_v hodnota je pak objemový průtok při jmenovitých podmínkách pro zdvih jiný než maximální a využívá se mj. při výpočtech funkčních stavů v armatuře. k_v pro maximální zdvih ventilu je tedy hodnota k_{vs} . k_v hodnota pro teoretickou nulovou hodnotu zdvihu (h_0) se nazývá k_{v0} . Obvykle se k_v hodnoty pohybují v rozmezí od 0,25 až $500 \text{ m}^3/h$ [1].

U obecného media platí pro k_{vs} hodnotu následující vztah [1] [2]:

$$k_{vs} = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p_v} \cdot \frac{\rho}{\rho_0}}, \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (7)$$

kde \dot{V} objemový průtok armaturou [m^3/h],
 Δp_v tlaková ztráta ventilu [kPa],
 $\Delta p_0 = 100 \text{ kPa} (= 1 \text{ bar})$,
 ρ hustota látky [kg/m^3],
 ρ_0 hustota vody za jmenovitých podmínek [kg/m^3].

Při zanedbání změny hustoty vody při různé teplotě můžeme pro vodu jako teplosměnnou látku použít vztah [1] [2]:

$$k_{vs} = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p_v}}, \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (8)$$

Mezi k_v hodnotou, volným průtočným průřezem S [mm²] a součinitelem místního odporu ventilu existují následující vztahy [1]:

$$k_v = 0,05 \cdot S \cdot \sqrt{\frac{1}{\xi}}, \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (9)$$

$$\xi = \left(\frac{0,05 \cdot S}{k_v} \right)^2, \quad [-] \quad (10)$$

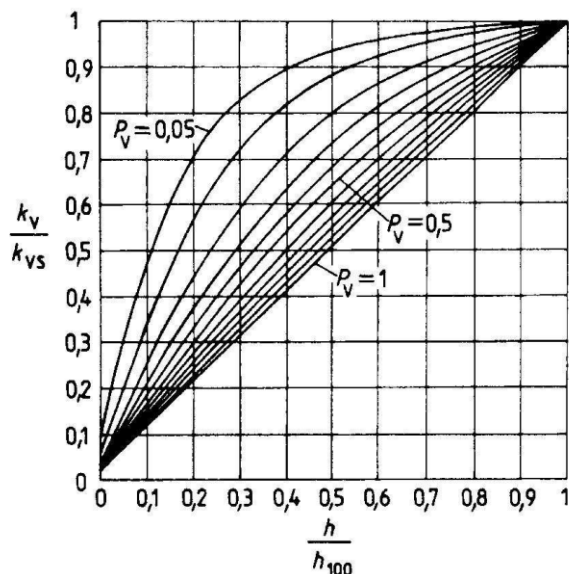
kde ξ součinitel místního odporu ventilu [-].

3.1.2 Autorita ventilu P_v

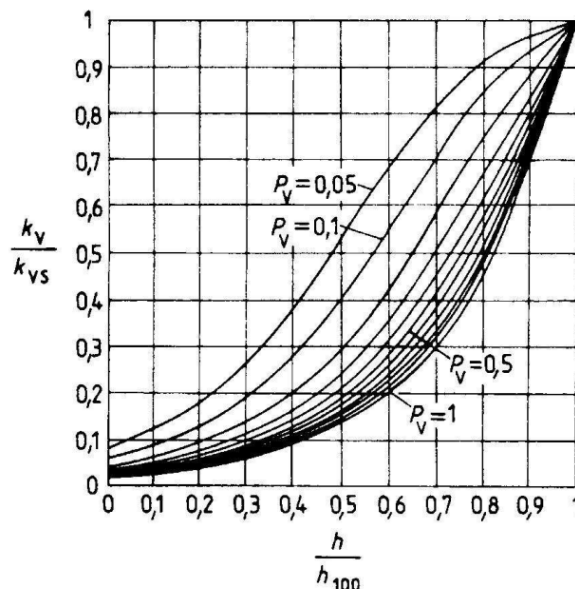
Autorita ventilu P_v je veličina popisující, jak velkou roli má ventil v rámci potrubní sítě – čím je vyšší tím má ventil lepší regulační schopnost. P_v je definována jako poměr tlakové ztráty ventilu při plném otevření ku tlakové ztrátě ventilu při plném uzavření [1], [3]:

$$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v0}} \quad [-] \quad (11)$$

kde Δp_{v100} tlaková ztráta ventilu při plném otevření [Pa];
 Δp_{v0} tlaková ztráta ventilu při plném uzavření [Pa].

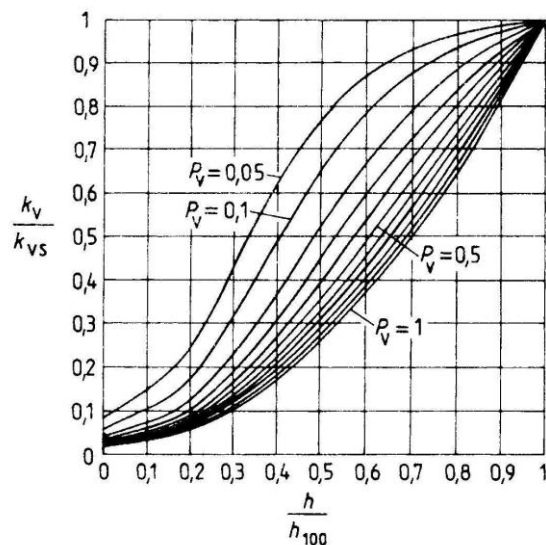


Obr. 3.1 Deformace lineární statické charakteristiky ventilu se změnou autority ventilu [1]



Obr. 3.2 Deformace rovnoprocentní statické charakteristiky ventilu se změnou autority ventilu [1]

Z toho plyne i to, že $P_V < 1$. Teoretické statické charakteristiky vždy odpovídají ventilu s $P_V = 1$. Čím nižší je autorita ventilu, tím více se reálná statická charakteristika deformuje. Na obr. 3.1 až 3.3 je vidět, jak se reálná charakteristika ventilu s rostoucí autoritou ventilu přibližuje teoretické a naopak [1], [3].



Obr. 3.3 Deformace parabolické statické charakteristiky ventilu se změnou autority ventilu [1]

U ventilů s lineární charakteristikou z pohledu regulační schopnosti ventilu se snažíme mít autoritu ventilu co největší. Toho docílíme např. snižováním hodnoty k_{vS} při zachování hodnoty DN, čímž zvýšíme tlakovou ztrátu ventilu Δp_{v100} a tím i autoritu ventilu. Navýšení tlakové ztráty musí být však kompenzováno navýšením dispozičního tlaku potrubní sítě např. zvýšením tlaku dopravního čerpadla, což zvyšuje energetickou spotřebu. [1], [3].

Proto je pro lineární charakteristiku zavedená smluvní hodnota autority ventilu $P_V = 0,3 \div 0,5$. Z obr. 3.1 je však zřejmé, že v tomto rozsahu nedosáhneme lineární výsledné charakteristiky. To však neplatí pro ventily s rovnoprocentní charakteristikou, u nich dosáhneme relativně dobré regulační schopnosti i s poměrně menší autoritou ventilu. [1], [3].

3.1.3 Charakteristiky ventilů

Statická charakteristika ventilu je definována jako závislost okamžitého průtokového součinitele – k_v hodnoty na poměrném zdvihu ventilu. Dvě nejpoužívanější charakteristiky jsou lineární a rovnoprocentní, ale používají se i jiné – parabolická, případně specifické charakteristiky jednotlivých výrobců [1], [3].

Jak je zmíněno výše, je reálná charakteristika ventilu vždy odlišná od ideální statické charakteristiky. Proto se kromě k_{vS} a k_v hodnoty ještě zavádí hodnota k_{vR} a k_{v0} (obr. 3.4). k_{vR} je hodnota označující bod, kde má křivka reálné charakteristiky ventilu už předepsaný sklon. k_{v0} je teoretická k_v hodnota pro nulový zdvih [1], [3].

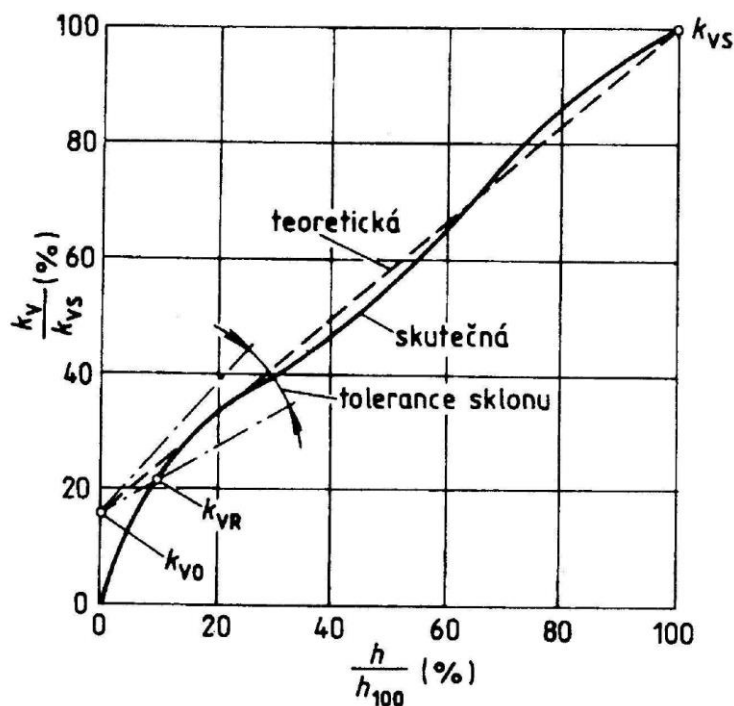
Poměr k_{vS} – největší jmenovitý průtok ku k_{vR} – nejnižšímu jmenovitému průtoku se nazývá regulační rozsah r :

$$r = \frac{k_{vS}}{k_{vR}}, \quad [-] \quad (12)$$

který udává, jak velký rozsah zdvihu máme k dispozici pro regulaci. Pod hodnotou k_{vR} je už regulace značně nepředvídatelná, proto se vždy snažíme navrhnout ventil, který pracuje nad hodnotou k_{vR} – většinou kolem spodních 5 až 10 % zdvihu [1], [3].

Statická charakteristika ventilu je závislost poměru okamžitého (k_v) a největšího (k_{vs}) průtokového součinitele na poměrném zdvihu. Tento poměr k_v ku k_{vs} se nazývá poměrný průtokový součinitel ϕ [1], [3]

$$\phi = \frac{k_v}{k_{vs}}. \quad [-] \quad (13)$$



Obr. 3.4 Lineární statická charakteristika ventilu [1]

Ideální lineární průtočná charakteristika je závislost, kde změna poměrného zdvihu odpovídá změně poměrného průtokového součinitele ϕ . Průsečík s osou $y - \phi_0$ je u lineární i rovnoprocentní charakteristiky definován pomocí k_{v0} hodnoty [1], [3]:

$$\phi_0 = \frac{k_{v0}}{k_{vs}}. \quad [-] \quad (14)$$

Celá lineární charakteristika je definována vztahem:

$$\phi = \phi_0 + s \cdot \frac{h}{h_{100}}, \quad [-] \quad (15)$$

kde s udává sklon statické lineární charakteristiky [-].

Lineární charakteristika má největší využití při regulaci technologií, kde ventil pracuje v poměrně úzkém rozmezí zdvihu a poměrně vysokou autoritou ventilu [3].

Ideální rovnoprocentní charakteristika je závislost, kde změna poměrného zdvihu odpovídá stejné procentuální změně poměrného průtokového součinitele ϕ a je dána vztahem [1], [3]:

$$\phi = \phi_0 \cdot e^{n \cdot \frac{h}{h_{100}}}, \quad [-] \quad (16)$$

kde n udává sklon v souřadnicích $\left[\frac{h}{h_{100}}; \ln \phi \right]$ [-].

