

doc. Ing. Richard NOVÝ, CSc.
Ing. Miroslav KUČERA, Ph.D.
ČVUT v Praze, Fakulta strojní,
Ústav techniky prostředí

Dimenzování vzduchotechnických systémů v koncertních sálech a poslechových místnostech

Recenzent
Ing. Ladislav Mička

Design of HVAC Systems for Concert Halls and Listening Rooms

Článek pojednává o problematice návrhu vzduchotechnických systémů v akusticky náročných prostorách. Definuje jednotlivé zdroje problémů při projektování díla a uvádí konkrétní případy dimenzování. Při návrzích je kladen důraz na akustické úpravy před požadavkem na výměnu vzduchu.

Klíčová slova: akustika, hluk, vzduchotechnika, koncertní sály, divadla

The paper deals with the design of HVAC systems for acoustically demanding spaces. It identifies the individual causes of problems in design of a system and presents specific design examples. The design emphasises the acoustic arrangement rather than the requirement for air exchange.

Keywords: acoustics, noise, HVAC systems, concert halls, theatres

ÚVOD

Projektování zařízení techniky prostředí je ve většině reálných případů závislé na stavební části projektu. Při navrhování technologických celků jsou navíc součástí zadání požadavky provozovatelů výrobních celků a vzduchotechnická zařízení se obvykle začínají projektovat, až když stavař má všechna svoje potřebná řešení hotová. Teprve potom se upřesňuje projektantovi zadání větrání nebo klimatizace. Pro projektanta VZT proto bývá významným limitujícím prvkem – kromě časového limitu pro dokončení akce – i prostorové uspořádání chráněných prostorů. Obvykle pak nezbyvá čas na experimentální ověření některých závažných řešení, např. distribuce vzduchu v klimatizovaném prostoru.

U méně náročných projektových akcí se zkušení projektanti dovedou včas orientovat a uplatnit bohaté zkušenosti z dřívější praxe. Hodně těžká situace nastává při projektování náročných celků, jako jsou divadla, koncertní sály, nahrávací studia apod. Hlukové limity pro tyto stavby jsou velice přísné, a pokud je hlavní projektant nevezme v úvahu hned na počátku projektování, tak se obvykle celá akce dostane do slepé uličky, ze které nebývá úniku. Potvrzuje to řada akcí, ve kterých bylo po uvedení celého objektu do provozu nutné provést kontrolní měření, která ukázala nevyhovující akustické parametry v chráněném prostoru. Donutilo to zodpovědnou osobu provádět dodatečné úpravy související např. se snížením vzduchové výměny nebo se zhoršením akustické pohody posluchačů. Aby bylo možné vysvětlit vzájemné souvislosti mezi vzduchotechnickými parametry a požadovanými hlukovými limity, tak je třeba jednotlivé projektové kroky podrobněji popsat.

PROJEKTANT VZT

Projekt vzduchotechniky ve společenských místnostech vychází obvykle z tepelně-technického rozboru, v němž hrají značnou roli tepelné zisky objektu ve vztahu k požadované kvalitě vnitřního prostředí, které je obvykle limitováno teplotou vzduchu, teplotou okolních ploch, relativní vlhkostí vzduchu a turbulencí vzduchu v pobytové zóně.

Požadavky hygieniků na přívod venkovního vzduchu do pobytové oblasti nejsou z pohledu projektantů VZT malé. Pro společenské místnosti typu divadel a koncertních sálů se vyžaduje min. 25 m³/h vzduchu na 1 osobu.

Objem a tvar klimatizované místnosti má samozřejmě zásadní vliv na obraz proudění vzduchu. Logickým požadavkem je, aby byl čerstvý vzduch v první fázi dopraven přímo k divákům v hledišti. Pokud není tento požadavek splněn, tak je člověk exponován již vzduchem částečně znečištěným, neboť mezi koncovým prvkem (vyústkou) a posluchačem je dlouhá dráha, na které se do primárního vzduchu přimíchá vzduch sekundární, již obsahující tzv. škodliviny. Z tohoto pohledu se snaží projektant vzduchotechniky přiblížit příváděcí vyústky blízko posluchači. Tento fakt je ale v rozporu s požadavky akustika. Ten potřebuje pro ochranu posluchače před nežádoucím hlukem od distribuce vzduchu kromě jiného i dostatečnou vzdálenost posluchače od distribučního prvku, na které se významně sníží hladina akustického tlaku korigovaná filtrem $A L_{pA}$ [dB]. Hladina akustického tlaku A je základní veličinou při hodnocení hluku v pracovní a komunální sféře.

Pro vnitřní prostory, jako jsou nemocniční pokoje, lékařské vyšetřovny, obytné místnosti, přednáškové síně, učebny atd., jsou nařízením vlády č. 272/2011 Sb., o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací [4], stanoveny hlukové limity. Toto nařízení vlády bylo v listopadu 2018 novelizováno a jednotlivé změny byly uveřejněny ve Sbírce zákonů pod číslem 241/2018 Sb. Limity pro koncertní a divadelní sály zde uvedeny nejsou, neboť v těchto prostorech se nepředpokládá ohrožení zdraví vlivem nadměrné hlučnosti.

Pro vnitřní prostory divadel, koncertních sálů a podobných prostor je možné využít požadavků právně neurčené normy ČSN 73 0526 [5], kde jsou uvedena limitní spektra maximálních hladin akustického tlaku L_{pAmax} pro tzv. hluk pozadí. V této normě jsou uvedena pouze spektra, nikoliv součtové hladiny akustického tlaku, protože jsou pro správný návrh akustických opatření zavádějící. Pouze pro představu čtenáře byla v následujícím odstavci tato spektra přepočítána na celkovou hladinu akustického tlaku A . Pro hlasatelný je limitní celková hladina akustického tlaku $A L_{pAmax} = 19$ dB, pro hudební studia $L_{pAmax} = 21$ dB, pro televizní a filmová studia $L_{pAmax} = 25$ dB a pro místnosti pro střih $L_{pAmax} = 29$ dB.

