

Řešení odsávacích systémů se sběrnými komorami

Design of exhausting systems with collecting chambers

Ing. Josef CUHRA
LI-VI Praha spol. s r.o.

Autor popisuje ověřenou metodu stanovení změny rychlosti proudění v hlavním odsávacím potrubí v závislosti na počtu a druhu uzavíraných odsávacích přípojek sítě a na charakteristice použitého ventilátoru. Jde o kvalitní pomůcku při kontrole návrhu odsávacího zařízení od více zdrojů znečištění vzduchu pevnými částicemi.

Klíčová slova: sběrná komora, rychlost ve sběrném potrubí, odsávací systém a pneumatická doprava

Recenzent
Ing. Zdeněk Lerl

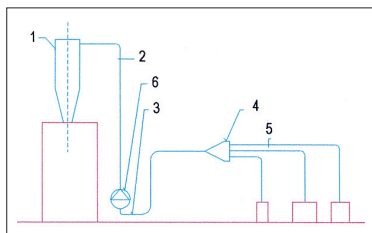
The author describes the proved method of flow velocity change determination in the main exhausting piping depending on the number and type of exhausting network connections being closed and on the characteristic of the used fan. It concerns the quality tool for checking the design of equipment for exhausting air from a number of sources of pollution by solid particles.

Key words: collecting chamber, velocity in collection piping, exhausting system and pneumatic transport

Simulace hydraulických poměrů v potrubních sítích je již tradičně častým předmětem zkoumání. Potřeba znalosti odezvy potrubní sítě na různé provozní situace se však neomezuje pouze na okruhy kapalin ve vytápěcích a chladicích systémech. Poměrně naléhavě vyvstává tato otázka v návrzích odsávacích a odprašovacích zařízení například ve dřevozpracujícím a sklářském průmyslu. Kritérii, na která je třeba brát při návrhu zřetel, je celá řada. Odsávací síť musí být navržena tak, aby umožňovala bezpečné odsávání při zadané současnosti napojených strojů.

Při uzavírání přípojek (snížení současnosti) však nesmí docházet k poklesu transportní rychlosti ve sběrném potrubí pod mez ucpávání. Na druhou stranu je žádoucí se vyhnout předimenzování, které zvyšuje cenu zařízení, prodražuje provoz a působí energetické ztráty. Důležité je také pamatovat na jednoduchost a snadnou obsluhu. Ve výrobcích s menším nárokem na kvalifikaci dochází k častým změnám pracovníků. Proto je také dobře počítat se zcela nepoučenou obsluhou. V následujícím textu seznámím čtenáře se způsobem simulačního výpočtu odsávacích soustav, který byl navržen Josefem Cuhrou zhruba před 20 lety pro potřeby projekce v podniku Dřevoprojekt Praha. Metodu předvedu na praktických příkladech.

Odsávací systémy lze, podle jejich geometrie, zhruba rozdělit na zařízení páteřní s centrálním sběrným potrubím s odbočkami a na zařízení se sběrnými komorami, kterým je věnována tato studie. Oproti klasickému páteřnímu uspořádání mají sběrné komory některé výhody, které souvisejí s kritérii uvedenými v úvodu. Lépe umožňují změny rozmístění a typu odsávané technologie, mají širší rozsah možných provozních stavů a lze je lépe vyregulovat. Schéma takového odsávacího zařízení je na obr. 1.



Obr. 1 – Schéma odsávacího zařízení
1 – odlučovač, 2 – výtláčná trasa, 3 – sací trasa,
4 – sběrná komora, 5 – odsávací přípojka, 6 – ventilátor

1. SBĚRNÁ KOMORA S PŘÍPOJKAMI STEJNÝCH PRŮŘEZŮ A PRŮTOKŮ

Cílem je sestavit vzorec, popisující odezvu odsávacího systému na uzavírání přípojek. Základní vztahy jsou dobře známé, pro přehlednost textu je však ve stručnosti uvedu. Při popisu a značení budu nadále vycházet z obr. 1.

