

Teplota na výstupu z otopného tělesa a systém rozúčtování VIPA

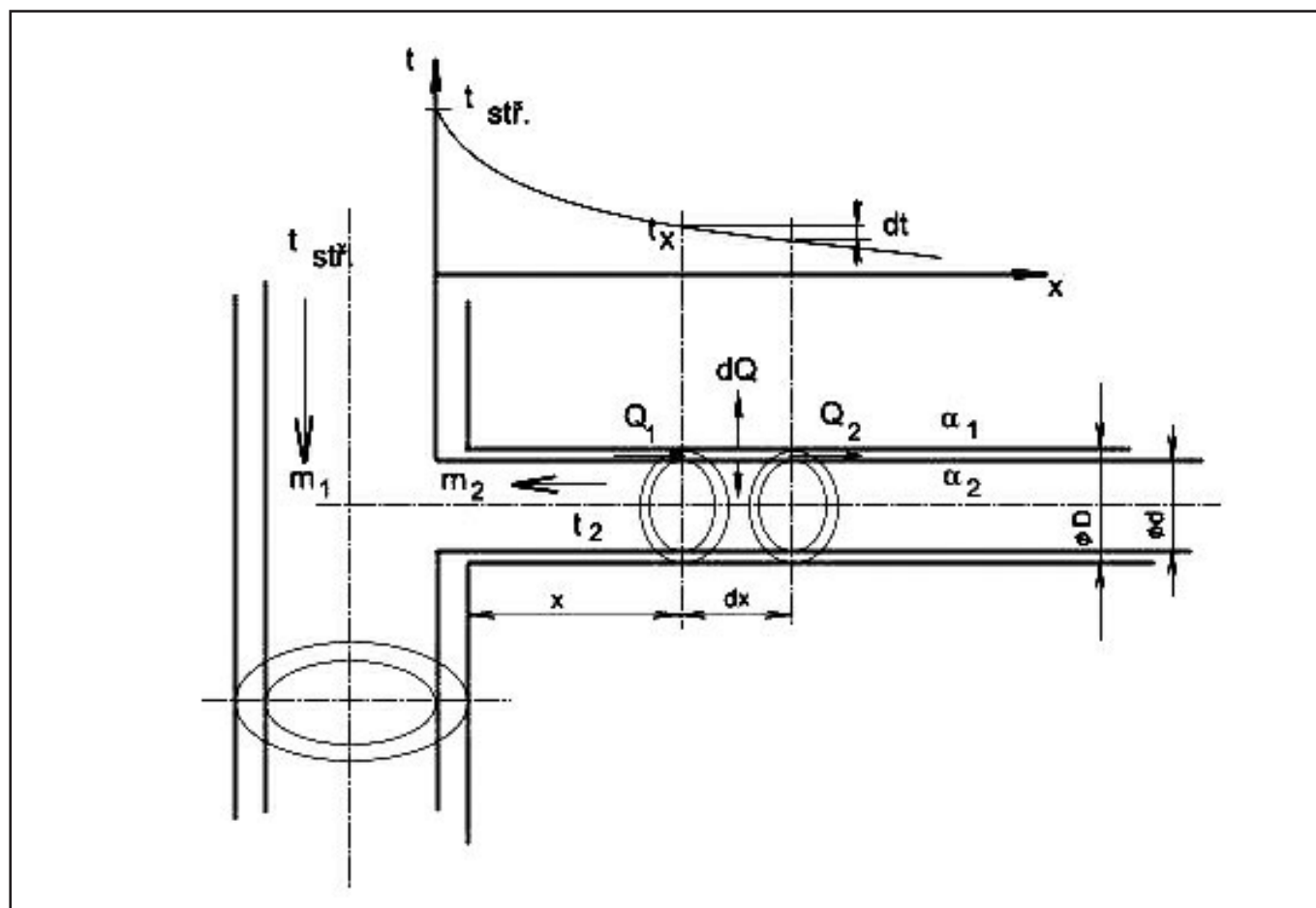
Doc. Ing. Josef Patočka, CSc.