Při projektování zařízení VZT je vhodné požadovat limitní hodnotu hladiny akustického tlaku A nejvýše na úrovni $L_{pAmax} = 30$ dB. Praxe ale ukazuje, že se i tak jedná o poměrně vysokou hodnotu hladiny akustického tlaku A , při které je poslech například tiché hudby narušován šumem distribučních prvků, nebo přímo hlukem ventilační soustavy. Po zkušenostech (např. s rekonstrukcí Národního divadla a následující technickou zkouš-

komu z vztahů (2) doporučujeme pracovat při projektování s limitem minimálně o 5 dB nižším. Důvodem je fakt, že drtivá většina dostupných údajů o hluku VZT zařízení je uváděna v tzv. ekvivalentních hodnotách L_{eq} , zatímco požadované limity, dané výše uvedenou normou, jsou v maximálních hodnotách L_{pmax} . Je nutné upozornit, že pojem „maximální“ neznamena nejvyšší hodnotu L_{Aeq} . Mezi těmito akustickými deskriptory je u dobře seřízeného VZT zařízení rozdíl cca 5 až 10 dB. Projektant by neměl zapomínat na skutečnost, že i v tichém prostředí bez rušivých zdrojů hluku málokdy klesne hladina akustického tlaku A pod úroveň 25 dB. Je to způsobeno tzv. „hlukem pozadí“, na jehož úrovni se podílí velice vzdálené, těžko identifikovatelné zdroje hluku. Při vlastní kalkulaci zdrojů hluku VZT se nesmí zapomínat, že odsávací zařízení daného vzduchotechnického zařízení je téměř stejně hlučné jako příváděcí zařízení. Pokud se tedy začíná řešit hluková situace výpočtem příváděcí části, je třeba limitní hodnotu hladiny akustického tlaku A snížit o 3 dB. Pokud bychom kalkulovali i s tzv. nejistotou, tak by limitní hodnota byla o další cca 2 dB nižší.

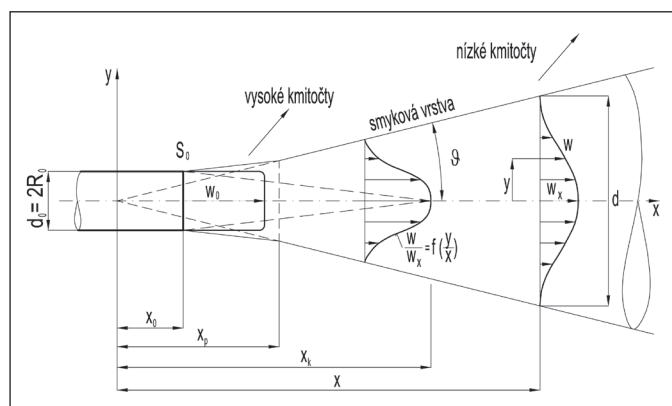
ZDROJE ZVUKU

Do vzduchotechnického potrubního systému je vyzařován především aerodynamický hluk vznikající přímo ve ventilátoru. Jednotlivé díly potrubí jsou dílčími místy, kde dochází k přirozenému útlumu hluku, ale současně v důsledku turbulentního průtoku těmito potrubními elementy zde vznikají další dílčí zdroje hluku způsobené prouděním vzduchu. O tom, zda ve výpočtu převládá útlum nad vlastním hlukem, rozhoduje rychlost proudění a součinitel místní tlakové ztráty. Pro laika je to samozřejmě těžko pochopitelný jev, ale hluk aerodynamického původu vznikající v průběhu proudění vzduchu potrubím nesmí být opomenut v celkové kalkulaci šíření akustické energie potrubním systémem. K vyústce se tedy dostane hluk od ventilátoru silně poznamenán jednak přirozenými útlumy, jednak dílčími aerodynamickými zdroji v různých místech potrubí. Ke koncové vyústce se dostane i hluk generovaný chvěním potrubí, které se šíří po plášti od samotného ventilátoru, nebo od místních zdrojů, např. od lokálních nedokonalostí potrubního systému.

Jako poslední, počítáno ve směru proudění vzduchu, je aerodynamický hluk posledního elementu – vyústky.

Projektanti v současné době většinou dovedou popsany tok akustické energie od ventilátoru až ke koncovému elementu spolehlivě stanovit. Pokud by se projektantovi jevila hluková situace na konci potrubního systému nadměrná, má možnost navrhnout tlumiče do potrubí. Je výhodné tento dodatečný útlum vloženým tlumičem realizovat těsně před napojením potrubí na vyústku. Tento způsob je možné navrhnout pouze v případech, kdy se jedná o malé prostory s malými výkony (vzduchovými, akustickými). U velkých sálů je nutné navrhnout dvoustupňové tlumení hluku. První stupeň tlumičů je instalován již ve strojovně, v blízkosti VZT jednotky. Tlumič je navržen pro nízký kmitočet. Omezí se tak šíření nízkých kmitočtů po potrubí, které vedou budovou. Tím se omezí nežádoucí chvění přenášené uložení (mnohdy nevhodným) do konstrukcí objektu a následně do chráněných prostor. Druhý stupeň tlumiče se instaluje před vstupem do chráněných prostor. Je přísně kontrolován na vlastní hluk a má za funkci dotlumit zbytkový hluk VZT jednotky a šumy posbírané po cestě k vyústce. Toto řešení dává možnost zvýšit útlum hluku ventilátoru a bezpečně potlačit aerodynamický hluk vznikající v nejbližších částech potrubí. Neutlumí však již vlastní hluk koncového elementu.

Bylo by velkou chybou projektanta zapomenout na aerodynamický hluk vznikající výtokem vzduchu do volného prostoru. Vztah (1) umožňuje projektantovi kalkulovat s rychlostí proudění vzduchu v místě posluchače. Tento výpočet je třeba dát také do souvislosti s aerodynamickým hlukem vznikajícím při výtoku vzduchu.