Celková tlaková ztráta sítě mezi body 1 až 5

$$\Delta p_{1-5} = \Delta p_{1-4} + \Delta p_5 \quad (1)$$

kde

Δp_{1-5}	– celková tlaková ztráta systému	[Pa]
Δp_{1-4}	– tlaková ztráta trasy od výdechu ke komoře	[Pa]
Δp_5	– tlaková ztráta přípojky včetně zákrytu stroje	[Pa]

Dílčí tlakové ztráty Δp_{1-4} a Δp_5 rozepíšeme jako součet tlakových ztrát třecích a místních.

$$\Delta p_{1-4} (\Delta p_5) = \sum_i R_i l_i + \sum_j \zeta_j p_{0j} \quad (2)$$

kde

R_i	– odpor třením na jednotku délky	[Pa/m]
l_i	– délka části potrubí průměru příslušejícího R_i	[m]
ζ_j	– součinitel místní ztráty	[-]
p_{0j}	– dynamický tlak v místě vřazeného odporu	[Pa]

Členy v rovnici (2) rozepíšeme a upravíme. Předpokládáme přitom, že součinitel tření λ je v rozmezí rychlostí a běžných průměrů potrubí pneudopravy konstantní a je roven 0,02. Dále předpokládáme, že nedochází ke změnám měrné hmotnosti vzdušiny ρ . Odpor třením, dynamický tlak a rychlost proudění vyjádříme následujícími vztahy.

$$R = \lambda/d \cdot \rho \cdot 0,5 \cdot v^2 \quad (3)$$

$$p_0 = 0,5 \cdot \rho \cdot v^2 \quad (4)$$

$$v^2 = 16 \cdot Q^2 / (\pi^2 \cdot d^4) \quad (5)$$

kde

d	– průměr potrubí	[m]
v	– rychlost proudění	[m/s]
Q	– průtok vzdušiny	[m ³ /s]

Dosazením do (2) dostaneme

$$\Delta p_{1-4} = f_{1-4}(Q) = k_{1-4} Q^2 \quad (6)$$

kde

$$k_{1-4} = 8 \cdot \rho / \pi^2 \cdot \sum_{i,j} (\lambda \cdot l_i / d_i^5 + \zeta_j / d_j^4) \quad (7)$$

Obdobný vztah vyjde pro k_5 . Průtok jednotlivou přípojkou však musíme vyjádřit v závislosti na počtu uzavřených přípojek.

$$Q^{(n)} = Q \cdot 1/(N-n) \quad (8)$$

kde

- N – celkový počet přípojek
- n – počet uzavřených přípojek
- Q – celkový průtok
- $Q^{(n)}$ – průtok v jedné otevřené přípojce při n – uzavřených přípojkách.

Nyní je možno vyjádřit tlakovou ztrátu Δp_5 jako funkci celkového průtoku Q .

$$\Delta p_5 = f_5(Q) = k_5 \cdot (Q^{(n)})^2 \quad (9)$$

Dosazením do (1) vyjde vztah pro celkovou tlakovou ztrátu systému při n – uzavřených přípojkách.

$$\Delta p_{1-5} = (k_{1-4} + k_5 / (N-n)^2) \cdot Q^2 \quad (10)$$

2. SBĚRNÁ KOMORA S PŘÍPOJKAMI RŮZNÝCH PRŮŘEZŮ A PRŮTOKŮ

Uvažujme sběrnou komoru o N přípojkách s průtoky $Q_1 - Q_N$. Předpoklad konstantního λ a ρ zůstává v platnosti.

Celkový průtok vzduchu soustavou je

$$Q = \sum_{i=1}^N Q_i \quad (11)$$

Pro jednotlivé přípojky přiřadíme součinitele charakteristiky potrubí $k_1 \dots k_N$, vypočtené podle vztahu (7). Tím je soustava popsána a nyní určíme závislost mezi celkovým průtokem a průtokem libovolnou odbočkou. Stanovení vztahu vychází z rovnosti podtlaku v komoře pro všechny přípojky.

$$\Delta p = k_1 \cdot Q_1^2 = k_2 Q_2^2 = k_N Q_N^2,$$

celková tlaková ztráta tedy je

$$\Delta p_{1-5} = k_{1-4} \cdot Q^2 + k_1 \cdot Q_1^2 = k_{1-4} \cdot Q^2 + k_2 \cdot Q_2^2 = k_{1-4} \cdot Q^2 + k_N \cdot Q_N^2 \quad (12)$$

Z rovnice (12) plyne

$$Q_2 = (k_1/k_2)^{1/2} \cdot Q_1 \quad (13)$$

dosazením do (11) dostaneme

$$Q = Q_1 \cdot \sum_{i=1}^N (k_i / k_1)^{1/2} \quad (14)$$

Obecně pro libovolnou přípojku x napíšeme

$$Q = Q_x \cdot \sum_{i=1}^N (k_x / k_i)^{1/2} \quad (15)$$

vztah (15) upravíme formálně takto:

$$\alpha_x = \sum_{j=1}^N (k_x / k_j)^{1/2} \quad (16)$$

α_x je číslo, kterým je určeno rozložení celkového množství vzdušiny do průtoku v jednotlivých přípojkách.

