

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

**POROVNÁNÍ PRŮMYSLOVÝCH
VENTILÁTORŮ**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

VLASTIMIL CERMAN

1 – TZSI – 2023

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení:	Cerman	Jméno: Vlastimil	Osobní číslo: 501218
Fakulta/ústav:	Fakulta strojní		
Zadávací katedra/ústav:	Ústav techniky prostředí		
Studijní program:	Teoretický základ strojního inženýrství		
Studijní obor:	bez oboru		

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Porovnání průmyslových ventilátorů

Název bakalářské práce anglicky:

Comparison of Industrial Fans

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte rešerši typů ventilátorů užívaných v průmyslu. Zaměřte se na konstrukční řešení, porovnání jejich hlučnosti ve vztahu k výkonovým parametrům. Zmapujte výpočtové postupy pro stanovení hlučnosti těchto ventilátorů a porovnejte je se skutečnými parametry udávanými výrobcem.

Seznam doporučené literatury:




Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Miroslav Kučera, Ph.D. ústav techniky prostředí FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

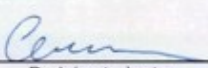
Datum zadání bakalářské práce: **20.03.2023** Termín odevzdání bakalářské práce: **14.06.2023**

Platnost zadání bakalářské práce:

 Ing. Miroslav Kučera, Ph.D. podpis vedoucí(ho) práce	 doc. Ing. Vladimír Zmrhal, Ph.D. podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry	 doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc. podpis děkana(ky)
--	--	--

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

<u>20.5.2023</u> Datum převzetí zadání	 Podpis studenta
---	---

Souhrn

Bakalářská práce je rozdělena na dva tematické celky. Teoretická část mapuje jednotlivé typy a konstrukci ventilátorů užívaných v průmyslu. Dále se tato část věnuje hluku a s tím spojených výpočtových postupů, pomocí kterých lze stanovit hlučnost ventilátorů. Analytická část obsahuje porovnání teoretických hladin akustického výkonu v oktávových pásmech s katalogovými hodnotami 30 různých ventilátorů. V této části se dále nachází porovnání hlučnosti ventilátorů vzhledem k výkonovým parametrům v různých pracovních bodech charakteristik.

Summary

The bachelor thesis is divided into two thematic units. The theoretical part maps the different types and construction of fans used in industry. Furthermore, this part deals with noise and related calculation procedures that can be used to determine the noise level of fans. The analytical part includes a comparison of theoretical sound power levels in octave bands with catalogue values for 30 different fans. This section also includes a comparison of fan noise levels according to performance parameters at various operating points.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem „Porovnání průmyslových ventilátorů“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Miroslava Kučery, Ph.D., s použitím literatury uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 7. 6. 2023

Vlastimil Cerman

Poděkování

Rád bych tímto poděkoval všem, kteří mě podporovali v mém dosavadním studiu. Zejména bych rád zmínil svou rodinu a přítelkyni, kteří se mnou měli dostatečnou míru trpělivosti a zajistili mi skvělé prostředí pro studium. Dále děkuji vedoucímu práce Ing. Miroslavu Kučerovi, Ph.D. za ochotu, cenné rady a připomínky při konzultacích ohledně mé bakalářské práce.