Odborná skupina pro rozúčtování

Z praktické zkušenosti víme, že uzavíráním průtoku vody otopným tělesem je prováděna regulace dodávky tepla do vytápěné místnosti. Při různých průtocích, resp. při různých výkonech otopných těles je vždy relativně stejná teplota na vstupu otopného tělesa a rozdílná teplota na výstupu z otopného tělesa. Při aplikaci poměrových indikátorů se zdánlivě zdá být logické, aby byla integrována střední teplota otopného tělesa a následně využita pro rozúčtování vytápěcích nákladů domu na jednotlivé byty. Tak to uvádějí importované technické normy ČSN EN 834 a ČSN EN 835. Pro odpařovací indikátory je uváděno místo instalace mezi 66 až 80 % stavební výšky otopného tělesa. Pro elektronické indikátory norma umístění indikátoru ponechává na jeho výrobci. U obou typů indikátorů je problém v tom, že místo střední teploty otopného tělesa se mění podle průtoku od výškového středu až k limitnímu případu horní hrany otopného tělesa. Z toho důvodu je integrace střední teploty otopného tělesa zatížena více či méně výraznou chybou. Další, dokonce výraznější chybou zejména elektronických indikátorů jsou nulové náměry při úpl-

ném nebo výrazném uzavírání otopných těles. Vlivem vnitřních prostupů tepla mezi byty jsou nulové, případně neadekvátně rozdílné náměry v rozsahu jednotky až tisíce. Zdrojem chyb v rozúčtování, které musí být administrativně napravovány např. paragrafem 4 odst. 4 vyhlášky č. 372/2001 Sb. o nepřekročitelnosti rozsahu podílu bytu na $\pm 40\%$ od střední hodnoty úhrady, může být vysoká spouštěcí teplota (až $36\text{ }^{\circ}\text{C}$) elektronických indikátorů. Přes tuto administrativní hranici však elektronické indikátory nedokážou zohlednit míru tepla získaného ze sousedních, na vyšší teplotu vytápěných bytů.

Na rozdíl od všech indikátorů aplikovaných podle výše uvedených norem vychází systém VIPA z prokazatelné skutečnosti, že teplota na výstupu z otopného tělesa je co do polohy umístění indikátoru jednoznačná pro jakýkoliv průtok až po jeho úplné uzavření. Pak teplota otopného tělesa je shodná s teplotou místnosti. V důsledku fyzikální podstaty indikátorů VIPA nemůže nastat nulový náměr a rozlišovací schopnost zůstává zachována i při výrazně snížených teplotách jednotli-



Obr. 1 Teplotní a energetické vztahy u napojení zpátečky ke svislé větvi otopného systému.

vých místností bytu, neboť nemůže být v jednotlivé místnosti centrálně vytápěného domu dosahována venkovní teplota.

Vedle fyzikálně jednoznačné definice místa instalace indikátorů systému VIPA je předností nezávislost na povrchu a tvaru otopného tělesa, nízká hodnota chybové konstanty c udávající vztah mezi teplotou otopného tělesa a teplotou měrné kapaliny, resp. elektronického snímače teploty.

Vzhledem k tomu, že některé otopné systémy mohou mít poměrně krátkou vzdálenost mezi výstupem z otopného tělesa a svislým vratným potrubím, je na místě otázka možného ovlivňování náměru indikátoru svislým potrubím.

Na Obr. 1 je schematicky znázorněno prohřívání výstupu z otopného tělesa v závislosti na vzdálenosti a intenzitě průtoku. Svislým potrubím proudí voda o střední teplotě $t_{stř}$ ze všech horních otopných těles. Teplota sledované zpátečky je t_2 .

Obecně může být $t_2 > t_{stř}$, $t_2 = t_{stř}$, $t_2 < t_{stř}$. Z podstaty děje je hodný zřetel případ kdy $t_2 < t_{stř}$. Pro elementární část potrubí o délce dx ve vzdálenosti x od svislého potrubí platí rovnice tepelné rovnováhy

$$dQ = Q_1 - Q_2 \quad (1)$$

Podle Fourierova zákona vedení tepla je

$$Q_1 = -\lambda S \frac{dt}{dx} \quad Q_2 = -\lambda S \frac{d}{dx} \left(t + \frac{dt}{dx} dx \right) \quad (2)$$

Dosazením do rovnice tepla a úpravou dostaneme

$$dQ = \lambda S \frac{d^2 t}{dx^2} dx \quad (3)$$

Elementární část vratného potrubí je zároveň ochlazována přestupem tepla z vnějšího povrchu do okolí a přestupem tepla z vnitřního povrchu do protékající vody.