Obr. 1 Schéma distribuce vzduchu [2]

Fig. 1 Schematic diagram of air distribution [2]

Nezanedbatelný vliv na hlukovou situaci má i velikost distribučního prvku a rychlost proudění ve jmenovitém průřezu. Do rozporu se tak dostává požadavek projektanta VZT na potřebnou rychlost proudění ve výtokovém průřezu vyústky, ve vztahu ke kontrolní vzdálenosti, která je v pásmu pobytu osob. Samozřejmě, že významnou roli hraje i počet příváděcích prvků a celková výměna vzduchu. Na jeden koncový prvek připadá n -tý díl celkového průtoku vzduchu V [m³/s], kde n [-] je počet distribučních elementů.

Rychlost proudění vzduchu v blízkosti osoby pobývající v chráněném prostoru by měla dosahovat průměrné hodnoty cca 0,1 až 0,2 m/s. Jak vyplývá ze schématu na obr. 1, závisí rychlost proudění v místě posluchače nejen na vzdálenosti od distribučního prvku, ale také na jeho rozměrech a požadovaném průtoku vzduchu. Schéma bylo podrobně popsáno v literatuře [1].

Vzájemné souvislosti jsou patrné z matematického vztahu:

$$w_x = w_0 K_s \frac{\sqrt{S_0}}{x} = K_s \frac{\dot{V}_1}{x \sqrt{S_0}} \quad (1)$$

kde je:

- w_x rychlost proudění ve vzdálenosti x [m/s],
- w_0 rychlost proudění jmenovitým průřezem vyústky [m/s],
- x vzdálenost posluchače od distribučního prvku [m],
- K_s konstanta vyústky (maximálně dosažitelná 7 u trysky) [-],
- S_0 průřez vyústky [m²].

Rychlost proudění vzduchu ve vyústce w_0 vyplývá z rovnice kontinuity:

$$w_0 = \frac{\dot{V}_1}{S_0} \quad (2)$$

kde je:

- $\dot{V}_1$ průtok vzduchu jednou vyústkou [m³/s].

Za hodnotu průtoku vzduchu jednou vyústkou je možno dosadit výraz:

$$\dot{V}_1 = \dot{V} / n \quad (3)$$

kde je:

- $\dot{V}$ celkový průtok vzduchu přiváděný do prostoru [m³/s],
- n celkový počet vyústek ve sledované místnosti [-].

Uvedené souvislosti popisují hydraulickou stránku problému. Pro akustika se bude vyústka jevit jako elementární zdroj hluku o určité úrovni akustického výkonu A , vyjádřeno hladinou akustického výkonu A_{WA} v [dB]. V místě posluchače bude nutno odlišovat hluk vyvolaný polem přímých vln a hluk vyvolaný vzdálenějšími zdroji (vyústkami), které vyvolávají pole odražených vln.

Jako příklad mějme pouze jednu vyústku blízko kontrolního bodu (hlava posluchače), pro kterou je možno vyjádřit hladinu akustického tlaku A , která může souviset s hlukovým limitem:

$$L_{pA1} = L_{WAccl} + 10 \log \left[\frac{Q}{4\pi x^2} \right] \quad (4)$$

kde je:

L_{pA1} hladina akustického tlaku A v kontrolním místě – přímé zvukové pole [dB],
 L_{WAccl} hladina akustického výkonu A vyústky [dB],
 Q směrový činitel distribučního prvku [-],
 x vzdálenost kontrolního bodu od vyústky [m].

Hladina akustického výkonu L_{WAccl} (ve vztahu (4)) reprezentuje vlastní hluk (akustický výkon) vyústky + zbytkový akustický výkon z potrubí (vlastní hluk šířený z místních zdrojů a zbytkový hluk z ventilátoru).

Směrový činitel je vlastností dané vyústky a současně je ovlivněn jejím umístěním. Směrový činitel může nabývat následujících hodnot. Pro vyústku osazenou ve stěně je $Q = 2$, pro umístění pod stropem u dvou stěn je $Q = 4$ a pro situaci, kdy je vyústka v koutě, je $Q = 8$.

Je zřejmé, že popsané šíření akustické energie od zdroje k posluchači odpovídá tzv. poli přímých vln, pro které je typický pokles hladiny akustického tlaku v závislosti na vzdálenosti o 6 dB při jejím zdvojnásobení. Akustická situace popsaná vztahem (4) odpovídá v případě divadel, koncertních sálů apod. šíření hluku v lóžích, kde jsou vzdálenosti x mezi vyústkou a posluchačem minimální.

Pro některé diváky jsou vzdálenosti x větší a osoba je vůči většině zdrojů (vyústek) v poli odražených vln, pro které platí vztah:

$$L_{pA2} = L_{WAccl} + 10 \log \left[\frac{4(1 - \alpha_m)}{S_m \alpha_m} \right] \quad (5)$$

kde je:

L_{pA2} hladina akustického tlaku A v kontrolním místě – odražené zvukové pole [dB],
 α_m průměrný součinitel pohltivosti ploch ohraničující prostor [-],
 S_m součet všech ploch ohraničující místnost vč. podlahy [m²].

Celková hladina akustického tlaku v místě posluchače bude dána součtem akustické energie od několika přímých vln j a energie všech vln odražených:

$$L_{pA} = 10 \log \left[\sum_{j=1}^m 10^{0,1 L_{pA1}} + (n - j) 10^{0,1 L_{pA2}} \right] \quad (6)$$

kde je:

L_{pA1} hladina akustického tlaku v místě, kde se předpokládá působení přímých vln [dB],
 L_{pA2} hladina akustického tlaku v místě, kde se předpokládá pole odražených vln [dB].

Vzduchotechnické vyústky se vyrábějí v různých úpravách, lišících se různou velikostí a konstrukcí lopatek a mříží, které bývají jejich částmi.

Je složité zapracovat do výpočetních vztahů různé tvarové odlišnosti. V první řadě je dobré používat naměřená data renomovaných výrobců. V případě, že nejsou k dispozici, je možné se uchýlit k výpočtu vlastního hluku pomocí tlakové ztráty.