Obsah

Soupis použitého značení.....	6
Úvod.....	8
1. Vlastnosti ventilátorů.....	9
1.1. Základní funkce a oblasti použití	9
1.2. Optimální parametry ventilátoru	9
1.3. Charakteristiky ventilátoru	9
1.4. Charakteristika potrubní sítě	10
1.5. Ztráty a účinnosti ventilátoru	11
1.5.1. Hydraulické ztráty a účinnost	11
1.5.2. Objemové ztráty a účinnost	12
1.5.3. Kotoučové ztráty	12
1.5.4. Mechanické ztráty a účinnost	12
2. Třídění ventilátorů	13
2.1. Dle směru průtoku vzduchu	13
2.1.1. Axiální ventilátory	13
2.1.2. Radiální ventilátory.....	13
2.1.3. Diagonální ventilátory	14
2.1.4. Diametrální ventilátory	14
2.2. Dle celkového dopravního tlaku	15
2.3. Dle přenosu energie.....	15
2.4. Dle použití.....	15
3. Konstrukce průmyslových ventilátorů	16
3.1. Axiální ventilátor	16
3.1.1. Axiální oběžné kolo	17
3.1.2. Statorové lopatky	18
3.1.3. Difuzor	18
3.2. Radiální ventilátor.....	19
3.2.1. Radiální oběžné kolo	19
3.2.2. Spirální skříň.....	23
3.3. Společné součásti pro axiální a radiální ventilátory.....	25
3.3.1. Elektromotor	25
3.3.2. Spojení oběžného kola s hřídelí	26
3.3.3. Přenos krouticího momentu	26
3.3.4. Sací dýza	27
4. Hlučnost ventilátoru	28

4.1.	Zdroje hluku ventilátoru.....	32
4.1.1.	Valivá ložiska	32
4.1.2.	Elektromotor	33
4.1.3.	Aerodynamické zdroje hluku ventilátoru	33
4.2.	Konstrukční řešení pro snížení hlučnosti	35
4.2.1.	Axiální ventilátory	35
4.2.2.	Radiální ventilátory.....	36
4.3.	Teoretické výpočty hlučnosti ventilátoru.....	36
5.	Analytická část	41
5.1.	Porovnání teoretických výpočtů s katalogovými hodnotami	41
5.1.1.	Radiální ventilátory s dopředu zahnutými lopatkami	42
5.1.2.	Komentář k výsledkům	52
5.1.3.	Radiální ventilátory s dozadu zahnutými lopatkami.....	53
5.1.4.	Komentář k výsledkům	63
5.1.5.	Axiální ventilátory	64
5.1.6.	Komentář k výsledkům	74
5.2.	Porovnání hlučnosti ventilátorů ve vztahu k výkonovým parametrům	75
5.2.1.	Radiální ventilátory s dopředu zahnutými lopatkami	75
5.2.2.	Radiální ventilátory s dozadu zahnutými lopatkami.....	78
5.2.3.	Axiální ventilátory	81
5.2.4.	Komentář k výsledkům	84
6.	Závěr.....	86
	Seznam použité literatury	88
	Seznam příloh	92

Soupis použitého značení

b	[mm]	Tloušťka profilu
c	[m/s]	Rychlost zvuku
d	[mm]	Průměr potrubí
f	[Hz]	Frekvence
h	[mm]	Výška profilu
k	[–]	Celočíselný násobek
l	[mm]	Délka potrubního úseku
l	[mm]	Hloubka profilu
n	[ot/min]	Otáčky ventilátoru
n	[–]	Exponent Machova čísla
u	[m/s]	Obvodová rychlost oběžného kola
w	[m/s]	Rychlost proudění
w_i	[m/s]	Rychlost proudění v i -tém místě
z	[–]	Počet lopatek
C_{EFF}	[dB]	Koeficient korekce účinnost
C_{BFI}	[dB]	Korekce přírůstku lopatkové frekvence
D	[mm], [m]	Průměr oběžného kola
D_1	[m]	Malý průměr oběžného kola
D_2	[m]	Velký průměr oběžného kola
K	[$Pa \cdot s^2/m^6$]	Konstanta potrubní sítě
K	[–]	Konstanta úměrnosti dle typu ventilátoru
K_{Ai}	[dB]	Korekční hodnota váhového filtru A
K_F	[dB]	Spektrální konstanta dle typu ventilátoru
L	[dB]	Hladina hluku po sečtení n zdrojů
$L_{Aeq,T}$	[dB]	Ekvivalentní hladina akustického tlaku
L_{pA}	[dB]	Hladina akustického tlaku s váhovým filtrem A
L_{rel}	[dB]	Relativní hladina určující tvar spektra
L_{Sp}	[dB]	Specifická hladina akustického výkonu
L_w	[dB]	Hladina akustického výkonu
L_{wA}	[dB]	Hladina akustického výkonu s váhovým filtrem A
L_{wo}	[dB]	Hladina akustického výkonu v oktávovém pásmu
Ma	[–]	Machovo číslo