Podle Newtonova zákona přestupu tepla platí

$$dQ_1 = \alpha_1 \pi D \Delta t_1 dx \quad (4)$$

a

$$dQ_2 = \alpha_2 \pi D \Delta t_2 dx \quad (5)$$

Porovnáním rovnic (1) a (2) dostaneme po úpravě vztah

$$\frac{d^2 t}{dx^2} = m^2 t \quad (6)$$

kde

$$m = 2 \cdot \sqrt{\frac{\alpha_1 D + \alpha_2 d}{\lambda (D^2 - d^2)}} \quad (7)$$

Obecný integrál lineární diferenciální rovnice (6) má tvar

$$t = C_1 \cdot e^{mx} + C_2 \cdot e^{-mx} \quad (8)$$

kde integrační konstanty C_1 a C_2 se určí pomocí okrajových podmínek. Z hlediska energetické bilance lze považovat vratné potrubí při běžném provozu otopného tělesa za nekonečně dlouhé. Výsledná rovnice pro průběh teploty je dána vztahem

$$t = t_0 \cdot e^{-mx} \quad (9)$$

Vzhledem k tomu, že exponent $-mx$ je veličina bezrozměrná, lze rovnici (9) upravit na tvar

$$\frac{t}{t_0} = e^{-K} = f(K) \quad (10)$$

kde

$$K = x \cdot m = 2x \cdot \sqrt{\frac{\alpha_1 D + \alpha_2 d}{\lambda (D^2 - d^2)}} \quad (11)$$

podle které se mění průběh teploty podél osy zpětného potrubí ve směru proti toku vratné vody.

Pro číselné vyjádření změny teploty je nutno určit oba součinitele přestupu tepla α_1 a α_2 . Vzhledem k častému uvádění naprosto zmatečných aplikací příslušných kritériálních rovnic pro přestup tepla různými "odborníky" je nutno jasně použití těchto rovnic vymezit. Pro určení hodnoty součinitele přestupu na straně vzduchu se jedná o samovolné sdílení tepla konvekci, pro které lze použít rovnici

$$Nu = C (Gr \cdot Pr)^n \quad (12)$$

s určovací teplotou

$$t_{urč} = \frac{t_{i1} - t'_{i2}}{2} \quad (13)$$

s charakteristickým rozměrem daným vnějším průměrem.

Velikost konstanty C a exponentu n je dána součinem $Gr \cdot Pr$. Pr podle vztahu

$Gr \cdot Pr$	C	n
$10^3 \div 5 \cdot 10^2$	1,18	1/8
$5 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^7$	0,54	1/4
$2 \cdot 10^7 \div 10^{13}$	0,135	1/3

hodnota Gr se určí podle vztahu

$$Gr = \frac{g \cdot \beta (t_{i2} - t_i) D^3}{\nu^2} \quad (14)$$

hodnotu Pr lze pro vzduch pro dosahované teplotní a tlakové podmínky považovat za konstantní.

Pro určení hodnoty součinitele přestupu tepla α_2 na straně vody se jedná o nucené proudění vody v potrubí s charakteristickým rozměrem daným vnitřním průměrem d a určovací teplotou

$$t_{urč} = \frac{t_{i1} - t'_{i2}}{2} \quad (15)$$

Použitá rovnice

$$Nu = 11,5 (Re \cdot Pr)^{0,23} \left(\frac{l}{d}\right)^{-0,5}$$

Výsledky výpočtů jsou v Tab. 1.

Po dosažení do rovnice (11) je výsledný průběh teploty ve vratném potrubí podle intenzity vytápění znázorněn na obr. 2.

Krátká vzdálenost prohřívání zpětného potrubí opravňuje použití teplotních poměrů pro trubku nekonečné délky. V případě krátké vzdálenosti otopného tělesa od svislého vratného potrubí bude pokles teploty ve směru proti směru toku vody spíše příznivější. To platí i pro úplné uzavření otopného tělesa.