Typickým parametrem, kterým se odlišují vyústky, je jejich tlaková ztráta, jejíž hodnota koreluje se vznikajícím hlukem. Pro konkrétní výpočet je možno uplatnit součinitel místní tlakové ztráty ξ [-]. S ohledem na tento parametr lze akustický výkon vyústek různých výrobců L_{WA} [dB] vyjádřit vztahem:

$$L_{WA} = 60 \log w_0 + 32 \log \xi + 10 \log S_0 \quad (7)$$

Hluk trysek (dýz), jejichž součinitel místní tlakové ztráty se blíží hodnotě $\xi = 1$, je možno vyjádřit vztahem:

$$L_{WA} = 63 \log w_0 + 13,4 \log S_0 - 8,4 \quad (8)$$

Na základě porovnání vztahů (7) a (8) je možno konstatovat, že akustický výkon dýz (trysek) je nejnižší vzhledem k ostatním typům koncových elementů.

Ze vztahu (7) je zřejmý negativní vliv různých mřížek, lopatek a okrasných elementů nejen na tlakovou ztrátu, ale především na nežádoucí aerodynamický hluk.

V případě použití dýzy jako koncového prvku pro distribuci vzduchu ve větrané místnosti je z hlediska hydraulického i hlukového její použití optimální. Vykazuje minimální hydraulické ztráty i minimální generaci nežádoucího aerodynamického hluku.

Na příkladu dvou řešení distribuce vzduchu ukážeme možnosti řešení zadané úlohy.

Pro případ použití dýzy se pokusíme dát do souvislosti hydraulické a hlukové parametry. Ze vztahu (1) je možné určit potřebnou rychlost proudění w_0 ve vyústce určitého průřezu S_0 , kde vzdálenost od kontrolního místa je x .

$$w_0 = \frac{w_x x \sqrt{S_0}}{K_s V_1} \quad (9)$$

Při použití dýzy můžeme uvažovat s hodnotou konstanty vyústky $K_s = 7$ a požadovanou rychlostí proudění v kontrolním místě v rozsahu cca $w_x = (0,1 \div 0,2)$ m/s.

Při volbě $w_x = 0,2$ m/s lze vztah upravit do tvaru:

$$w_0 = \frac{x \sqrt{S_0}}{35 V_1} \quad (10)$$

Ze znalostí rychlosti proudění ve vyústce je možné určit i aerodynamický hluk tohoto koncového elementu (trysky), a to ze vztahu:

$$L_{WA} = 63 \log \frac{x \sqrt{S_0}}{35 V_1} + 13,4 \log S_0 - 8,4 \quad (11)$$

Podobně by tomu bylo při použití jiného koncového elementu než dýzy, pouze by hladina akustického výkonu byla vyšší, a to jak v důsledku nižší hodnoty konstanty K_s , tak vyšší tlakové ztráty vyjádřené součinitelem $\xi \geq 1$, viz vztah (7).

Hluk generovaný přímo ventilátorem a následně přirozeným způsobem tlumený v navazující potrubní síti i vlivem instalovaného tlumiče je mož-

no uvažovat jako potlačený na reálné minimum, za které lze pokládat zbytkovou hladinu akustického výkonu, tedy hladinu akustického výkonu na konci potrubního systému na úrovni cca $L_{WA} = 20$ dB. Jednočíselně lze toto zjednodušit u běžných ventilátorů, jejichž maximum akustické energie „A“ je rozloženo v pásmech 250 až 500 Hz. Obecně je lepší pozadí definovat křivkou – viz tabulka 1 v normě ČSN 73 0526.

Z této úvahy vyplývá, že na hluk v chráněných místech bude mít vliv jak zbytkový hluk od ventilátoru a navazující potrubní soustavy, tak i aerodynamický hluk vyústek.

Výpočet je nutno rozdělit na dvě části. Jeden kontrolní bod musí souviset s případem, kdy je posluchač vůči několika vyústkám v poli přímých vln. Současně je nutno řešit případ, kdy je posluchač v poli odražených vln. V obecném případě se na hlukové expozici podílí určitým způsobem obě vlny, přímé i odražené. Zbývá proto řešit soustavu rovnic pro pole přímých vln, podle vztahu (4), kde vzdálenost x je proměnná podle polohy posluchače vzhledem k vyústkám, které zasahují do pole přímých vln.

Za hladinu akustického výkonu A je možno dosadit v případě použití koncového elementu v podobě trysky vztah:

$$L_{wAccl} = \left[10^{0,1L_{WA}} + 10^{0,1Z} \right] \quad (12)$$

kde Z [dB] představuje zbytkovou hladinu akustického výkonu korigovanou filtrem A ventilátoru.

Pro pole odražených vln bude možno psát vztah obdobně (5), kde hladina akustického výkonu je:

$$L_{WA2} = L_{WA1}$$

Rozhraní mezi polem přímých a odražených vln lze přibližně uvažovat ve vzdálenosti r [m], která je dána vztahem:

$$r = \sqrt{\frac{QS_m \alpha_m}{16\pi(1-\alpha_m)}} \quad (13)$$

Pokud přijmeme předpoklad, že posluchač je v poli přímých vln od j vyústek, můžeme pro výslednou hladinu akustického tlaku v kontrolním místě použít vztah (6).

V uvedeném výpočtovém postupu je řada tzv. „stupňů volnosti“. Proto na příkladu konkrétního řešení ukážeme výsledky výpočtů.

Při použití jiných koncových prvků, než jsou trysky, je nutno vztahy (8), resp. (10) upravit pro jinou hodnotu konstanty vyústky K_s , jak je prezentováno vztahy (7) a (9).

Jak je patrné z již uvedených závislostí, je jasné, že na konečném řešení se významným způsobem podílí akustika prostoru, reprezentovaná zejména průměrným součinitelem pohltivosti ploch a velikostí prostoru.