Nyní můžeme napsat lineární funkci $G_x(Q_x)$, která popisuje vztah mezi celkovým průtokem a průtokem ve vybrané odbočce x .

$$Q = G_x(Q_x) = \alpha_x \cdot Q_x \quad (17)$$

Modelujeme-li uzavírání přípojek, pak pro uzavřenou přípojku y je $Q_y = 0$ a α_y vynecháme neboť příslušná přípojka jakoby neexistuje.

Dosazením do (12) dostaneme celkovou charakteristiku sítě:

$$\Delta p_{1-5} = k_{1-4} \cdot Q^2 + k_x \cdot (Q/\alpha_x)^2 = (k_{1-4} + k_x/\alpha_x^2) \cdot Q^2 \quad (18)$$

Použití odvozených výpočtových vztahů vyzkoušíme na praktických příkladech. Před tím je ještě vhodné se stručně zmínit o charakteristice ventilátoru. Řešíme-li odsávací systém graficky, nalezneme pracovní bod v průsečíku charakteristiky ventilátoru s charakteristikou sítě. Vzhledem k tomu, že většina výrobců transportních ventilátorů udává výkony svých zařízení právě nakreslenou charakteristikou, je grafické řešení snadné a přehledné.

Chceme-li modelovat síť důsledně početně, nebo udává-li výrobce výkon v tabulce, zjistíme funkci charakteristiky vyrovnávací přímkou nebo parabolou. Pro účel projekčního výpočtu stačí svou přesností vyrovnávací přímka. Průsečík charakteristik pak vypočteme z kvadratické rovnice

- $k \cdot Q^2 = a + b \cdot Q$ (charakteristikou ventilátoru je vyrovnávací přímka) nebo
- $k \cdot Q^2 = a + b \cdot Q + c \cdot Q^2$ (charakteristikou ventilátoru je vyrovnávací parabola).

Příklad 1

Výpočet trasy s komorou odboček stejných průměrů a průtoků

Mějme soustavu se sběrnou komorou o 5 odbočkách. Do společné trasy je vřazen odsávací ventilátor TV 630. Projektované parametry shrneme v následujícím přehledu:

$$Q = 2,5 \text{ m}^3/\text{s}$$

rychlost ve sběrném potrubí $v = 23 \text{ m/s}$

průměr sběrného potrubí $d = 375 \text{ mm}$, délka $l = 40 \text{ m}$

průměr odbočky $d_f = 180 \text{ mm}$, délka $l_f = 10 \text{ m}$

součinitelé místních ztrát ζ :

- odbočky 2,5
- komora 2,0
- sběrné potrubí na sací straně 0,5
- sběrné potrubí na výtlačné straně 0,4
- odlučovač 1,6.

Podle vztahu (7) určíme součinitele charakteristiky potrubí

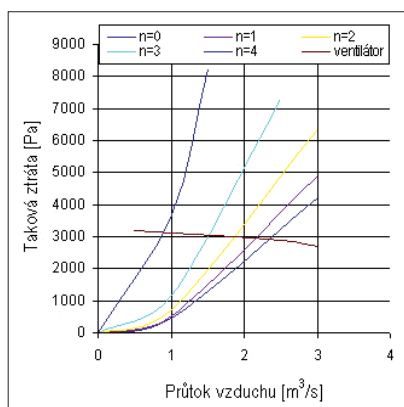
$$k_{1-4} = 335, k_5 = 3336.$$

Dosazením do rovnice (10) můžeme jednak vypočítat charakteristiky při různém počtu uzavřených přípojek (obr. 2) a určit požadovaný pracovní bod ventilátoru v případě, že požadujeme ve sběrném potrubí konstantní průtok. Hodnoty tlakových ztrát jsou uvedeny v tab. 1.