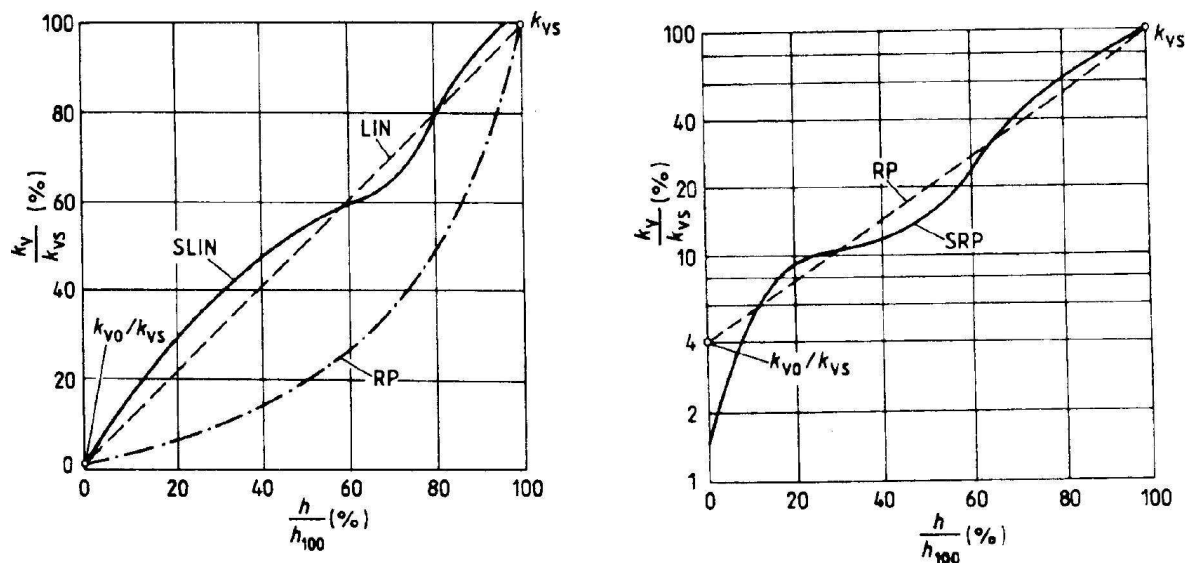
matematicky je exponent vyjádřen

$$n = \ln \frac{1}{\phi_0} = \ln \frac{k_{vs}}{k_{v0}}. \quad [-] \quad (17)$$

Pro dosažení teoretického regulačního poměru 50:1 je potřeba použít minimálně tzv. čtyřprocentní charakteristiku – když se změní poměrný zdvih o jedno %, změní se poměrný průtokový součinitel o 4 % (obr. 3.5). Když za poměrný zdvih $\frac{h}{h_{100}}$ ve vztahu (16) dosadíme 0, vyjde, že pro čtyřprocentní charakteristiku se $\phi_0 = 0,04$. Ze vztahu (17) zas po vyčíslení a zaokrouhlení je vidět, že se $n = 3,219$. Pak má vztah pro čtyřprocentní charakteristiku tvar [1]:

$$\phi = 0,04 \cdot e^{3,219 \cdot \frac{h}{h_{100}}}. \quad [-] \quad (18)$$

Rovnoprocentní charakteristika je nejpoužívanější statická charakteristika ventilu. Pro dostatečnou regulaci nepotřebuje tak vysokou autoritu ventilu jako lineární a zároveň má vyšší regulační rozsah. Například ve vytápění v přechodném období se musí regulovat poměrně malé průtoky, proto se pro vytápění používají převážně rovnoprocentní charakteristiky [1], [3].



Obr. 3.5 Příklad lineární a rovnoprocentní statické charakteristiky s $\phi_0 = 4\%$ a rovnoprocentní statické charakteristiky s $\phi_0 = 4\%$ v logaritmické stupnici

LIN – lineární statická charakteristika teoretická

SLIN – lineární statická charakteristika skutečná

RP – rovnoprocentní statická charakteristika teoretická

SRP – rovnoprocentní statická charakteristika skutečná [1]

3.1.4 Výsledná charakteristika

Z hlediska regulace tepelného výkonu otopných těles (dále OT) jsou výše zmíněné charakteristiky ventilu vyjadřující závislost průtoku teplotonosné látky na zdvihu ventilu nedostatečné. Co je potřeba znát pro správné dimenzování otopné soustavy je výsledná charakteristika, která se skládá jak z průtočné charakteristiky ventilu, tak z výkonové charakteristiky výměníku. Definujeme-li průtočnou charakteristiku ventilu jako funkci hmotnostního průtoku závislém na zdvihu ventilu [1], [3]:

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{100}} = f\left(\frac{h}{h_{100}}\right), \quad [-] \quad (19)$$

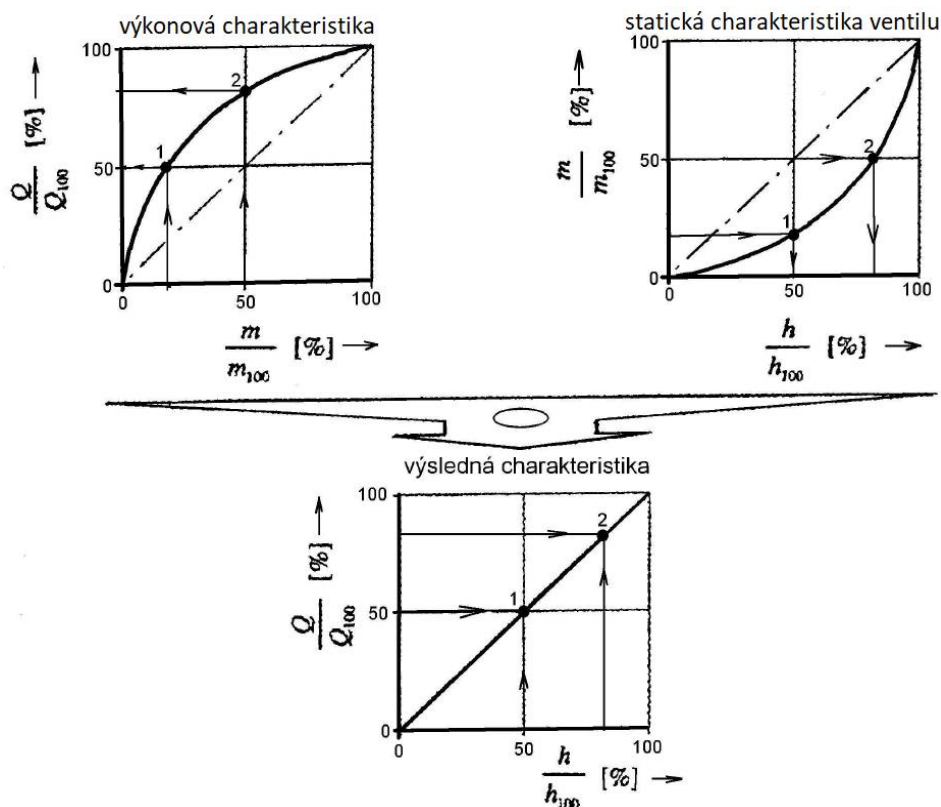
výkonovou charakteristiku výměníku, tj. i OT, jako funkci tepelného toku na hmotnostním průtoku:

$$\frac{\dot{Q}}{Q_{100}} = f\left(\frac{\dot{m}}{m_{100}}\right), \quad [-] \quad (20)$$

pak výslednou výkonovou charakteristiku vzniknuvší spojením dvou výše zmíněných můžeme vyjádřit jako funkci tepelného toku výměníku závislém na zdvihu ventilu (obr. 3.6):

$$\frac{\dot{Q}}{Q_{100}} = f\left(\frac{h}{h_{100}}\right). \quad [-] \quad (21)$$

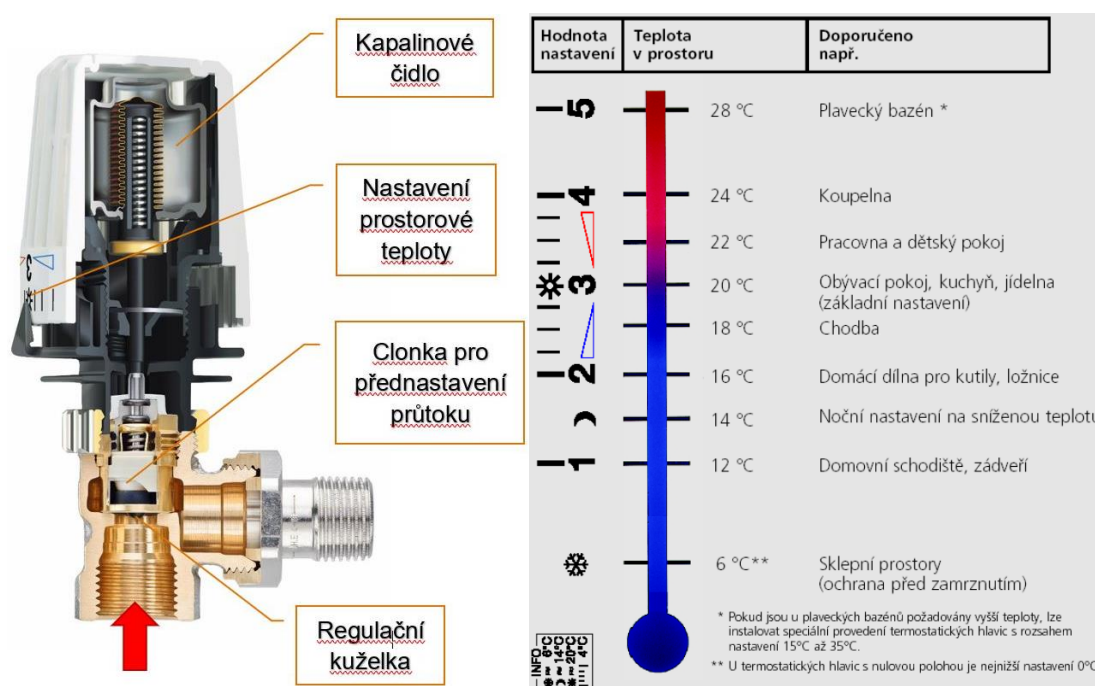
Z hlediska regulace je důležité dosáhnout přímkového tvaru výsledné výkonové charakteristiky – to významně přispívá ke stabilitě regulace [1], [3].



Obr. 3.6 Ideální spojení charakteristiky otopného tělesa a ventilu – teoretická výsledná charakteristika [1]

3.2 Termostatické regulační ventily

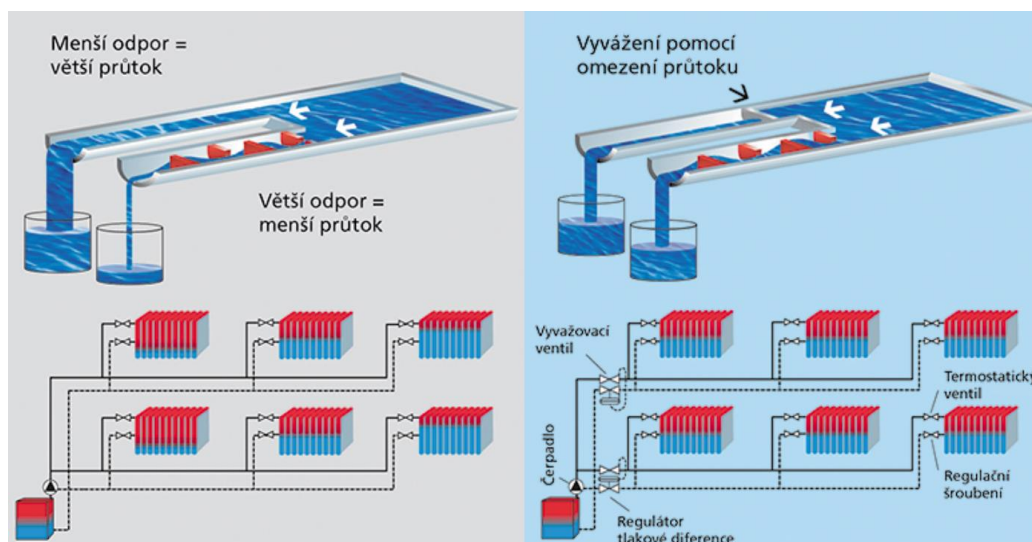
Regulační prvek otopné soustavy, který zná opravdu každý je termostatický regulační ventil (TRV) s termostatickou hlavicí. TRV slouží ke kvantitativní regulaci výkonu OT v závislosti na teplotě vytápěné místnosti. Většinou se skládá ze samotného ventilu a termostatické hlavice, což je vlastně přímočinný P regulátor. Hlavice funguje na principu tepelné roztažnosti tekutiny v nádobce a je závitem přes táhlo připojena na TRV (viz obr. 3.7). [1], [2]



Obr. 3.7 Řez TRV a jeho nastavení [4]

Při vytváření projektů pro vytápění se navrhuje otopná soustava tak, aby byla schopná pokrýt i nejhladnější dny v roce, ale aby ani nebyla předdimenzovaná, což by vedlo k vyšší ceně a špatné regulovatelnosti při nízkých výkonech. Při výpočtu potřebného tepelného výkonu se stanovuje tzv. vnitřní výpočtová teplota – což je předpokládaná požadovaná teplota, se kterou je počítána tepelná bilance objektu, tedy tepelné ztráty, zisky a požadovaný tepelný výkon, a i když je stanovena normou (ČSN EN 12831) často je upravována investorem. Optimální úroveň vnitřní teploty je ale zcela individuální, jak co se týče jednotlivých uživatelů, tak i u jednoho uživatele v průběhu dne. K tomuto doregulování, případně k vyrovnání lokálních tepelných zisků (od spotřebičů, slunečního ozáření, případně i od osob v místnosti) slouží TRV. Je však potřeba mít na paměti, že změnou nastavení termostatické hlavice neměníme

pouze průtok (a tedy i výkon) tohoto otopného tělesa, ale termohydraulické vyvážení celé otopné soustavy (viz obr. 3.8) – z čehož pak plynou problémy při neodborném zacházení s TRV (např. používání jako „uzavírací ventil“ apod.