AKUSTIKA PROSTORU

Prostory pro kvalitní přenos hudby, zpěvu nebo mluveného slova jsou obvykle charakterizovány tzv. „dobou dozvuku“. Pro koncertní sály, divadla, kina apod. jsou normou předepsány hodnoty doby dozvuku T [s], které lze stanovit výpočtem ze vztahu:

$$T = 0,164 \frac{V_m}{\alpha_m S_m} \quad (14)$$

Tab. 1 Hodnoty činitele pohltivosti různých materiálů

Tab. 1 Values of absorption factor of various materials

Materiál	Kmitočty f_m [Hz]					
	125	250	500	1000	2000	4000
Hladký beton	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03
Beton vylehčený	0,2	0,22	0,23	0,25	0,25	0,26
Dlaždice teracové	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04
Cihelná zeď neomítnutá	0,02	0,03	0,03	0,04	0,05	0,07
Vápenná omítka na drátěném pletivu	0,03	0,03	0,04	0,04	0,04	0,05
Cihlová stěna s hlazenou omítkou	0,02	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03
Obkládačky, mramor, kachle	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03
Sádrová omítka na zdi	0,01	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05
Papírové tapety nalepené na zdi	0,02	0,03	0,04	0,05	0,07	0,09
Stěny obložené dřevem	0,10	0,11	0,10	0,08	0,08	0,11
Parkety na asfaltu	0,05	0,03	0,06	0,09	0,10	0,22
Pódium s parketami	0,50	0,40	0,25	0,10	0,08	0,11
Guma 5 mm na betonu	0,04	0,04	0,07	0,06	0,06	0,07
Linoleum přímo na betonu	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04
Korková podlaha tl. 20 mm	0,04	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08
Měkká rohož 10 mm na betonu	0,09	0,08	0,21	0,26	0,27	0,37
Dřevěná podlaha na polštářích	0,15	0,11	0,10	0,07	0,06	0,07
Neomítnutý heraklit tl. 35 mm	0,08	0,09	0,15	0,23	0,29	0,30
Okenní sklo	0,40	0,30	0,20	0,17	0,15	0,10
Koberec kokosový tl. 6 mm	0,15	0,07	0,10	0,19	0,28	0,79
Koberec plyšový tl. 10 mm	0,10	0,10	0,15	0,30	0,60	0,88
Plst' technická tl. 25 mm na zdi	0,12	0,18	0,32	0,60	0,88	0,88
Těžké záclony	0,06	0,10	0,38	0,63	0,70	0,73
Lehké záclony (50% řasení)	0,07	0,31	0,79	0,81	0,66	0,54
Čalouněné křeslo (na 1 m ²)	0,15	0,2	0,2	0,25	0,3	0,3
Dřevěné křeslo	0,02	0,02	0,03	0,04	0,04	0,05
Dřevěné křeslo obsazené	0,2	0,25	0,3	0,35	0,35	0,35
Dřevotřísková deska (20/50 až 150)	0,3	0,25	0,1	0,08	0,05	0,04
Publikum v hledišti (plocha obsazená)	0,41	0,48	0,54	0,57	0,56	0,53
Posluchač sedící v místnosti 1 osoba/m ²	0,16	0,25	0,60	0,70	0,90	0,80
2 osoby/m ²	0,23	0,40	0,85	0,88	0,92	0,92

kde je:

V_m objem místnosti [m³].

Součin středního činitele pohltivosti α_m a součtu všech ploch ohraničujících místnost S_m ve vztahu (14), je možné označit jako celkovou pohltivost místnosti A [m²].

Údaje uvedené v tabulce byly zjištěny pro všesměrový dopad. Vztah (14) platí s dostatečnou přesností pro pohltivosti do hodnoty $\alpha_m = 0,2$. V místnostech s větší hodnotou činitele pohltivosti α_m bylo nutné vztah (16) upravit na tvar podle Eyringa:

$$T = 0,164 \frac{V_m}{-S_m \ln(1 - \alpha_m)} \quad (15)$$

Činitel pohltivosti α_m se získá ze zadané doby dozvuku (viz ČSN 73 0527) [6] úpravou vztahu (15):

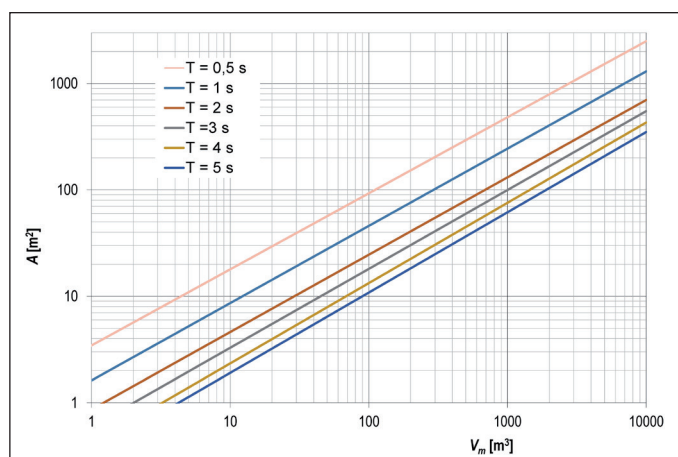
$$\alpha_m = 1 - e^{\frac{-0,164 V_m}{T S_m}} \quad (16)$$

Při sledování pochodu dozívání zvuku ve velkých místnostech, jako jsou např. sportovní haly, při různých kmitočtech, je důležité uvážit i vliv pohlcování zvuku ve vzduchu. Podle [2] je možné zpřesnit výpočet doby dozvuku uvažováním ztrát akustické energie vlivem absorpce. Velikost absorpce je vyjádřena součinem $4mV_m$, přičemž m je dekrement útlumu, který závisí především na relativní vlhkosti vzduchu, V_m je objem místnosti. Výpočtový vztah pro dobu dozvuku při uvažování absorpce má tvar:

$$T = 0,164 \frac{V_m}{-S_m \ln(1 - \alpha_m) + 4mV_m} \quad (17)$$

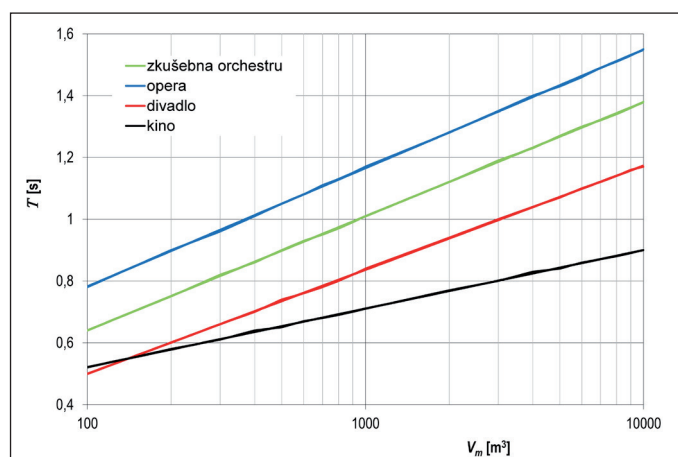
kde je:

m absorpce zvuku ve vzduchu [-].