Tab. 1 – Hodnoty tlakových ztrát

Počet uzavřených přípojek n	Δp_{1-4} [Pa]	Δp_5 [Pa]	Δp_{1-5} [Pa]	Q [m ³ /s]
0	2093	834	2927	2,5
1	2093	1300	3396	2,5
2	2093	2316	4410	2,5
3	2093	5212	7300	2,5
4	2093	20850	22943	2,5

Z tab. 1 je zřejmé, že při požadavku konstantního průtoku ve sběrném potrubí (například z důvodu ucpávání), roste s počtem uzavřených přípojek potřebný



Obr. 2 – Síť s odbočkami stejných průřezů při uzavírací odbočce 1 až 4

ϕ 180, $v = 25$ m/s, $Q = 0,63$ m³/s, $\zeta = 2,5$, $l = 5$ m,
 ϕ 225, $v = 23$ m/s, $Q = 0,91$ m³/s, $\zeta = 2,0$, $l = 10$ m,
 ϕ 250, $v = 20$ m/s, $Q = 0,98$ m³/s, $\zeta = 2,5$, $l = 15$ m.

Součinitel charakteristiky sběrné trasy je stejný jako v příkladě 1 $k_{1-4} = 335$.
 Součinitele charakteristik odboček vypočteme podle vztahu (6), rozložení průtoků podle (13) a (14) (viz tab. 2).

Skutečná charakteristika sítě se vypočte podle (18)

$$\Delta p_{1-5} = 484 \cdot Q^2$$

Pro průtok 2,5 m³/s – $\Delta p_{1-5} = 3 025$ Pa.

Uzavřeme-li odbočku č. 1 a trváme-li nadále na celkovém průtoku 2,5 m³/s, vychází rozdělení průtoků následovně (tab. 3).

Tab. 2 – Součinitel charakteristik a průtoky vzdušiny v síti se 3 otevřenými odbočkami

$k_{s,i}$	$\alpha_i^{(0)}$	Q_i [m ³ /s]
2 831	4,36	0,57
1 096	2,71	0,92
931	2,48	1,00

Tab. 3 – Součinitel charakteristik a průtoky vzdušiny v síti se 2 otevřenými odbočkami

$k_{s,i}$	$\alpha_i^{(1)}$	Q_i [m ³ /s]
–	–	–
1096	2,09	1,19
931	1,92	1,30

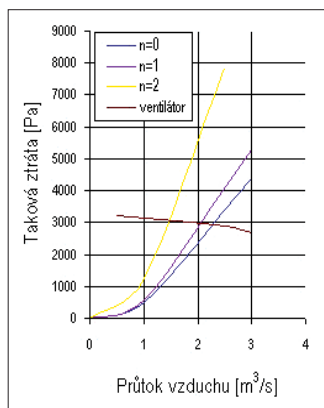
Skutečná charakteristika sítě – $\Delta p_{1-5} = 586 \cdot Q^2$.

Pro průtok 2,5 m³/s – $\Delta p_{1-5} = 3 662$ Pa.

Nyní uzavřeme přípojky 1 a 2, při požadavku stálého průtoku 2,5 m³/s (tab. 4).

Skutečná charakteristika sítě – $\Delta p_{1-5} = 1 256 \cdot Q^2$.

Pro průtok 2,5 m³/s – $\Delta p_{1-5} = 7 850$ Pa.



Obr. 3 – Síť s třemi odbočkami různých průřezů a průtoků při uzavírání odboček 2

Použitý ventilátor je jednotáčkový, s pevně nastavenou charakteristikou. Požadované zvýšení tlaku, nutné pro dodržení stálého průtoku při uzavírání odboček není možno zajistit. Skutečné pracovní body najdeme na průsečících charakteristik ventilátoru a sítě (obr. 3).

Tab. 4 – Součinitel charakteristiky a průtok vzdušiny v síti s 1 otevřenou odbočkou

$k_{s,i}$	$\alpha_i^{(1,2)}$	Q_i [m ³ /s]
–	–	–
–	–	–
931	1,0	2,5

tlak vysoko nad možnosti transportního ventilátoru. Skutečné pracovní body (a tím i rychlosti ve sběrném potrubí) získáme průsečíkem charakteristik podle obr. 2.

Příklad 2

Sběrná komora s přípojkami různých průměrů a průtoků

Uvažujme trasu shodnou s příkladem 1, ale sběrná komora bude osazena 3 přípojkami o projektovaných parametrech:

Komentář k příkladu 3 uvedeném na obr. 3

Přepočtem průtoků jednotlivých pracovních bodů v obr. 2 a 3 na rychlosti ve sběrném potrubí zjistíme, že při uzavření více jak poloviny přípojek klesá rychlost ve sběrném potrubí pod 15 m/s a tím roste riziko ucpání potrubí.