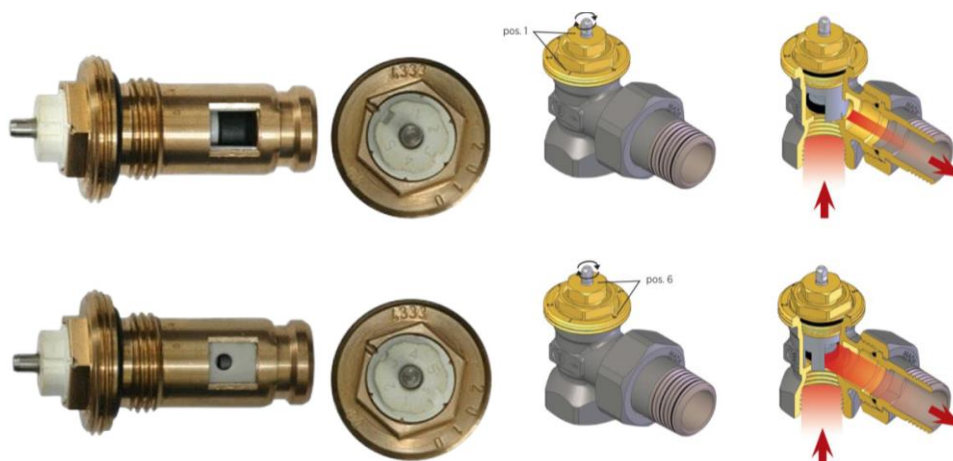
Obr. 3.8 Schéma hydraulicky nevyvážené (vlevo) a vyvážené (vpravo) otopné soustavy [5]

Když u TRV pootočíme hlavicí – změním nastavení, nepohneme přímo táhlem kuželky, ale posuneme pracovní bod – požadovanou teplotu, kolem které bude regulátor oscilovat (viz obr. 3.7). Veličina udávající velikost intervalu oscilace se nazývá pásmo proporcionality. Udává se v Kelvinech a je dáno výrobcem při příslušné tlakové ztrátě a hmotnostním průtoku. Když máme tedy pásmo proporcionality 2 K a termostatickou hlavicí nastavenou na 20 °C, znamená to, že při 19 °C je TRV zcela otevřen a při 21 °C zcela uzavřen. Pásmo proporcionality termostatických hlavic by se měly pohybovat v rozmezí asi 1 až 2 K – jsou-li nižší, TRV neustále otevírá a zavírá, což má za následek opotřebení, špatnou regulační schopnost, případně i zvukové projevy. Jsou-li vyšší, je interval kolem požadované teploty příliš velký a regulátor zase ztrácí svoji úspornou funkci. [1], [2]

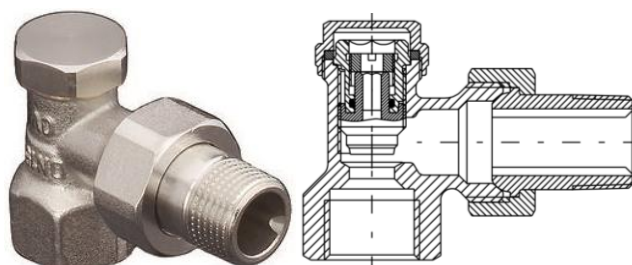
Kromě nastavení termostatické hlavice (stupnice většinou 1 až 5 přímo viditelná na hlavicí) má většinou TRV tzv. přednastavení – to slouží ke správnému dimenzování a vyvážení otopné soustavy. Přednastavení TRV se zpravidla nastavuje před namontováním samotné hlavice a je realizováno buďto přímým omezením zdvihu kuželky, případně různým omezením průřezu ventilu (viz obr. 3.9). Omezení průřezu ve formě klínu, či vrtaných otvorů

o různém průměru není v principu nic jiného než omezení zdvihu. Víme, že zdvih ventilu má přímou vazbu na regulační rozsah. To znamená, že využíváním přednastavení na TRV omezujeme maximální zdvih, omezujeme regulační rozsah. Pokud je TRV osazen i regulátorem, dochází i ke zmenšování pásma proporcionality. U regulátoru s pásmem proporcionality 2 K (pro maximální zdvih – nejvyšší přednastavení), se toto pásmo proporcionality při použití nižších přednastavení snižuje vlivem omezení maximálního zdvihu ventilu až do hodnot blízkých se 0 K. I když nižší pásmo proporcionality teoreticky znamená přesnější regulaci, v praxi tomu tak není. Při hodnotách menších než cca 0,8 K dochází k nestabilitě, a tudíž ztrátě regulační schopnosti, případně vlivem neustálého otevírání a zavírání může dojít k opotřebení a hlukovým projevům. [1], [2]

Proto by se pro docílení požadované tlakové ztráty na tělese mělo společně s TRV použít regulační šroubení – nastavitelný pevný hydraulický odpor, díky němuž pak můžeme nechat TRV s co neméně trvale omezeným zdvihem, a proto neztrácet regulační rozsah a pásmo proporcionality TRV. [1], [2]



Obr. 3.9 Zleva: přednastavení různým průměrem díry [6]; přednastavení clonou [7]



Obr. 3.10 Regulační šroubení [8]

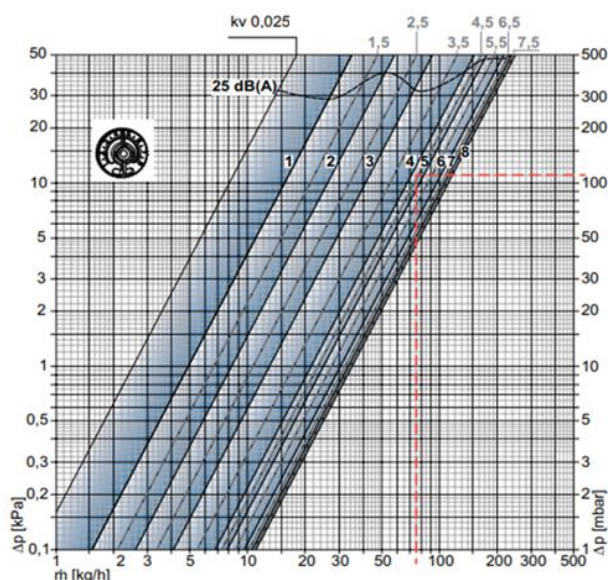
3.2.1 Dimenzování TRV

Pro správný chod TRV je potřeba správný návrh na danou otopnou soustavu. Jelikož jde o přímočinný proporcionalní (rychlost pohybu kuželky je přímo úměrná rozdílu teploty nastavené a teploty v regulované místnosti) s malým pásmem proporcionality X_p [K] [2].

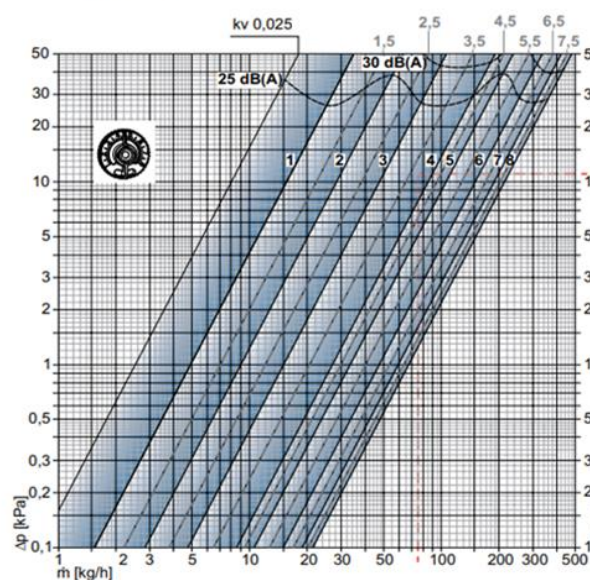
TVR se dimenzuje podle tlakové ztráty a k_{vs} hodnoty. K návrhu slouží diagram hydraulických vlastností, kde je vynesena závislost tlakové ztráty na hmotnostním toku (viz obr. 3.11).

Technical data

Diagram, valve body with thermostatic head
P-band [xp] 1.0 K



P-band [xp] 2.0 K



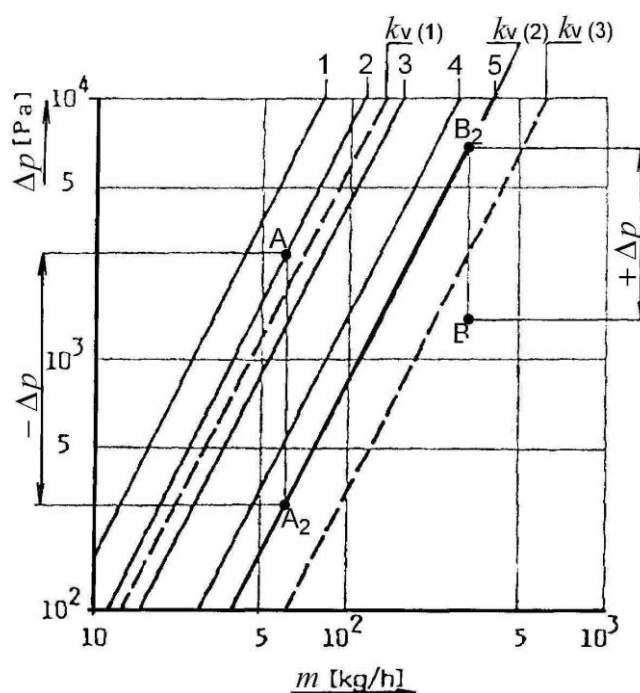
Valve body (DN 10/15/20) with thermostatic head

		Presetting								Permitted differential pressure, during which the valve is kept closed Δp [bar]	
		1	2	3	4	5	6	7	8	Th.-head	EMO T/TM EMOtec EMO 3 TA-Slider 160
P-band [xp] 2.0K	kv-value	0,049	0,090	0,150	0,265	0,330	0,470	0,590	0,670	1,0	3,5
	Kvs	0,049	0,102	0,185	0,313	0,420	0,565	0,740	0,860		
	Flow tolerance ± [%]	20	18	16	14	12	10	10	10		

Kv/Kvs = m³/h at a pressure drop of 1 bar.