Z Tab. 1 a Obr. 2 vyplývá, že sice s klesajícím výkonem otopného tělesa se snižují hodnoty α_1 i α_2 , čímž se prohřívání poněkud zvýrazní, ale ani při snížení výkonu otopného tělesa na 25 % se prohřívání vratného potrubí při instalaci indikátoru nad 5 cm od svislého potrubí neprojeví výraznější chybou. V každém případě je chyba indikace indikátoru VIPA na krátkém vratném potrubí významně nižší, než chyba indikace indikátorů podle ČSN EN 834 a ČSN EN 835.

Výpočet α_2

viz. Obr. 2	t_i	QP	QP	t_{i2}	t_{stf}	w	ρ	λ	C	ν	Pr	Re	d	Nu	α_2
	teplota místnosti ($^{\circ}\text{C}$)	výkon otopného tělesa (W)	výkon otopného tělesa (%)	teplota zpětné vody ($^{\circ}\text{C}$)	střední teplota tělesa ($^{\circ}\text{C}$)	průtok vody (m s^{-1})	hustota vody (kg m^{-3})	tepelná vodivost vody ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)	tepl. kapacita ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)	viskozita. 10^6 ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$)	Prandtlovo číslo -	Reynoldsovo číslo $w \cdot d / \nu \cdot 10^6$	vnitřní průměr 0,012	Nusseltovo číslo $Re < 2320$	součinitel přestupu ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)
1	21	552	125	52,7	60,7	0,0672	987	0,652	4201	0,535	3,45	1507,3	0,012	9,02	489,82
2	20	443	100	41,3	53,6	0,0325	992	0,636	4199	0,645	4,15	604,7	0,012	7,62	404,07
3	19	333	75	31,3	46,2	0,0181	995	0,622	4199	0,795	5,20	273,2	0,012	6,69	346,71
4	18	224	50	23,1	38,1	0,0100	998	0,603	4201	0,945	6,60	127,0	0,012	5,92	297,70
5	17	114	26	17,7	29,2	0,0046	999	0,588	4210	1,200	8,80	46,0	0,012	5,01	245,56