P	$[W]$	Výkon pohonu ventilátoru
P_k	$[W]$	Výkon ztracený třením kotouče ventilátoru o vzduch
P_m	$[W]$	Výkon snížený o mechanické ztráty
P_s	$[W]$	Výkon přiváděný na hřídel
V_{opt}	$[m^3/h]$	Průtok vzduchu v ideálním bodě charakteristiky
V_{th}	$[m^3/s]$	Teoretický průtočný objem
V_z	$[m^3/s]$	Ztracený průtočný objem
\dot{V}	$[m^3/h], [m^3/s], [l/s]$	Objemový průtok
\dot{V}_{max}	$[m^3/h]$	Maximální objemový průtok
\dot{V}_{REF}	$[l/s]$	Referenční objemový průtok
W	$[W]$	Akustický výkon
ζ	$[-]$	Poměrný ztracený výkon
ζ	$[-]$	Součinitel místních ztrát
ζ_i	$[-]$	Součinitel místních ztrát v i-tém místě
η	$[-]$	Účinnost ventilátoru
η_c	$[-]$	Celková účinnost
η_h	$[-]$	Hydraulická účinnost
η_m	$[-]$	Mechanická účinnost
η_{max}	$[-]$	Maximální účinnost
η_{rel}	$[-]$	Relativní účinnost
η_v	$[-]$	Objemová účinnost
λ	$[-]$	Součinitel tření
ρ	$[kg/m^3]$	Hustota
ΔL	$[dB]$	Přírůstek při sčítání hladin hluku
Δp	$[Pa]$	Celková tlaková ztráta
Δp	$[Pa]$	Dopravní tlak ventilátoru
Δp_{max}	$[Pa]$	Maximální dopravní tlak ventilátoru
Δp_{REF}	$[Pa]$	Referenční dopravní tlak ventilátoru
Δp_{th}	$[Pa]$	Teoretická tlaková ztráta
Δp_z	$[Pa]$	Tlaková ztráta potrubí
Δp_{zi}	$[Pa]$	Místní tlaková ztráta v i-tém místě

Úvod

V každodenním životě se lze s různými typy ventilátorů setkat zcela běžně a pravděpodobně si každý povšiml, že při provozu ventilátoru vzniká hluk. Hluk, který je generován ventilátorem, je mnohdy monotónní a nepříjemný pro lidský sluch. V průmyslu, kde se nezdědky vyskytují ventilátory schopné dopravovat velké objemy vzduchu při vysokých tlacích, může vysoká hladina aerodynamického a mechanického hluku představovat problém způsobující např. nesplnění hygienických limitů a vliv na kategorizaci práce zaměstnanců z čehož plynou vyšší finanční nároky zaměstnavatele nebo provozovatele. Z těchto důvodů je hlučnost udávaná výrobcem jedním z podstatných parametrů. Dalším neméně podstatným parametrem je samotná forma a podrobnost akustických dat, které výrobci uvádějí v katalogových listech.

Cílem této práce je průzkum používaných typů ventilátorů v průmyslu, zmapování teoretických výpočtových postupů sloužících pro stanovení hlučnosti ventilátoru a jejich porovnání s parametry uváděnými výrobcem. Dalším záměrem je porovnání vybraných ventilátorů z hlediska hlučnosti v různých pracovních bodech a s tím souvisejících výkonových parametrů.