Obr. 3.11 Ukázka návrhového diagramu TVR s pásmem proporcionality 1 a 2 K; řádek k_{vs} je pro ventil bez termostatické hlavice [9]

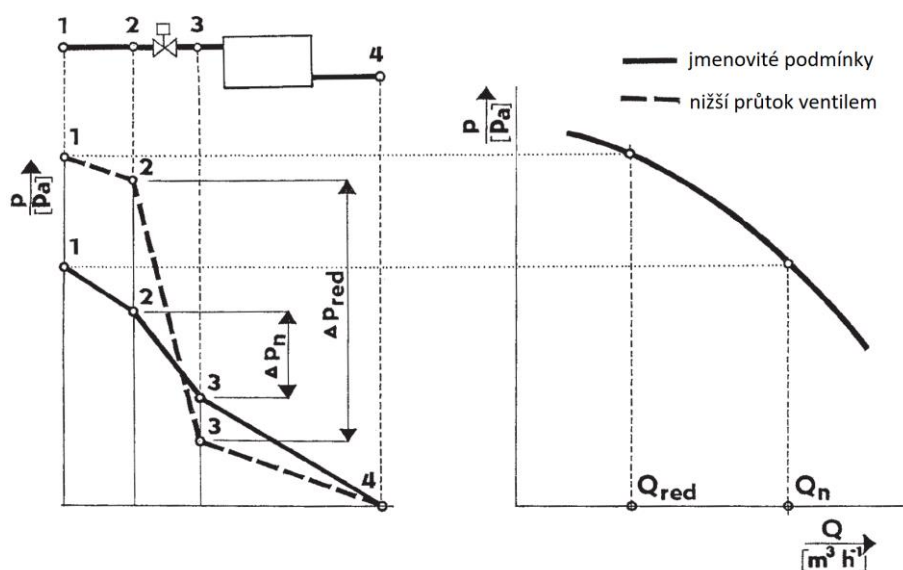
Na diagramu vidíme vynesenu závislost tlakové ztráty TRV na hmotnostním toku v logaritmických měřících pro jednotlivé stupně přednastavení. Známe-li jednotlivé tlakové ztráty potrubní sítě, tlakové ztráty OT s hmotnostními průtoky a tlakové ztráty TRV ostatních OT, můžeme dopočítat tlakovou ztrátu navrhovaného TRV. Tu společně s průtokem zaneseme do diagramu a podíváme se, kam vychází pracovní bod. Je-li moc nahoře, přeneseme potřebnou část tlakové ztráty přiškrcením za OT například regulačním šroubením. Je-li pracovní bod moc dole, můžeme ho posunout zvýšením dispozičního rozdílu tlaků (viz obr. 3.12). Obecně platí, že se kvůli pásmu proporcionality snažíme TRV navrhovat tak, aby pracovní bod vycházel do vyšších hodnot přednastavení. [1], [2]



Obr. 3.12 Vliv přednastavení TRV na velikost pásma proporcionality

3.3 Regulace diferenčního tlaku

Při návrhu otopné soustavy vycházíme vždy ze jmenovitých hodnot jednotlivých veličin (průtok, tlaková ztráta), kterých však v důsledku proměnné teploty dosahujeme pouze zřídka. Z toho důvodu je potřeba zabezpečit správnou funkci regulačních armatur i při jiných než jmenovitých podmínkách. Při uzavírání dvoucestné armatury dochází k nárůstu tlakové ztráty na daném ventilu. Překročení kritické hodnoty způsobuje zhoršení regulační schopnosti ventilu a u skoro uzavřeného ventilu může nárůst tlakové ztráty způsobit i zvukové projevy [1], [2].



Obr. 3.13 Nárůst diferenčního tlaku a změna průtoku čerpadlem při zavírání regulačního ventilu

Δp_n – jmenovitá tlaková ztráta; Δp_{red} – tlaková ztráta při škrcení; Q_n – jmenovitý objemový průtok;

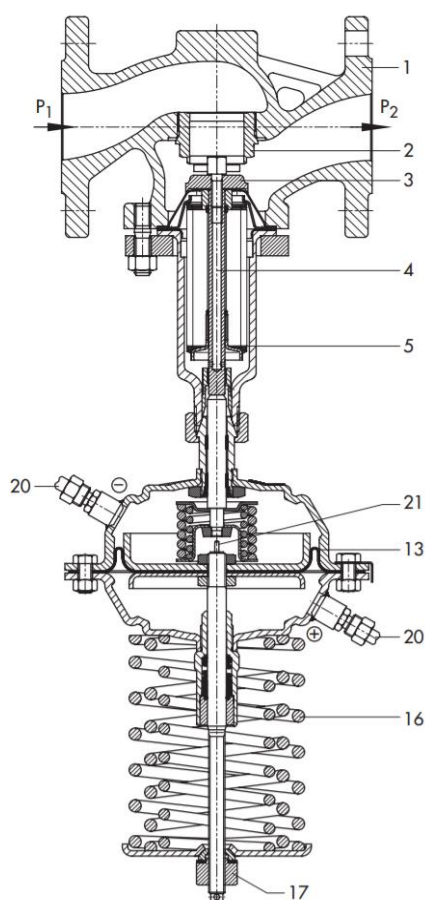
Q_{red} – průtok po přiškrcení [3]

Na obr. 3.13 můžeme vidět, jak se změní tlaková diference mezi pracovními body 1 až 4 při škrcení dvoucestným regulačním ventilem. Oblast 1-2 znázorňuje tlakové ztráty potrubí před ventilem, oblast 2-3 tlakovou ztrátu ventilu a oblast 3-4 tlakovou ztrátu otopného tělesa. Z obrázku je patrné, že při škrcení ventilem (bez změny otáček čerpadla) naroste statický tlak před ventilem (pracovní bod 1) i tlaková ztráta ventilu (oblast 2-3), ale sníží se v důsledku snížení rychlosti proudění tlaková ztráta pevných odporů – potrubní síť a otopného tělesa. Zároveň je vidět, že nárůst tlakové ztráty při uzavírání armatury je způsoben jednak nárůstem tlaku neregulovaného čerpadla při nižším průtoku a zároveň nižšími tlakovými ztrátami pevných odporů v důsledku nižší rychlosti [3].

Jeden ze způsobů, jak omezit nárůst tlakové ztráty, je použití tzv. frekvenčně řízených čerpadel – ty v závislosti na průtoku úměrně mění svůj otáčky. Z výše napsaného je však zřejmé, že tento způsob regulace tlakové ztráty neodstraní tlakovou ztrátu pevných odporů, která zejména u rozsáhlejších otopných soustav bývá značná. Proto se frekvenčně řízená čerpadla využívají spíše z důvodu úspory energie a v důsledku nižšího pracovního tlaku i vyšší životnosti a nižší hlučnosti [1], [3].

3.3.1 Regulátor tlakové difference

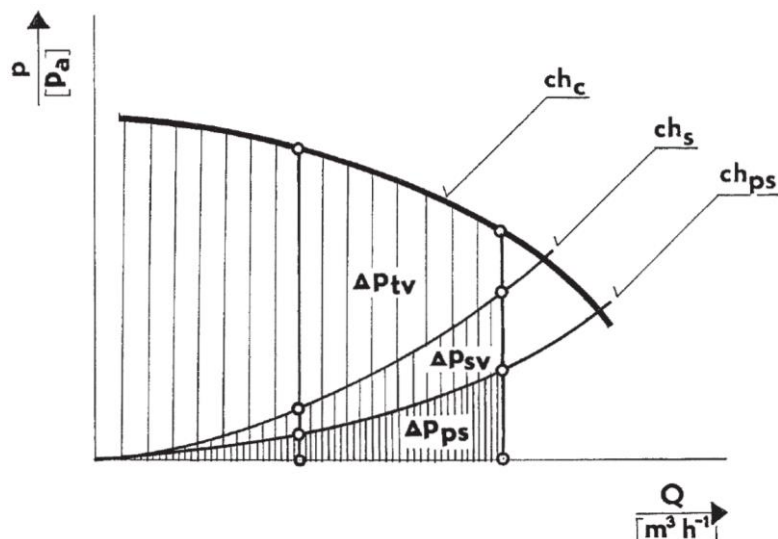
Technicky nejlepší způsob, jak se vyrovnávat se změnou tlakové ztráty jednotlivých větví je použití regulátoru tlakové difference (RTD). Ten funguje tak, že snímá statický tlak před, resp. za chráněným úsekem a přenáší ho nad, resp. pod membránu. Rozdíl těchto tlaků vyvolá sílu, která hýbe táhlem kuželky – tím se změní aktuální zdvih a ventil buďto přiškrtí, či uvolní kuželku. Při uzavírání tato síla působí mj. proti síle pružiny, jejímž předpětím se u některých RTD dá nastavit požadovaný výstupní tlak, u zbylých je pevně nastaven z výroby [3].



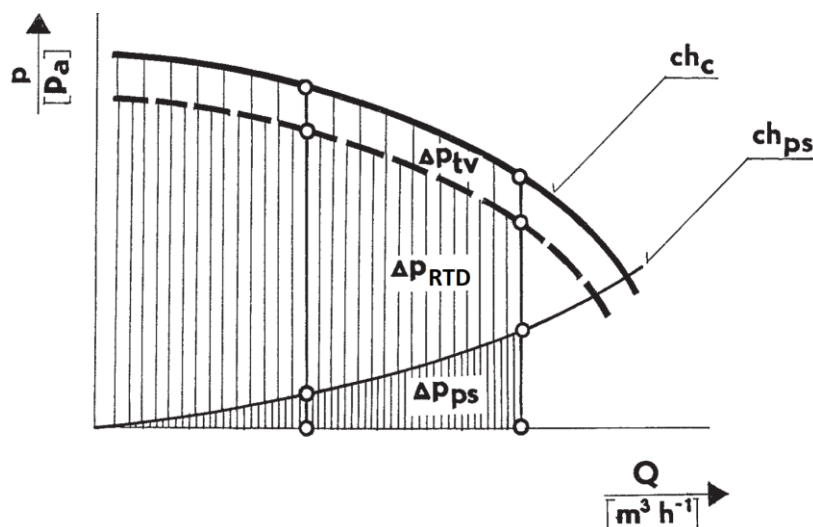
- 1 – Těleso
- 2 – Sedlo
- 3 – Kuželka
- 4 – Táhlo kuželky
- 5 – Vyvažovací měch
- 13 – Membrána pohonu
- 16 – Pružina
- 17 – Nastavení diferenčního tlaku
- 20 – Přívod tlaků před a za ventilem
- 21 – Doraz na ochranu před přetížením

Obr. 3.14 Regulátor tlakové difference Samson 42-24 [10]

Výhodou RTD je hlavně řádné vychlazení otopné vody, což při použití frekvenčně řízených čerpadel má za výsledek výrazné snížení spotřeby čerpací práce. Hlavní nevýhodou RTD je jejich cena, zejména kvůli složitější konstrukci a větším dimenzím (oproti přepouštěcím ventilům). Vyrábějí se buď klasického typu, kde sedlo je kolmo na směr vody v potrubí, anebo osově, kde je sedlo i kuželka umístěná v ose potrubí, což má za důsledek, že pro stejnou k_{vs} hodnotu vycházejí menší dimenze a tím pádem je RTD menší, kompaktnější a zároveň levnější [1].