Obr. 2 Závislost doby dozvuku na objemu a celkové absorpci zvuku A v prostoru [2]

Fig. 2 Dependence of reverberation time on volume and total sound absorption A of the room [2]



Obr. 3 Optimální doba dozvuku podle ČSN 73 0527

Fig. 3 Optimal reverberation time according to ČSN 73 0527

Doby dozvuku jsou doporučeny normou ČSN 73 0527 [6], ze které je možno zpětně určit i střední hodnotu činitele pohltivosti.

Není proto problém pracovat se vztahy (15), resp. (17). Absorpce zvuku ve vzduchu m se uplatňuje při výpočtech na vyšších frekvencích, tj. nad 2000 Hz a pro objem místnosti větší než 2000 m³.

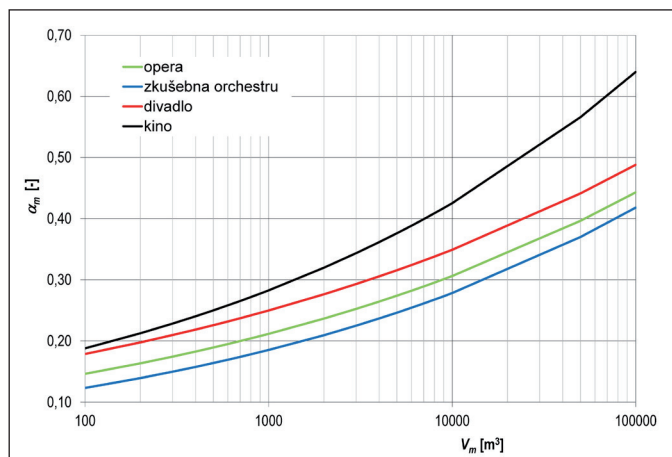
Určení průměrného součinitele pohltivosti α_m je velice komplikované, pokud by se jeho hodnota určovala postupně po dílčích plochách stěn s použitím hodnot v tab. 1.

Dobrý přehled o hodnotách doby dozvuku T [s] v místnostech různého určení podává diagram na obr. 3, který uvádí optimální hodnoty doby dozvuku v místnostech určených pro různé druhy použití.

Hodnotám doby dozvuku podle ČSN 73 0527 [6] odpovídají určité hodnoty středního činitele pohltivosti stěn místnosti α_m , stanovené podle vztahu Eyringa (15). Ve vztahu figuruje plocha stěn S_m [m²], které ohraničují danou místnost.

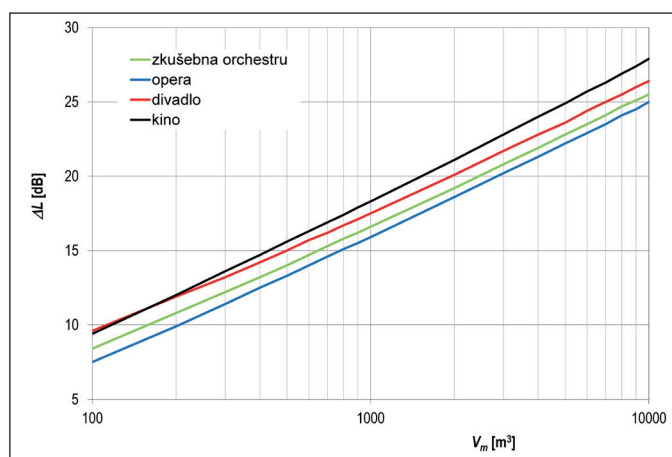
K těmto hodnotám středního činitele pohltivosti α_m je možno stanovit pokles hladiny akustického tlaku odpovídající poli odražených vln podle vztahu (5).

Při návrhu koncových prvků je dobré znát rozhraní mezi polem přímých vln a vln odražených. Grafické zpracování vztahu (13) se zohledněním vztahu (18) je patrné na obr. 6.



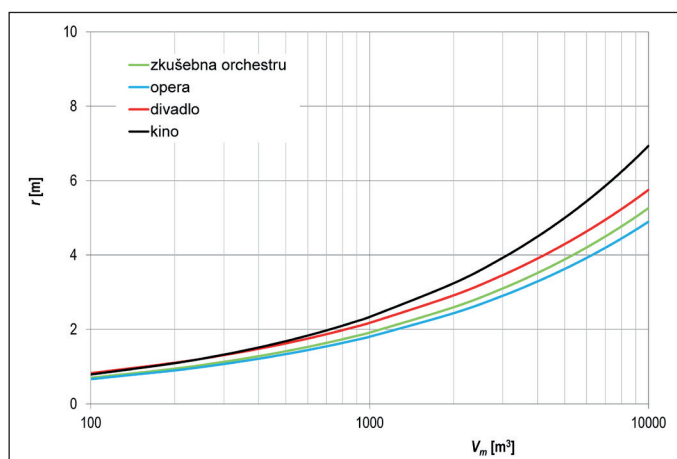
Obr. 4 Činitel pohltivosti α_m v závislosti na typu místnosti a jejím objemu