1. Vlastnosti ventilátorů

1.1. Základní funkce a oblasti použití

Ventilátor je lopatkový stroj určený zejména k dopravě plynů a překonávání tlakových ztrát potrubního systému. Základním principem funkce ventilátoru je přeměna kinetické energie na energii tlakovou. Mezi klíčové parametry lze řadit dopravní tlak, dopravované objemové množství vzduchu nebo příkon. Oblast použití ventilátorů je široká a vyskytují se nejen v zařízeních techniky prostředí (VZT jednotky, chladičí zařízení, tepelná čerpadla apod.), ale i v hutích, spalovnách, elektrárnách, dolech, chemických provozech nebo kotelnách. Lze jimi dopravovat jak čistý vzduch, tak i vzduch znečištěný pevnými částicemi nebo agresivními plyny. Takto náročné požadavky mají vliv na samotnou konstrukci a povrchovou úpravu ventilátorů určených pro speciální a náročné aplikace. [1]

1.2. Optimální parametry ventilátoru

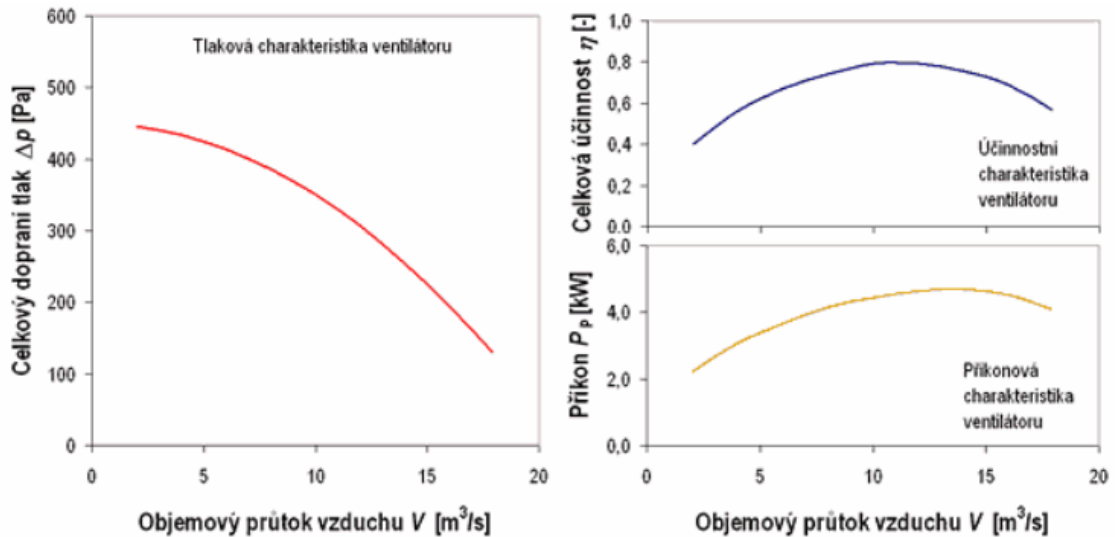
Při používání ventilátoru je nutné, aby nedocházelo k jevům, které negativně ovlivňují provoz stroje. Mezi takové nedostatky lze zařadit hluk, vibrace, nízkou účinnost, konstrukční nedostatky nebo obecně nestabilní provoz, což způsobí nejen zvýšení nákladů na provoz, ale i negativně ovlivní pobytové podmínky např. na pracovišti. Dalšími požadavky je samotná velikost, hmotnost a cena, která má mnohdy největší podíl na volbě ventilátoru. [1]

1.3. Charakteristiky ventilátoru

Charakteristiky ventilátoru jsou křivky, které graficky znázorňují závislost mezi dvěma veličinami (obr. 1.1). Základní charakteristiky jsou funkcí objemového průtoku \dot{V} [m^3/h], mezi které patří:

- Příkonová charakteristika – $P_p = f(\dot{V})$
- Tlaková charakteristika – $\Delta p = f(\dot{V})$
- Účinnostní charakteristika – $\eta_c = f(\dot{V})$

Jednotlivé charakteristické křivky jsou získávány na základě měření. Výrobci pak tyto křivky zahrnují do svých katalogů a návrhových softwarů. Charakteristiky ventilátorů jsou typicky udávány pro vzduch s hustotou $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$. [2]