Obr. 3.15 Nárůst tlaku na termostatickém ventilu při zmenšování průtoku [3]

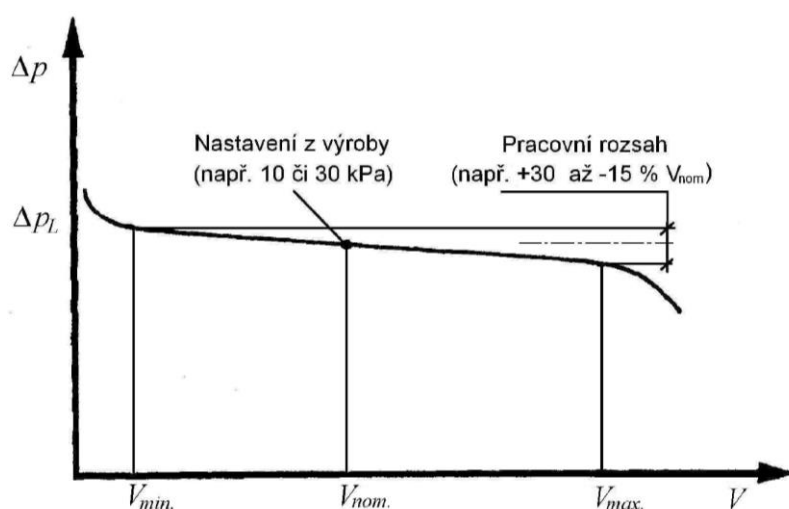


Obr. 3.16 Tlakové poměry v soustavě po instalaci regulátoru diferenčního tlaku [3]

Δp_{ps} tlaková ztráta (tz) potrubní sítě; Δp_{sv} tz ručního stoupačkového ventilu; Δp_{tv} tz TRV; Δp_{RTD} tz RTD; ch_{ps} charakteristika (ch) potrubní sítě, ch_c ch čerpadla, ch_s ch ručního stoupačkového ventilu

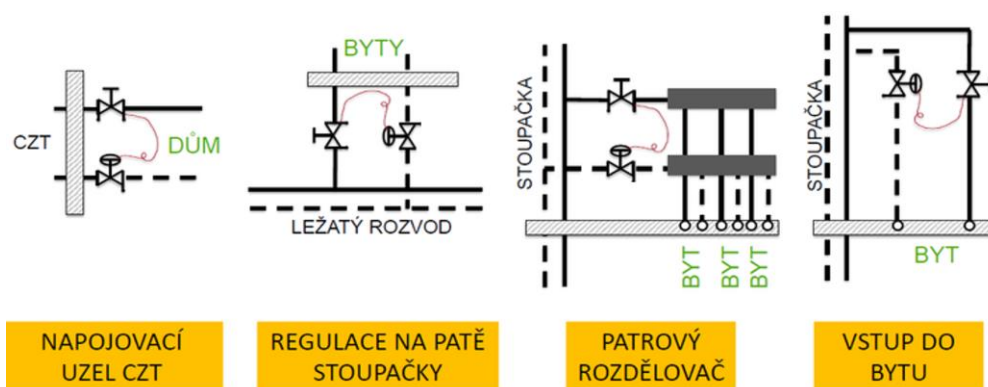
Na obr 3.15 a 3.16 je možné porovnat, jak RTD mění tlakové ztráty na jednotlivých prvcích otopné soustavy. Je vidět, že tlaková ztráta TRV je při použití RTD výrazně menší a zhruba konstantní. Což, jak je napsáno výše, zlepšuje regulační schopnost a eliminuje riziko hluku TRV [1], [3].

Při návrhu RTD se vychází z charakteristiky ventilu, která znázorňuje závislost výstupního tlaku na průtoku (viz obr. 3.17). Z charakteristiky je vidět, že při průtoku menším než minimálním (\dot{V}_{min}) výstupní tlak výrazně roste. Proto je vždy cílem navrhovat RTD tak, aby jeho pracovní rozsah byl v oblasti od jmenovitého (\dot{V}_{nom}) do maximálního (\dot{V}_{max}) průtoku [1], [3].



Obr. 3.17 Obecná typická charakteristika RTD [1]

Z technického hlediska by bylo nejlepší osazovat RTD každé otopné těleso. To ale z ekonomického hlediska nedává smysl, takže v praxi dochází ke kompromisu těchto dvou aspektů a RTD chrání ucelené větve otopné sítě. Na obr. 3.18 můžeme vidět některé příklady použití RTD [3], [11].



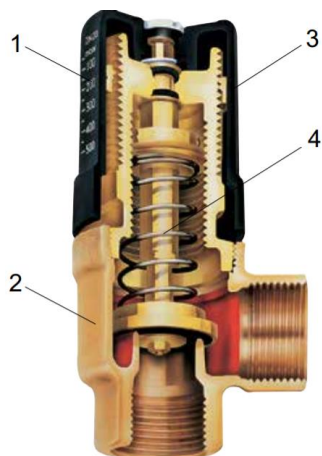
Obr. 3.18 Možnosti umístění regulátoru tlakové difference [12]



Obr. 3.20 Kombinovaný regulátor diferenčního tlaku a průtoku 47-1 [14]

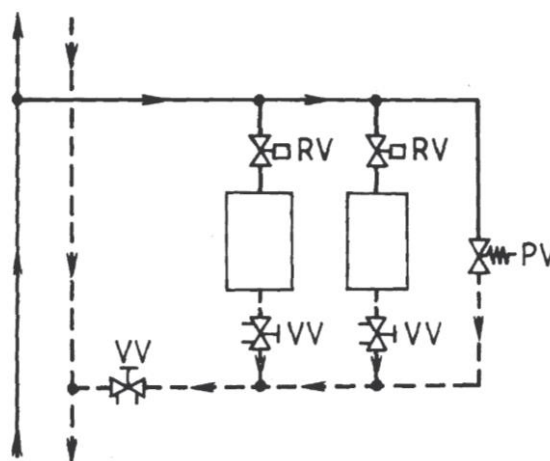
3.5 Přepouštěcí ventily

Dalším způsobem, jak chránit otopnou soustavu před nárůstem tlakové difference v jednotlivých větvích je použití přepouštěcích ventilů (PV). Díky své jednoduché konstrukci jsou levnější než RTD a ROP – jedná se většinou o rohový ventil, kde uzavírací silou je pouze pružina (viz obr. 3.21). Na obr. 3.22 je znázorněn příklad použití PV – zapojení paralelně s otopnými tělesy a zároveň umístění co nejdále ve směru teplé vody pro dosažení dostatečné teploty otopné vody [1], [3].



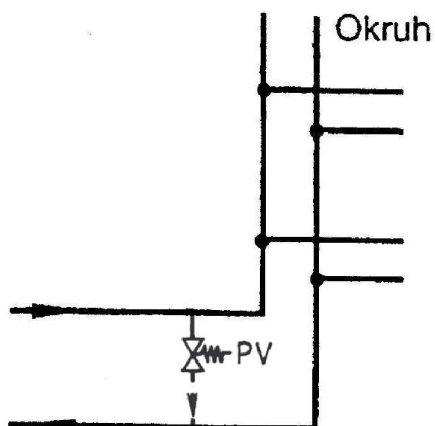
Obr. 3.21 Přepouštěcí ventil Hydrolux [15]

- 1 – Stupnice nastavení
- 2 – Těleso ventilu
- 3 – Nastavení
- 4 – Pružina



Obr. 3.22 Přepouštěcí ventil instalovaný k ochraně jedné větve v soustavě [1]

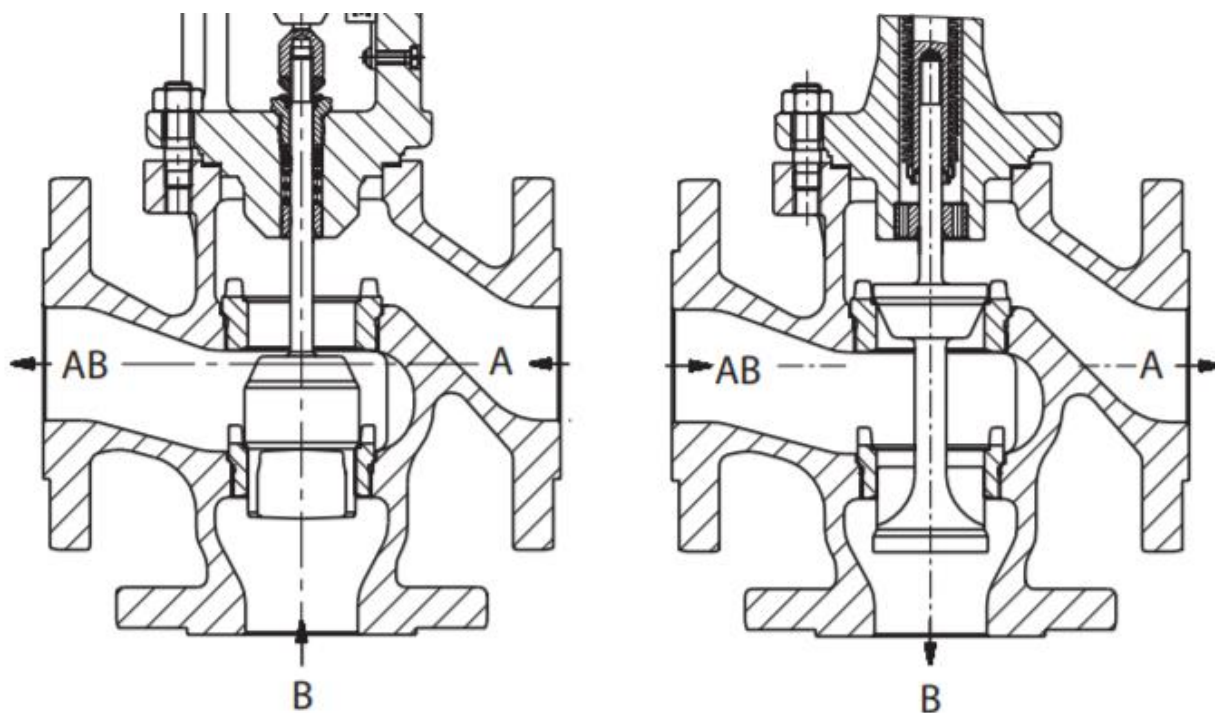
PV funguje tak, že při nárůstu tlakové ztráty přetlačí tlak vody sílu pružiny a přepuštěním se tlaková ztráta vyrovná. Z toho vyplývá, že otopná voda nemůže být správně vychlazená, takže je zřejmé, že PV nelze použít tam, kde je požadavek na co nejnižší teplotu zpátečky např. kondenzační kotle, tepelná čerpadla, případně napojení na CZT. Krom regulace tlakové difference v jednotlivých větvích otopné soustavy se PV používají pro ochranu kotle proti podkročení minimálního průtoku kotlem (viz obr 3.23) [1], [3].



Obr. 3.23 Přepouštěcí ventil na stoupačce

3.6 Trojcestné armatury

Trojcestná armatura je taková, která má dva vstupy a jeden výstup – směšovací, případně jeden vstup a dva výstupy – rozdělovací (viz obr. 3.24) [1], [12].



Obr. 3.24 Ventil Samson 3244 zleva: směšovací a rozdělovací [16]

Jak je vidět i na obr. 3.24, hlavní rozdíl u většiny trojcestných ventilů mezi směšovací a rozdělovací funkcí je v konstrukci kuželky a sedla, avšak je možné se setkat i s univerzálním řešením, kde nezáleží na směru zapojení. Trojcestné ventily se používají jako přepínací ventily, případně na regulaci – kvantitativní (rozdělování), či kvalitativní (směšování např. otopné vody s různou teplotou) [1].

4 VYHODNOCENÍ TERMOSTATICKÝCH REGULAČNÍCH VENTILŮ

Cílem praktické části této bakalářské práce je porovnání statických průtokových charakteristik, pásem proporcionalit a regulačních rozsahů termostatických ventilů při různých přednastaveních. Na porovnání byly vybrány ventily o jmenovité světlosti DN 15, pásmem proporcionality 2 K a čtyřprocentní statickou charakteristikou od tří značek: Heimeier (model TA V-exact II), Herz (model 76 V) a Oventrop (model AV 9).

Ze stránek výrobců byly staženy k_v a k_{vs} hodnoty pro jednotlivá přednastavení, vyneseny jejich statické charakteristiky, vypočítané regulační rozsahy a vše mezi sebou srovnáno. U ventilu Heimeier jako jediného byly též dostupné hodnoty průtokového součinitele k_v pro ventil bez termostatické hlavice, a proto bylo možné provést porovnání statické charakteristiky ventilu bez a s termostatickou hlavicí.