Fig. 4 Absorption factor α_m in dependence on room type and volume



Obr. 5 Pokles hladiny akustického tlaku A v poli odražených vln

Fig. 5 Decrease of sound pressure level A in the field of reflected waves



Obr. 6 Hranice mezi polem přímých a odražených vln

Fig. 6 Boundary between the field of direct and reflected waves

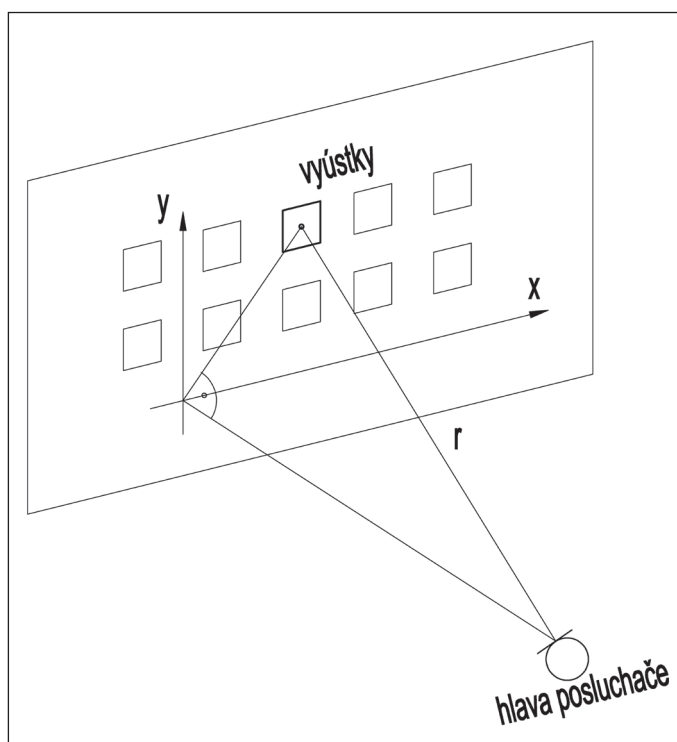
Křivky uvedené v grafu na obr. 6 byly stanoveny pro hodnotu směrového činitele $Q = 2$. Následující výpočet předpokládá, že plocha obklopujících stěn místnosti odpovídá přibližně vztahu:

$$S_m = 7V_m^{2/3} \quad (18)$$

Tento předpoklad je zaveden v prezentovaném příkladu.

Pokud je posluchač v relativně malé vzdálenosti od přiváděcí vyústky, tak je určení hlukové expozice komplikovanější než pro případ, kdy se kontrolní bod nalézá v poli odražených vln.

V běžných případech divadel a koncertních sálů vychází přibližně hustota obsazení cca 2 osoby na 1 m^2 . Pokud přijmeme jako odhad počtu zdrojů hluku (vyústek), které působí rozhodujícím způsobem do kontrolního místa svým hlukem (polem přímých vln), podle plochy kružnice o poloměru r [m], kde r je vzdálenost pole přímých vln, tak při hustotě k [$1/\text{m}^2$]



Obr. 7 Schéma plošného zářiče

Fig. 7 Schematic diagram of an area source

osoby na 1 m^2 bude počet zdrojů j (výustek působících svým hlukem do kontrolního místa):

$$j = k\pi r^2 \quad (19)$$

V nejbližším prostoru sedadla se jedná o cca 5 dílčích zdrojů, které jsou ve vzdálenosti cca $x = 1,2 \text{ m}$ od hlavy prvního posluchače. Jejich útlum vzdáleností lze určit z následujícího vztahu:

$$\Delta L = 10 \log \left[\frac{Q}{4\pi x^2} \right] \quad (20)$$

V případě, že prostor vykazuje delší rozhraní pole přímých vln, je nutno připočítat k již stanoveným zdrojům hluku i ty vzdálenější, zapadající do kruhu o poloměru r (vzdálenost rozhraní pole přímých vln). Je zřejmé, že do kontrolního místa přichází řada signálů od vzdálenějších vyústek. Určení výsledné hladiny akustického tlaku A je podobný úkol, jako charakterizovat akustické pole v blízkosti plošného zářiče.

Odpověď na otázku, kolik vyústek spadá do pole přímých vln, je možné zodpovědět stanovením vzdálenosti r [m], která vymezuje pole přímých vln. Jak ze vztahu (14) vyplývá, má na tuto hodnotu vliv činitel pohltivosti α_m , plocha S_m ohraničující místnost a směrový činitel Q .

Na příkladu dvou koncertních sálů ukážeme úskalí při návrhu distribuce vzduchu ve vztahu k vznikajícímu hluku v kontrolním místě.

PŘÍKLAD

Jedná se o dva koncertní sály pro různý počet posluchačů (600 a 1200 os.) operní hudby. Pro přehled uvedeme zadané a vypočítané parametry v tabulkové formě.

Všichni posluchači sedí v parteru (přízemní část hlediště např. v divadle). Prívod vzduchu je řešen vyústkami umístěnými vždy pod sedačkou.

Potřebné výpočetní vztahy byly již výše uvedeny. Při výpočtech je třeba paralelně řešit vztahy související s aerodynamikou proudění vzduchu z vyústky do kontrolního bodu a základními rovnicemi popisujícími šíření hluku. Pro některého čtenáře se bude zdát postup výpočtu nepochopitelným, zejména v okamžiku určení velikosti průřezu vyústky. Tento rozměr významným způsobem ovlivňuje výtokovou rychlost vzduchu, se kterou souvisí jak průtok vzduchu, tak generovaný aerodynamický hluk. V tomto příkladě byl použit pro stanovení průřezu vyústky řešitel v programu Excel (funkce umožňuje najít zadání pro známý výsledek a nalézá se na kartě Data/Citlivostní analýza/Hledání řešení). Tato významná pomůcka byla využita i při stanovení maximálně možných průtoků vzduchu za předpokladu dodržení limitní hladiny akustického tlaku A v kontrolním místě.

Vůči kolika vyústkám je posluchač v poli přímých vln? Jak již bylo řečeno, počet zdrojů souvisí s velikostí rozhraní mezi polem přímých a odražených vln r [m].

V případě zařízení VZT 1 (pro 600 osob) i VZT 2 (pro 1200 osob) se uvažuje o dvou typech koncových prvků. Jako ideální koncový prvek se jeví tryska (dýza), která vykazuje nejmenší možnou hlučnost (viz vztah (8)). Ta má současně minimální součinitel tlakové ztráty. Prakticky používané vyústky jsou hlučnější (viz vztah (7)) a vykazují podstatně vyšší tlakové ztráty. Výpočty byly provedeny také pro různě velké místnosti a s tím související počty posluchačů.