Obr. 1.1 Obecné charakteristiky ventilátoru [3]

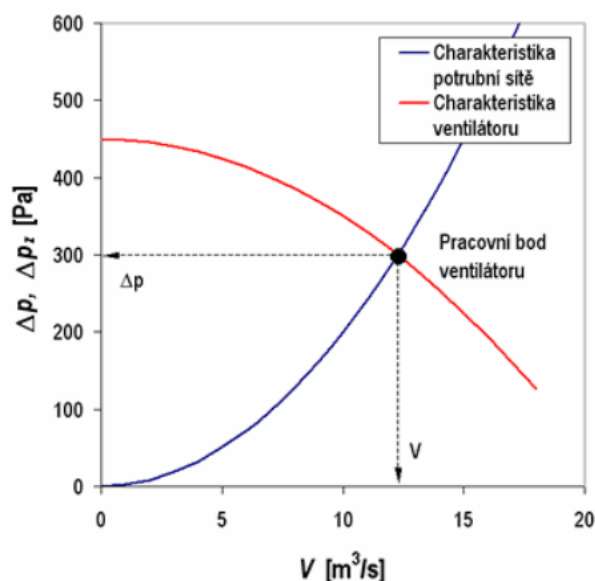
1.4. Charakteristika potrubní sítě

Úkolem ventilátoru je doprava vzduchu a je nutné, aby zvládal překonávat hydraulické ztráty v potrubí. Tlaková ztráta potrubní sítě je určena součtem místních odporů a tlakových ztrát třením,

$$\Delta p_z = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2} \rho + \sum \zeta \frac{w^2}{2} \rho = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{w^2}{2} \rho = KV^2 \text{ [Pa]} \quad (1.1)$$

kde w [m/s] – rychlost proudění, d [mm] – průměr potrubí, l [mm] – délka potrubního úseku, λ [-] – součinitel tření, ζ [-] – součinitel místních ztrát, K [$\text{Pa} \cdot \text{s}^2/\text{m}^6$] – konstanta potrubní sítě a V [m^3/s] – objemový průtok vzduchu. [1] [2]

Z rovnice 1.1 vyplývá, že závislost mezi odporem potrubní sítě Δp_z a objemem dopravovaného vzduchu V je kvadratická. Zobrazení-li tuto závislost, vzniká parabola, jejíž vrchol se nachází v počátku souřadnicového systému. Zobrazením charakteristiky potrubní sítě $\Delta p_z = f(V)$ a tlakové charakteristiky ventilátoru $\Delta p = f(V)$ do společného souřadnicového systému získáváme průsečík křivek, o kterém hovoříme jako o pracovním bodě ventilátoru viz obr. 1.2. [1] [2]



Obr. 1.2 Charakteristika ventilátoru a potrubní sítě [2]

1.5. Ztráty a účinnosti ventilátoru

Při provozu ventilátoru lze pozorovat nežádoucí jevy, které zapříčiňují vznik ztrát a ovlivňují tak negativně účinnost stroje. [1]

1.5.1. Hydraulické ztráty a účinnost

Prouděním vzduchu skrze průtočné kanály ventilátoru vznikají ztráty vyvolané třením vzduchu. Dalším původcem hydraulických ztrát jsou místní ztráty, ke kterým dochází např. náhlou změnou směru nebo odtržením proudu vzduchu od stěny spirální skříně. Projevují se snížením teoretického dopravního tlaku o hodnotu, kterou lze vyjádřit jako

$$\Delta p_{zi} = \zeta_i \frac{w_i^2}{2} \rho \quad [Pa] \quad (1.2)$$

Δp_{zi} [Pa] – místní tlaková ztráta v i-tém místě průtočného kanálu ventilátoru, ζ_i [-] – součinitel místní ztráty i-tého místa, w_i [m/s] – rychlost proudění vzduchu v odpovídajícím místě ventilátoru. [1]