Jelikož od výrobců nejsou dostupná data o závislosti okamžitého průtokového součinitele na okamžitém zdvihu, byl poměrný zdvih vypočítán podle vztahu pro rovnoprocentní charakteristiku ventilu (16) s exponentem čtyřprocentní charakteristiky (17), ze kterých se poměrný zdvih postupně vyjádří jako:

$$\frac{\phi}{\phi_0} = e^{n \frac{h}{h_{100}}} \quad (22)$$

$$\ln \frac{\phi}{\phi_0} = n \cdot \frac{h}{h_{100}} = \frac{h}{h_{100}} \cdot \ln \frac{1}{\phi_0} \quad (23)$$

$$\frac{h}{h_{100}} = \frac{\ln \frac{\phi}{\phi_0}}{\ln \frac{1}{\phi_0}} \quad (24)$$

$$\frac{h}{h_{100}} = \log_{\left(\frac{1}{\phi_0}\right)} \frac{\phi}{\phi_0} \quad (25)$$

Pro výpočet regulačního rozsahu (12) je ještě potřeba znát k_{vR} hodnotu. Ta byla počítána jako k_v hodnota při relativním zdvihu 10 %, což je obecně přijímaná maximální hodnota, pod kterou je již regulace špatně předvídatelná. Po dosazení do rovnice pro čtyřprocentní charakteristiku (18) můžeme vyjádřit k_{vR} hodnotu jako:

$$k_{vR} = k_{vS} \cdot 0,04 \cdot e^{\ln\left(\frac{1}{0,04}\right) \cdot 0,1} \quad [-] \quad (26)$$

Jestliže označíme maximální k_v hodnotu pro dané přednastavení $\overline{k_{vS}}$, regulační rozsah daného přednastavení je potom vyjádřen jako:

$$r = \frac{\overline{k_{vS}}}{k_{vR}} \quad [-] \quad (27)$$

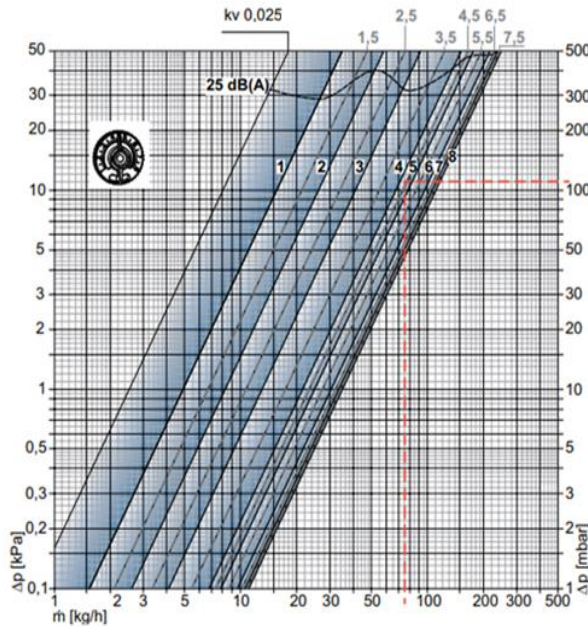
Pro porovnání regulačních schopností ventilů je zásadní přiřadit jednotlivým statickým charakteristikám pásma proporcionality regulátoru. Pro porovnání bylo vybráno nejčastěji používané, a sice 2 K. To znamená, že při použití nejvyššího přednastavení je pásmo proporcionality 2 K a při použití nižších hodnot přednastavení se toto pásmo proporcionality úměrně snižuje. Pro hodnotu k_{vR} bylo přiřazeno pásmo proporcionality 0 K, protože pod touto k_v hodnotou je regulace nepředvídatelná. Tím vznikla řada pásma proporcionality 0 až 2 K, která koreluje s poměrným zdvihem tak, že 0 K odpovídá 10 % a 2 K odpovídají 100 % poměrného zdvihu. Po vyznačení stanovené hranice 0,8 K, odpovídající 46 % poměrného zdvihu, je na jednotlivých statických charakteristikách vidět, která přednastavení již nesplňují požadavky na TRV, a tudíž by se mělo k docílení požadované tlakové ztráty otopného tělesa použít regulační šroubení.

Statická charakteristika i rozložení pásma proporcionality bylo zaneseno do grafu po jednotlivých modelech a byla vyznačena hraniční hodnota pásma proporcionality $X_p = 0,8 K$. Pro správnou funkci TRV by všechny stupně přednastavení, které jsou pod touto hodnotou, neměly být při vyvažování otopné soustavy použity. Do dalšího grafu pak pro každý model byla vynesena závislost regulačního rozsahu na poměrném průtokovém součiniteli. Ke každému modelu je níže přiložen výřez z technického listu, ze kterého byla brány data.

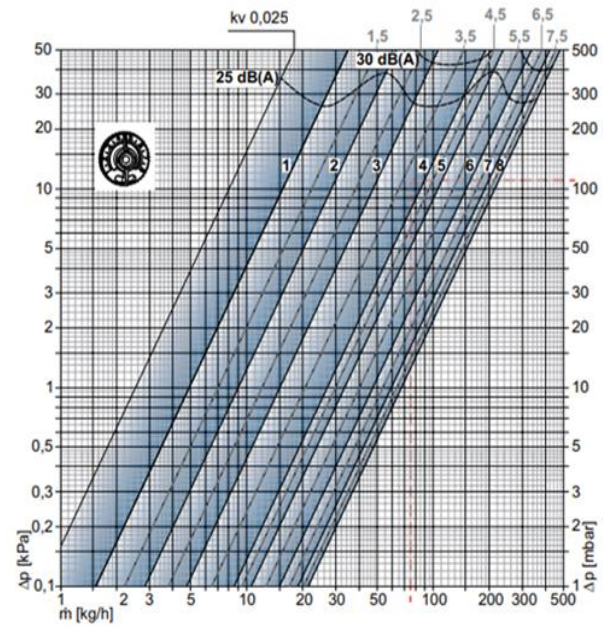
4.1 Heimeier (model TA V-exact II)

Technical data

Diagram, valve body with thermostatic head
P-band [xp] 1.0 K



P-band [xp] 2.0 K

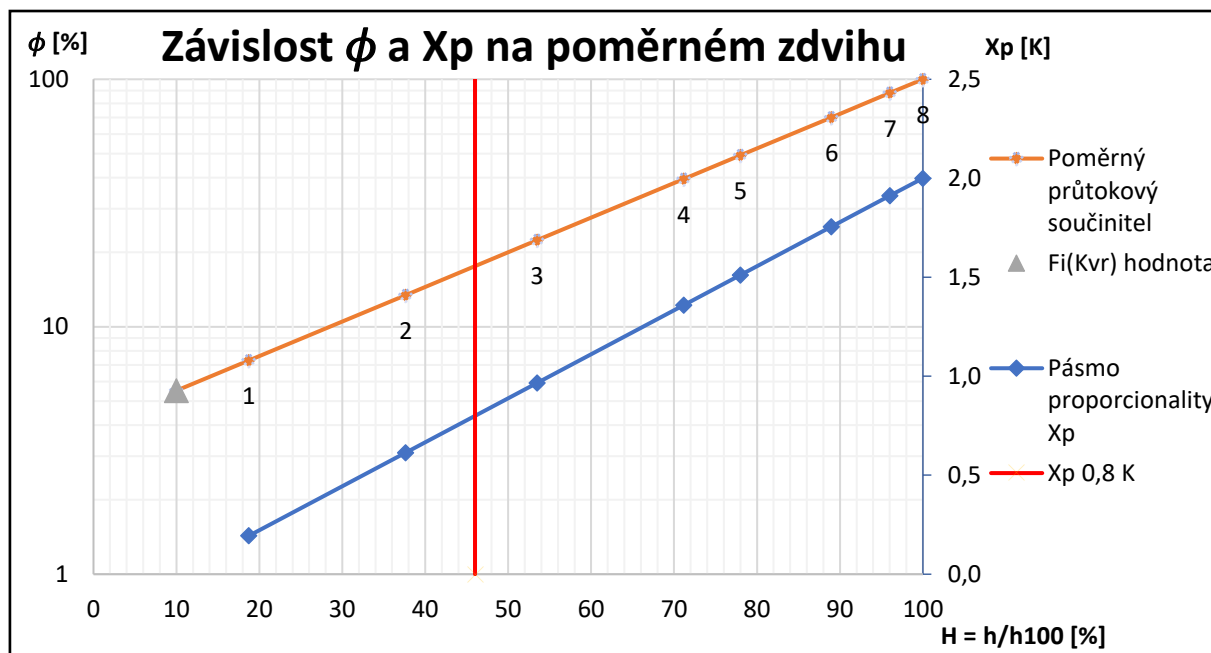


Valve body (DN 10/15/20) with thermostatic head

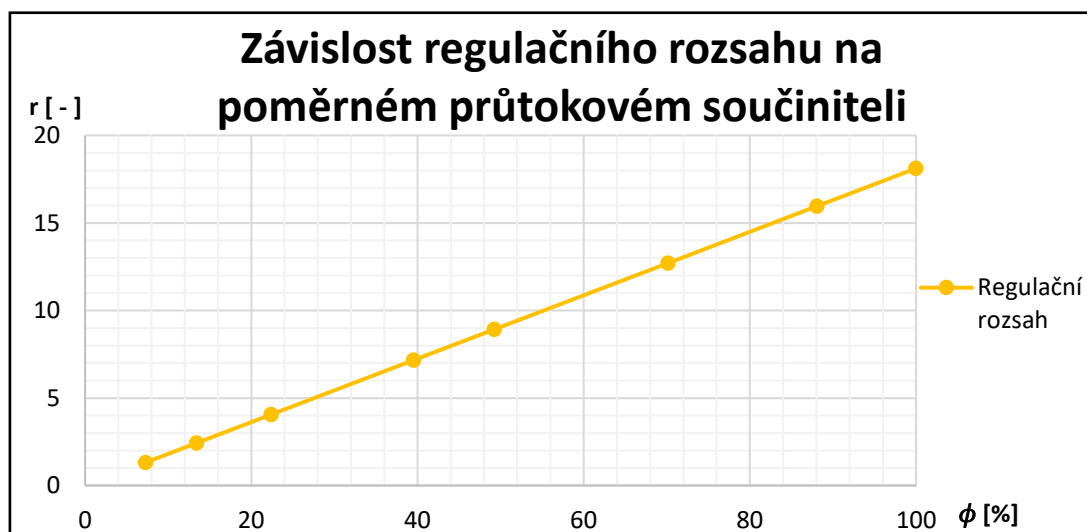
		Presetting								Permitted differential pressure, during which the valve is kept closed Δp [bar]	
		1	2	3	4	5	6	7	8	Th.-head	EMO T/TM EMOtec EMO 3 TA-Slider 160
P-band [xp] 2.0K	kv-value	0,049	0,090	0,150	0,265	0,330	0,470	0,590	0,670	1,0	3,5
	Kvs	0,049	0,102	0,185	0,313	0,420	0,565	0,740	0,860		
	Flow tolerance ± [%]	20	18	16	14	12	10	10	10		

Kv/Kvs = m³/h at a pressure drop of 1 bar.

Obr. 4.1 Návrhový diagramu TVR Heimeier (model TA V-exact II) [9]



Obr. 4.2 Heimeier V-exact II – závislost poměrného průtokového součinitele a pásma proporcionality na poměrném zdvihu