Vzduchotechnická zařízení, sloužící k odsávání a pneumatické dopravě, bývají někdy v praxi předmětem nejrůznějších přestaveb a doplňků. Tyto zásahy často vedou k tomu, že zařízení buďto přestane být provozuschopné, nebo se změni v časovanou bombu a v určitých situacích se ucpe. V současné době existuje několik praxí ověřených způsobů, jak regulovat výkon odsávání v závislosti na počtu otevřených přípojek. Za všechny uvedu systém TRANSFLOW od dánského výrobce MOLDOW. Tento systém spočívá v kombinaci mechanické a pneumatické dopravy a v řízení otáček ventilátorů. Vysoká cena podobných zařízení však způsobuje, že nejsou běžně používána. Dosud proto v praxi převažuje odsávání s jednotáčkovými ventilátory. U rozsáhlejších odsávacích systémů, nebo tam, kde lze očekávat ucpávání, je dobře věnovat výpočtu určitou pozornost. Aby odsávací zařízení plnilo zdárně svou funkci, musí ve fázi návrhu spolupracovat vzduchotechnik s technologem, nebo alespoň se soudným provozovatelem. Projektant vzduchotechniky by vždy měl mít jisté vědomosti o funkci a způsobu provozu technologie a mít k dispozici základní údaje o dopravovaném materiálu (přepřevávané množství, vznosové rychlosti, granulometrii a spodní mez výbušnosti).

*** Nová norma ASHRAE pro dobrou kvalitu vzduchu**

V normě ASHRAE-Standard 62-2001 „Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality“ došlo k důležitým změnám. Změny se týkají regulace a požadavků na větrací a klimatizační zařízení, zejména pro administrativní a „účelové“ budovy. Vzhledem k vysokému významu této normy pro odvětví větrání a klimatizace se o ní již řadu let v USA živě diskutuje a zapracovávají se do ní stále nové poznatky a zkušenosti. A protože nelze stále vydávat nová a nová vydání, uskutečňují se změny v dodatcích (tzv. Addenda). Podle významu změny nebo rozšíření připojuje se po jejich zveřejnění fáze připomínek v délce několika týdnů nebo měsíců, aby se k nim mohly vyjádřit odborné kruhy. Konkrétně v daném případě jde o Addendum:

- „aa“: pojednává o umístění nasávacích otvorů venkovního vzduchu u systémů větrání a klimatizace a to jejich minimální vzdálenosti od zdrojů znečištění a jejich provedení k minimalizaci vnikání vlhkosti (např. deštěm) do systému.
- „g“: uvádí požadavky na vzduchotechnické oddělení kuřáckých a nekuřáckých zón, aby se přerušilo proudění vzduchu z prvních do druhých.
- „n“: uvádí podklady k určení minimálních, z hygienických důvodů nutných, podílů venkovního vzduchu v přiváděném vzduchu a tím i k dimenzování výkonu větracího a klimatizačního zařízení. Přitom jako výchozí údaje pro dimenzování jsou brány maximální personální obsazení a půdorysná plocha místností nebo zóny.
- „x“: pojednává o kontrole relativní vlhkosti v místnostech a budovách.
- „y“: uvádí popis pravidel k přimíchávání odváděného vzduchu k přiváděnému. K možnosti provozu s oběhovým vzduchem (dodávka přiváděného/smíšeného vzduchu o nižší kvalitě do zóny s vyšší kvalitou vzduchu) je uváděna čtyřstupeňová klasifikace, která vychází ze stupně znečištění odváděného vzduchu pachem a škodlivinami. Oběhový vzduch z kuřáckých do nekuřáckých zón je všeobecně zakázán.

CCI 10/2003

(Ku)

*** Cena ASERCOM udělena**

Na posledním veletrhu IKK v německém Hannoveru byla udělena cena ASERCOM (Association of European Refrigeration Compressor and Control Manufacturers), vypsána v roce 2002. Držitelem ceny ve výši 10 tis. € se stalo sdružení firem Thermica (UK), Dehon Service (Fr.) a Mergl Engineering (SRN). Tyto firmy společně vyvinuly technologii skladování tepelné energie (Thermal Storage Technology).

(www.asercom.org)

(Laj)