Poměr teoretické hodnoty dopravního tlaku zmenšeným o celkové tlakové ztráty Δp [Pa] a tlakem teoretickým Δp_{th} [Pa] vyjadřuje hydraulickou účinnost ventilátoru ve tvaru [1]

$$\eta_h = \frac{\Delta p}{\Delta p_{th}} = \frac{\Delta p_{th} - \sum \Delta p_{zi}}{\Delta p_{th}} = 1 - \frac{\sum \Delta p_{zi}}{\Delta p_{th}} \quad [-] \quad (1.3)$$

1.5.2. Objemové ztráty a účinnost

Netěsnosti mezi oběžným kolem a sáním ventilátoru umožňují zpětné proudění ze spirální skříně do sání ventilátoru, díky čemuž vznikají ztráty objemové. Pro poměr mezi ztraceným průtočným objemem V_z [m^3/s] a teoretickým průtočným objemem V_{th} [m^3/s] Eck odvodil vztah, díky kterému lze přibližně stanovit objemovou ztrátu

$$\frac{V_z}{V_{th}} = \frac{3,89 \cdot D_2 \cdot s}{D_1^2} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (1.4)$$

kde s [m] – šířka mezery mezi sacím hrdlem a oběžným kolem ventilátoru, D_1 [m] – malý průměr oběžného kola, D_2 – velký průměr oběžného kola. [1] [4]

Objemová účinnost ventilátoru je definována jako podíl teoretického průtočného objemu zmenšeného o ztracený průtočný objem V [m^3/s] a teoretického průtočného objemu V_{th} [m^3/s] [1]

$$\eta_v = \frac{V_{th} - V_z}{V_{th}} = 1 - \frac{V_z}{V_{th}} \quad (-) \quad (1.5)$$

1.5.3. Kotoučové ztráty

Dalšími ztrátami jsou ztráty kotoučové, které vznikají uvnitř spirální skříně třením oběžného a krycího kotouče o proudící vzduch. Stodol vyjádřil vztah pro poměrný ztracený výkon ζ [-] ve tvaru

$$\zeta = \frac{P_k}{P} = 2,857 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \quad [-] \quad (1.6)$$

kde P_k [W] – výkon ztracený vlivem tření kotouče ventilátorového kola o vzduch, P [W] – výkon pohonu ventilátoru. [1]

1.5.4. Mechanické ztráty a účinnost

Mechanické ztráty jsou způsobeny odporem ložisek, mechanickými převody, popř. nedokonalým spojením ventilátoru s hřídelí pohonu. Mechanickou účinnost lze definovat jako poměr výkonu dodávaného na hřídel, který je snížený o mechanické ztráty ku výkonu na spojce [1]

$$\eta_m = \frac{P_s - P_m}{P_s} = 1 - \frac{P_m}{P_s} \quad [-] \quad (1.7)$$

Celková účinnost ventilátoru je dána poměrem výkonu P a výkonu přiváděného na hřídel P_s . Po několika úpravách se lze dopracovat finálního vztahu pro celkovou účinnost ventilátoru ve tvaru [1]

$$\eta_c = \frac{\eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m}{1 + \zeta \cdot \eta_h \cdot \eta_v} [-] \quad (1.8)$$

2. Třídění ventilátorů

Ventilátory lze třídit dle několika kritérií, která jsou zásadní pro základní orientaci v sortimentu výrobců a pro správný výběr samotného ventilátoru v rámci dané aplikace. Níže popsané rozdělení se netýká pouze průmyslových ventilátorů, ale ventilátorů obecně.