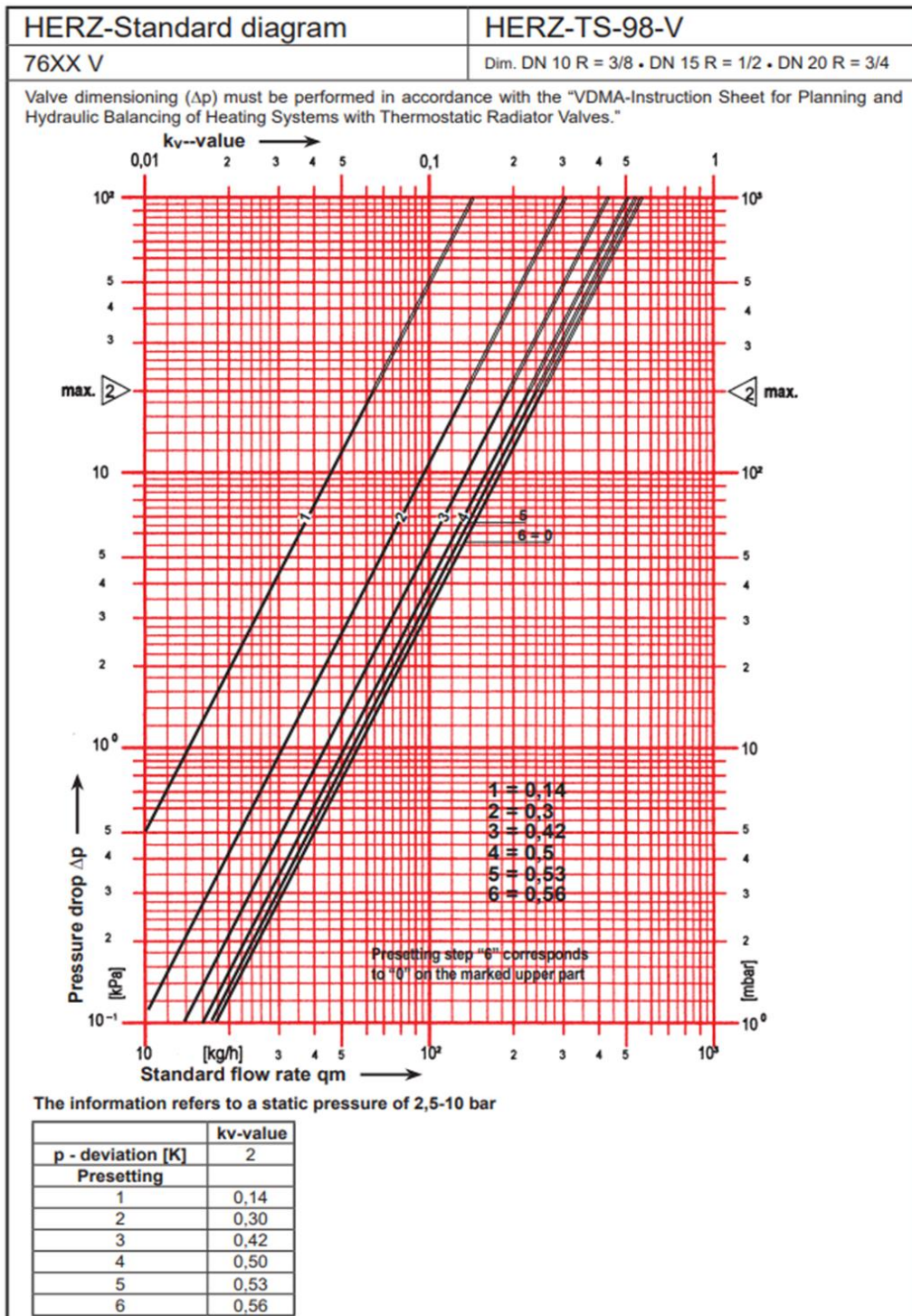
Obr. 4.3 Heimeier V-exact II – závislost regulačního rozsahu na poměrném průtokovém součiniteli

Jak je vidět na obr. 4.2, tak u tohoto výrobce jsou problematické nejnižší dvě přednastavení. U použití nejnižšího přednastavení se pásmo proporcionality zmenší až na hodnotu necelých 0,2 K, což je čtyřikrát méně, než obecně doporučovaná hodnota 0,8 K. regulační rozsah se u tohoto ventilu pohybuje mezi 1,3 a 18,2, což ilustruje velmi špatnou regulační schopnost při použití nejnižších přednastavení.

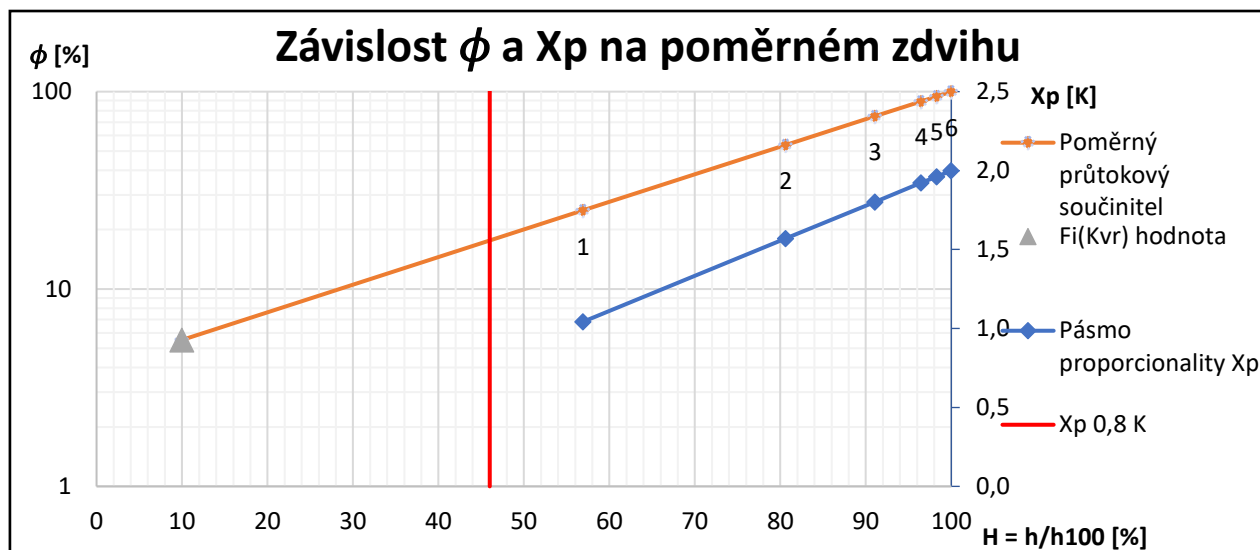
4.2 Herz (model 76 V)



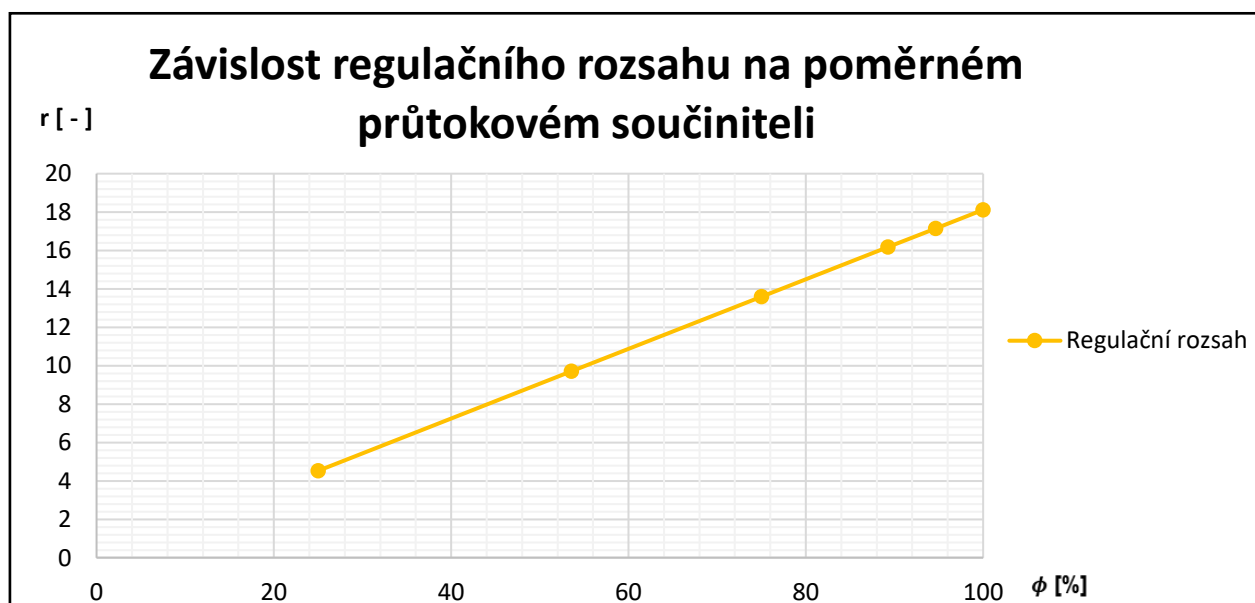
HERZ TS-98-V



Obr. 4.4 Návrhový diagramu TVR Herz (model 76 V) [17]



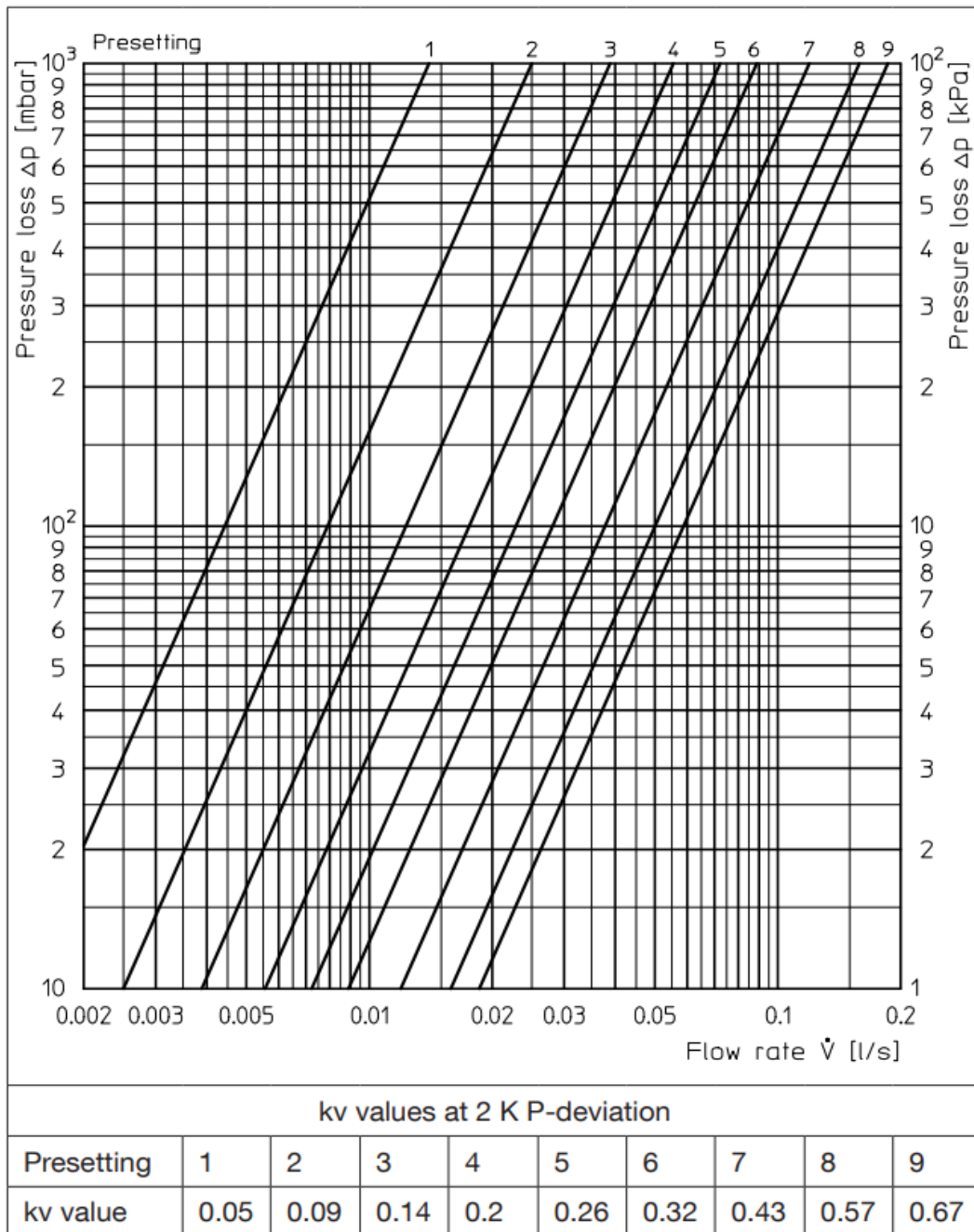
Obr. 4.5 Herz (model 76 V) – závislost poměrného průtokového součinitele a pásma proporcionality na poměrném zdvihu



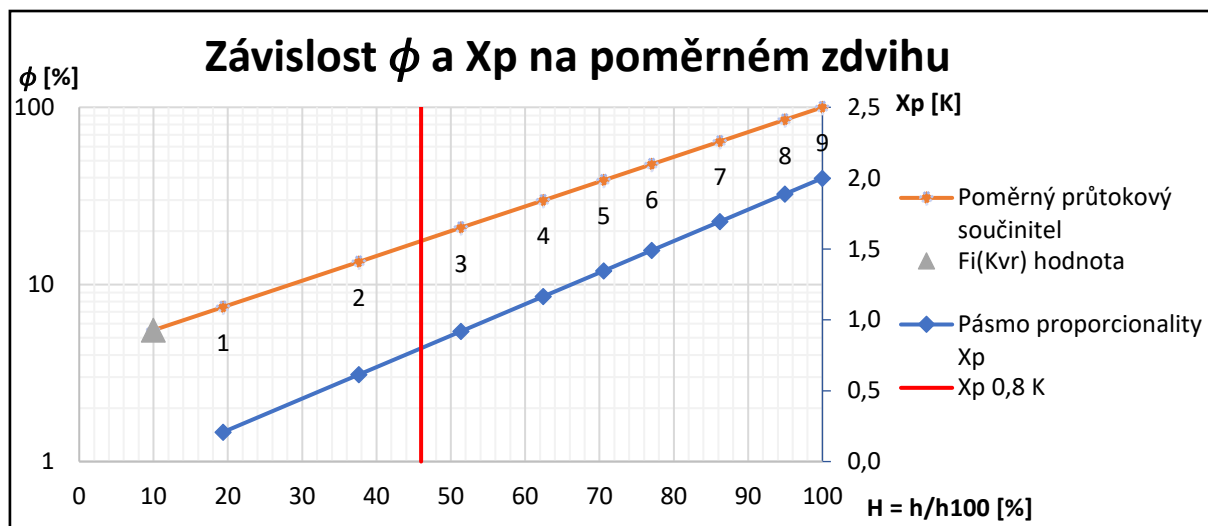
Obr. 4.6 Herz (model 76 V) – závislost regulačního rozsahu na poměrném průtokovém součiniteli

U počítaného modelu od značky Herz je vidět, že se výrobce snažil, problém se ztrátou regulační schopnosti u nízkých hodnot přednastavení řešit. Pásmo proporcionality u nejmenšího přednastavení má hodnotu 1,05 K a regulační rozsah u této armatury nabývá hodnot 4,5 až 18,1. Zároveň je z grafu zřejmé, že bylo cílem omezit používání přednastavení, které už neodpovídají požadavkům pro dobrou regulaci.