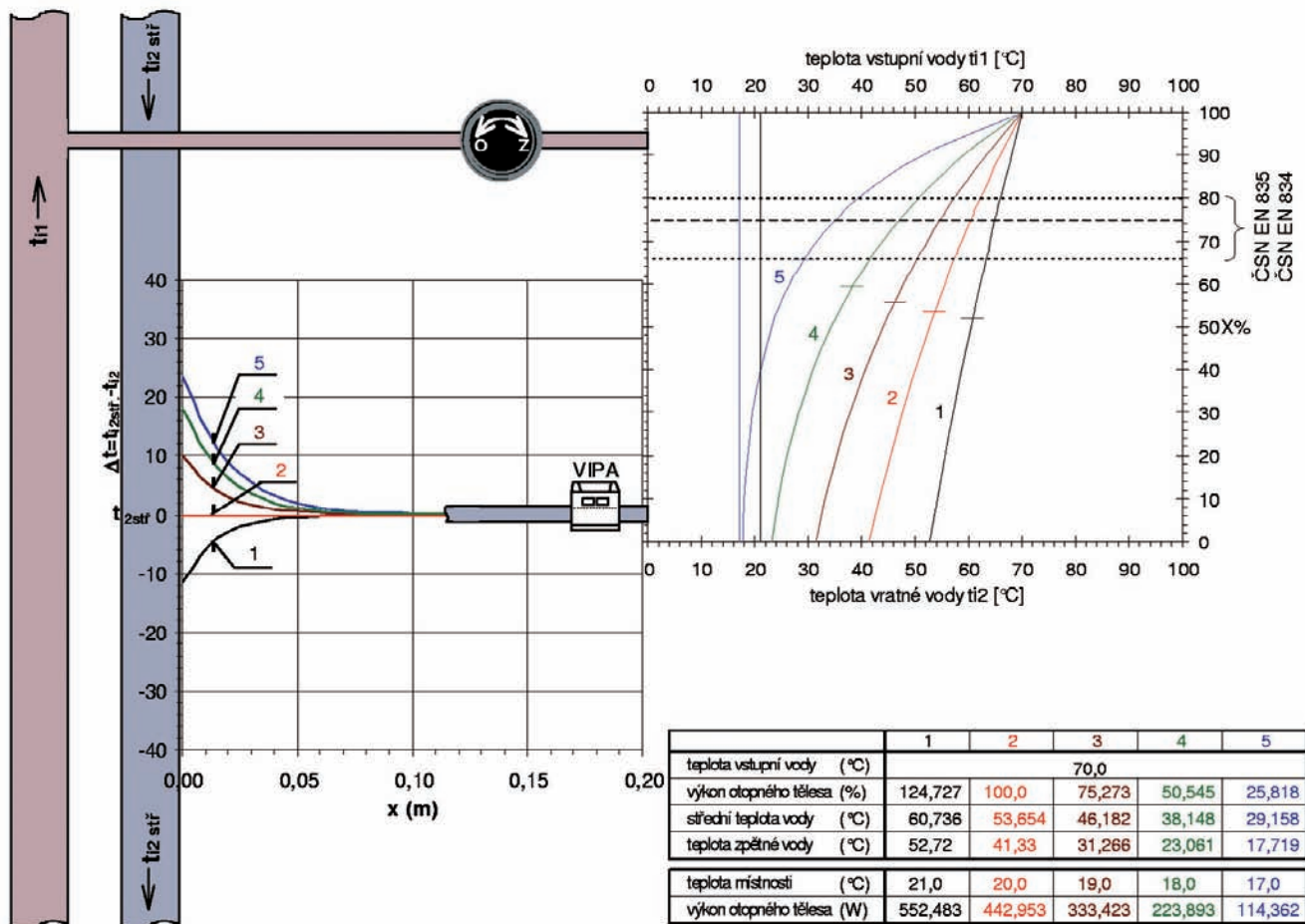
Výpočet α_1

viz. Obr. 2	t_i	β	$t_{urč}$	ν	t_{i2}	λ	Pr	D	Gr	Gr x Pr	Nu	α_1
	teplota místnosti ($^{\circ}\text{C}$)	$\beta = 1/273 + t_{urč}$ (K^{-1})	$t_{urč} = (t_{i2} + t_i)/2$ ($^{\circ}\text{C}$)	viskozita. 10^6 ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$)	teplota zpátečky ($^{\circ}\text{C}$)	tepelná vodivost vzduchu ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)	Prandtlovo číslo -	vnější průměr m	Grashofovo číslo -	-	Nusseltovo číslo -	součinitel přestupu ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)
1	21	0,0032	36,850	16,4	52,7	0,027	0,71	0,017	18333,10	13016,50	5,77	9,16
2	20	0,0033	30,650	16,1	41,3	0,027	0,71	0,017	13042,79	9260,38	5,30	8,41
3	19	0,0034	25,150	15,8	31,3	0,027	0,71	0,017	7964,75	5654,97	4,68	7,44
4	18	0,0034	20,550	15,4	23,1	0,027	0,71	0,017	3530,71	2506,81	3,14	4,99
5	17	0,0034	17,350	14,8	17,7	0,026	0,71	0,017	530,48	376,64	0,45	0,69

Tab. 1 - Výpočet součinitelů přestupu tepla

α_1 - Součinitel přestupu tepla mezi vzduchem a stěnou

α_2 - Součinitel přestupu tepla mezi vodou a stěnou



Obr. 2 - Změna teploty zpátečky otopného tělesa u připojení na svislé (vratné) potrubí otopného systému.

KONTAKTNÍ ADRESY:



VIPA CZ s.r.o.
Kadlická 20
460 15 Liberec
tel./fax: 482 750 457-8
e-mail: vipa@vipa.cz
web: www.vipa.cz

POBOČKY:

VIPA CZ s.r.o.
Vodičková 791/41
112 09 Praha 1
tel.: 224 152 741
mobilní tel.: 605 455 445
e-mail: paha@vipa.cz

VIPA CZ s.r.o.
Třída ČSA 383
500 03 Hradec Králové
tel./fax: 495 510 674
mobilní tel.: 731 469 001
(Pondělí, Středa)