Ve výpočtu se porovnávají uvedené vlastnosti trysek s vyústkou běžně umísťovanou do podlahy.

Z výsledků v tab. 2 jsou patrné očekávané výsledky, tedy že tryska bude vyvolávat mnohonásobně nižší hladiny akustického tlaku A než běžná vyústka.

V posledních dvou sloupcích tabulky je prezentován výpočet, kde byla na počátku zvolena požadovaná nejvýše přípustná hladina akustického tlaku A v kontrolním místě $L_{pAmax} = 25$ dB.

Výsledkem pak je možnost v případě trysky zvolit vyšší přiváděcí rychlosti v trysce, a s tím je také spojená vyšší výměna vzduchu. Avšak dodržení tohoto požadavku vede k velmi vysokým výměnám vzduchu $\dot{V}_1$, jak je patrné v šestém sloupci tab. 2. Množství přiváděného vzduchu je zde $\dot{V}_1 = 100$ m³/h a tomu odpovídá výsledná hladina akustického tlaku A $L_{pAmax} = 22$ dB. Výhodnost trysky je tak zcela jasná. Jiný případ však nastává u vyústky, kde je situace opačná. Při daném požadavku je nutné přiváděné množství vzduchu snížit na polovinu.

ZÁVĚR

Článkem se autoři snaží dokumentovat důležitost správné volby koncových prvků při dimenzování klimatizace koncertních sálů, divadel a podobných místností, které vyžadují nízkou hladinu akustického tlaku A. V prezentovaném výpočtu je provedeno porovnání důležitých parametrů při použití ideálního koncového prvku (trysky) s běžnými vyústkami umístěnými do blízkosti posluchačů.

Kontakt na autory: Richard.Novy@fs.cvut.cz; Miroslav.Kucera@fs.cvut.cz

Tab. 2 Výpočet hladiny akustického tlaku A v místech posluchačů operní hudby

Tab. 2 Calculation of the sound pressure level A for the positions of opera music listeners

	VZT 1	VZT 1	VZT 2	VZT 2	VZT 2	VZT 2
Poč. osob	600	600	1200	1200	1200	1200
Typ vyústky	trysky	vyústka	trysky	vyústka	trysky	vyústka
V_m	6 000 m ³	6 000 m ³	9 000 m ³	9 000 m ³	9 000 m ³	9 000 m ³
S_m	2 310 m ²	2 310 m ²	3 030 m ²	3 030 m ²	3 030 m ²	3 030 m ²
T	1,3 s	1,3 s	1,36 s	1,36 s	1,36 s	1,36 s
α_m	0,28	0,28	0,3	0,3	0,3	0,3
r	6,3 m	6,3 m	7,2 m	7,2 m	7,2 m	7,2 m
V	18 000 m ³ /h	18 000 m ³ /h	36 000 m ³ /h	36 000 m ³ /h	120 000 m ³ /h	18 275 m ³ /h
$\dot{V}_1$	30 m ³ /h	30 m ³ /h	30 m ³ /h	30 m ³ /h	100 m ³ /h	15,3 m ³ /h
n	600	600	1 200	1 200	1 200	1 200
m	247	247	324	324	324	324
w_0	0,52 m/s	0,75 m/s	0,52 m/s	0,75 m/s	0,35 m/s	0,39 m/s
w_x	0,2 m/s	0,2 m/s	0,2 m/s	0,2 m/s	0,2 m/s	0,1 m/s
x	1,2 m	1,2 m	1,2 m	1,2 m	1,2 m	1,2 m
D_0	125 mm	100 mm	125 mm	105 mm	282 mm	85 mm
K_s	7	4	7	4	7	4
ξ	1	10	1	10	1	10
L_{WAer}	-50,3 dB	5,14 dB	-50,3 dB	5,1 dB	-30,3 dB	-3,3 dB
L_{WA1}	-8,1 dB	5,35 dB	-11,0 dB	5,25 dB	-2,8 dB	-2,8 dB
L_{pA}	18,1 dB	32,4	16,6 dB	33,8 dB	22,0 dB	25,0 dB

Použité zdroje:

- [1] NOVÝ, R. Distribuce vzduchu v akusticky náročných místnostech. *Vytápění, větrání, instalace*. 2014, ročník 23, číslo 3, s. 127–131. ISSN 1210-1389.
- [2] NOVÝ, R. *Hluk a chvění*. Ediční středisko ČVUT, 2000. 389 s. ISBN 80-02246-3.
- [3] KRÁLÍČEK, J., KUČERA, M. Aerodynamický hluk lopatkové mříže. *Vytápění, větrání, instalace*. 2015, č. 3. ISSN 1210-1389.
- [4] Nařízení vlády č. 272/2011 Sb. o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací, ve znění novely 241/2018 Sb.
- [5] ČSN 73 0526. Projektování v oboru prostorové akustiky. Studia a místnosti pro snímání, zpracování a kontrolu zvuku. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1998.
- [6] ČSN 73 0527. Akustika – Projektování v oboru prostorové akustiky – Prostory pro kulturní účely – Prostory ve školách – Prostory pro veřejné účely. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2005.

Transparentní sledování energie pomocí Belimo Cloud

Multifunkční ventil Belimo Energy Valve™ spojuje řadu funkcí do jedné montážní jednotky. Vlastníci a správci budov, instalatéři a systémoví integrátoři ocení přednosti této inteligentní technologie, především rychlé, bezpečné a snadné uvedení do provozu, úsporu energie díky automatickému a permanentnímu hydraulickému doladění, bezpečné nastavení správného množství vody při diferenčních změnách tlaku a v provozu za částečného zatížení, účinný provoz zaručovaný Delta T managementem. Integrací Belimo Energy Valve™ v Belimo Cloudu vzniká uživateli vlastní účet pro transparentní sledování spotřeby energie v provozu chlazení/vytápění.

Pramen: CCI 02/2018, s. 5

(AB)