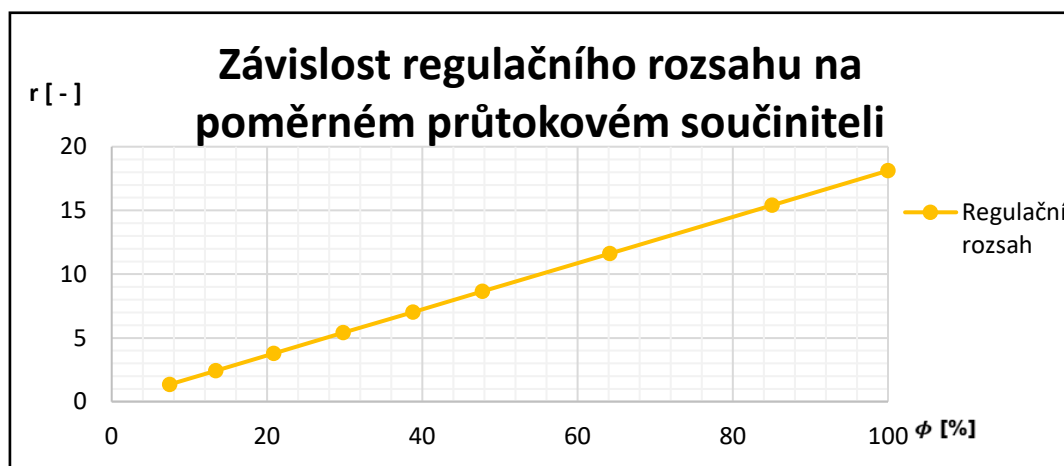
4.3 Oventrop (model AV 9)



Obr. 4.7 Návrhový diagramu TVR Oventrop (model AV 9) [18]



Obr. 4.8 Oventrop (model AV 9) – závislost poměrného průtokového součinitele a pásma proporcionality na poměrném zdvihu



Obr. 4.9 Oventrop (model AV 9) – závislost regulačního rozsahu na poměrném průtokovém součiniteli

U posledního zkoumaného ventilu od firmy Oventrop model AV 9 byl výsledek velmi podobný ventilu od firmy Heimeier. Stejně jako Heimeier má tento model dvě přednastavení nacházející se pod stanovenou hranicí ztráty regulačních schopností. Pásmo proporcionality u nejnižšího přednastavení vychází na 0,21 K. I regulační rozsah tohoto ventilu je velmi podobný tomu od firmy Heimeier a sice 1,35 až 18,12. Obecně lze říci, že Oventrop má u tohoto ventilu pracovní body jednotlivých přednastavení rovnoměrně rozloženy po statické charakteristice ventilu – což má za následek špatnou regulační schopnost u nízkých hodnot přednastavení.

5 ZÁVĚR

Cílem této práce bylo vypracovat přehled používaných regulačních armatur pro vytápění s důrazem na termostatické regulační ventily. V praktické části byly vybrány tři termostatické regulační ventily od velkých výrobců podle následujících kritérií: čtyřprocentní statická charakteristika, DN 15 a dostatek volně dostupných dat k vynesení jejich statické charakteristiky. Byly vypočítány statické charakteristiky termostatických regulačních armatur z dostupné teorie a dat výrobců. Dále byly vyneseny závislosti omezení pásma proporcionality a regulačního rozsahu podle stupně přednastavení.

Tab. 5.1 Porovnání zkoumaných veličin u jednotlivých modelů TRV

Výrobce (model)	X_p při nejnižším přednastavení [K]	Počet přednastavení, kde $X_p < 0,8$ K	Minimální regulační rozsah [-]
Heimeier (TA V)	0,19	2	1,33
Herz (76 V)	1,04	0	4,53
Oventrop (AV 9)	0,21	2	1,35

Tab. 5.1 shrnuje nejdůležitější výstupy porovnání vybraných modelů TRV. Z tabulky je jasné zřejmý rozdíl ventilů od výrobců Heimeier a Oventrop na jedné straně a od výrobce Herz na straně druhé. Zejména u statických charakteristik je tento rozdíl patrný.

U modelu 76 V od firmy Herz je vidět, že ventil byl konstruován tak, aby přednastavení sloužilo pouze k dovyvážení tlakové ztráty otopného tělesa v rámci soustavy, aby nebyla porušena základní funkce termostatického ventilu – a sice doregulování otopného tělesa v závislosti na konkrétní teplotě místnosti. Na obr. 4.5 je jasné vidět, že všechny body přednastavení leží nad hranicí ztráty regulačních schopností vlivem nízkého pásma proporcionality.

Oproti tomu modely TA V od firmy Heimeier a AV 9 od firmy Oventrop jsou na tom z tohoto hlediska výrazně hůře. Ventil TA V má dva stupně přednastavení z osmi (obr. 4.2) a ventil AV 9 dva stupně z devíti, kde je možno hovořit o naprosté ztrátě regulačních schopností, a tudíž předpokládat, že ventily neplní funkci, ke které byly pořízeny, případně že dochází ke zvukovým projevům vlivem přílišného škrcení. Ze statických charakteristik a diagramů od výrobců těchto ventilů je zřejmé, že jimi jde donastavit větší škála tlakové ztráty otopného

tělesa oproti třetímu zkoumanému modelu 76 V od firmy Herz, což má ale zásadní vliv na jejich regulační schopnost a u nejnižších stupňů přednastavení dokonce naprosto svoji regulační schopnost ztrácejí. Proto by při potřebě použití těchto nízkých stupňů přednastavení mělo být voleno řešení jiné – např. použití regulačního šroubení.

CITOVANÁ LITERATURA

- [1] J. BAŠTA, Regulace v technice prostředí staveb, Praha: Česká technika nakladatelství ČVUT, 2014.
- [2] D. a. k. PETRÁŠ, Vytápění rodinných a bytových domů, Bratislava: Jaga group, s.r.o., 2005.
- [3] J. a. k. DOUBRAVA, Regulační armatury 4. doplněné a upravené vydání, Česká Třebová: LDM, spol. s r.o., 2006.
- [4] J. Jáchim, „TZB info,“ 28 Květen 2021. [Online]. Available: <https://vytapani.tzb-info.cz/mereni-a-regulace/22314-jak-funguje-termostaticky-ventil-a-hlavice>. [Přístup získán 11 Říjen 2021].
- [5] „www.topin.cz,“ Topin Media, s. r. o., 19 Červen 2017. [Online]. Available: <https://www.topin.cz/clanky/hydronicke-vyvazovani-s-pomoci-technologie-afc-dnes-jednodussi-nez-kdy-predtim-detail-1836>. [Přístup získán 16 Říjen 2021].
- [6] J. Homola, „forum.tzb-info.cz,“ 2014. [Online]. Available: <https://forum.tzb-info.cz/130145-nastaveni-termostatickeho-ventilu>. [Přístup získán 16 Říjen 2021].
- [7] „panfitinka.cz,“ [Online]. Available: <https://eshop.panfitinka.cz/p/luxor-rd201-termostaticky-ventil-s-prednastavenim-38-12221700>. [Přístup získán 16 Říjen 2021].
- [8] Oventrop, „Oventrop.com,“ Oventrop Oventrop GmbH & Co. KG, [Online]. Available: https://www.ventrop.com/Files/hbtd/cs/db_1090661_cz_37d4ce36-fe87-4691-82f1-0b81e1a149cc_e2feb8c7-d38a-4baf-949f-7c907de26eb6.pdf. [Přístup získán 16 Říjen 2021].

- [9] „IMI Hydronic Engineering,“ 6 Červen 2021. [Online]. Available: https://assets.imi-hydronic.com/Documents/Catalogues/English_International/PDF_low/V-exact_II_EN_low.pdf. [Přístup získán 16 Říjen 2021].
- [10] „Dlouhy Technology,“ 2021. [Online]. Available: <https://dlouhytechnology.com/cz/produkty-samson-cz/45-9-compact-flow-regulator>. [Přístup získán 16 Říjen 2021].
- [11] „IMI Hydronic Engineering,“ 2021. [Online]. Available: <https://www.imi-hydronic.com/cs/product/stap>. [Přístup získán 16 Říjen 2021].
- [12] B. Striežovský, „TZB-ifo,“ 15 Červenec 2021. [Online]. Available: <https://vytapani.tzb-info.cz/mereni-a-regulace/22524-imi-hydronic-engineering-hydronicke-vyvazeni-bytovych-domu>. [Přístup získán 16 Říjen 2021].
- [13] L. Klus, „VUT,“ 2018. [Online]. Available: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=167417. [Přístup získán 16 Říjen 2021].
- [14] „Dlouhy Technology,“ [Online]. Available: <https://dlouhytechnology.com/cz/produkty-samson-cz/46-7-47-5-flow-and-differential-pressure-regulators-installation-in-return-flow-pipes>. [Přístup získán 16 Říjen 2021].
- [15] „IMI Heimeier,“ 3 Říjen 2018. [Online]. Available: https://assets.imi-hydronic.com/Documents/Catalogues/English_International/PDF_low/Hydrolux_EN_lq.pdf. [Přístup získán 16 Říjen 2021].
- [16] „Dlouhy Technology,“ 2015. [Online]. Available: <https://dlouhytechnology.com/cz/produkty-samson-cz/3244-trojcestny-ventil>. [Přístup získán 16 Říjen 2021].
- [17] Herz s r. o., „Herz,“ [Online]. Available: https://herzmediaserver.com/data/01_product_data/01_datasheets/7623_7624_7628_7658_7659_Thermostatventil_Unterteile_stufenlose_ablesbare_Voreinstellung_EN_2021-09-28.pdf. [Přístup získán 16 Říjen 2021].

- [18] Oventrop GmbH & Co. KG, „Oventrop,“ 1 Květen 2020. [Online]. Available: https://www.ventrop.com/ools/Files/manual/en/L_118370380_44947ab8-e1c6-4bad-97ba-4519377ba90e.pdf. [Přístup získán 1 Říjen 2021].
- [19] „IMI Hydronic Engineering,“ 2021. [Online]. Available: <https://www.imi-hydronic.com/product/thermostatic-head-k>. [Přístup získán 11 Říjen 2021].
- [20] „IMI Hydronic Engineering,“ 3 Březen 2021. [Online]. Available: https://imihydronic.blob.core.windows.net/resources/Documents/Catalogues/Czech/Low/DAF516_CS_low.pdf. [Přístup získán 16 Říjen 2021].
- [21] „Samson Group,“ 17 Březen 2021. [Online]. Available: <https://www.samsongroup.com/document/t30030en.pdf>. [Přístup získán 16 Říjen 2021].