2.1. Dle směru průtoku vzduchu

2.1.1. Axiální ventilátory

Jak již samotný název napovídá, vzduch u axiálních ventilátorů proudí ve směru osy rotace oběžného kola. Tyto ventilátory lze nalézt v aplikacích, kde nejsou kladeny vysoké nároky na dopravní tlak a je požadován velký průtok vzduchu. Axiální ventilátory lze dále dělit na rovnotlaké a přetlakové. U rovnotlakých je statický tlak stejný před i za oběžným kolem. U přetlakových je statický tlak vyšší za oběžným kolem. [1] [2]



Obr. 2.1 Průmyslový axiální ventilátor Ferrari [5]

2.1.2. Radiální ventilátory

Lopatky oběžného kola nasávají vzduch v axiálním směru. K výtlaku však dochází ve směru radiálním (kolmém na osu otáčení). Výsledný směr proudění vzduchu se tak mění o úhel 90° . Radiální ventilátory je vhodné použít tam, kde jsou vysoké požadavky na dopravní tlak. Lze se s nimi setkat ve vzduchotechnických jednotkách, v rámci

nejrůznějších průmyslových aplikací apod. Radiální ventilátory se dále dělí dle zahnutí lopatek oběžného kola na ventilátory s dopředu zahnutými lopatkami, dozadu zahnutými lopatkami a radiálně zakončenými lopatkami. [1] [2]



Obr. 2.2 Radiální ventilátor Ferrari [6]

2.1.3. Diagonální ventilátory

Jedná se o přechod mezi axiálním a radiálním ventilátorem. Vzduch je nasáván ve směru rotace oběžného kola a nezmění směr o 90° jako u radiálních ventilátorů, ale o hodnotu menší než 90° . S tímto typem ventilátoru se lze nejčastěji setkat v podobě potrubního ventilátoru určeného do kruhového potrubí viz obr. 2.3. [1] [2]



Obr. 2.3 Diagonální ventilátor ED Jetline [7]

2.1.4. Diametrální ventilátory

V literatuře se lze také setkat s označením tangenciální ventilátor. Směr proudění je kolmý na osu rotace oběžného kola. Vzduch je nasáván na vnějším obvodu oběžného kola, prochází příčně oběžným kolem a vystupuje opět na vnějším obvodu. Oběžné kolo je tvořeno dopředu zahnutými lopatkami, přičemž poměr šířky a průměru oběžného kola může být až 5:1. Tento typ ventilátoru se typicky vyskytuje v nástěnných jednotkách klimatizací nebo podlahových konvektorech s nucenou konvekcí. [1] [2]



Obr. 2.4 Diametrální ventilátor [8]

2.2. Dle celkového dopravního tlaku

- Nízkotlaké (do 1000 Pa)
- Středotlaké (1000 až 3000 Pa)
- Vysokotlaké (nad 3000 Pa) [1]

2.3. Dle přenosu energie

- Na přímo – hřídel elektromotoru je společná s hřídelí ventilátoru
- Na spojku – krouticí moment je přenášen např. miskovou spojkou
- Na řemen – spojení elektromotoru a ventilátoru zajišťuje řemenový převod [1]

2.4. Dle použití

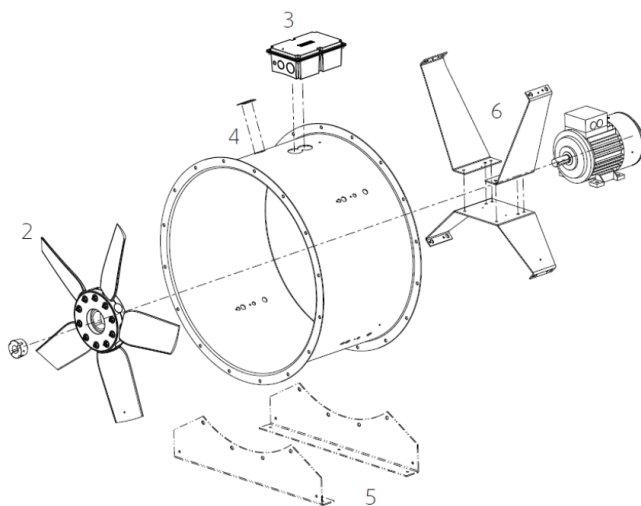
- Potrubní
- Střešní
- Průmyslové
- Nevýbušně
- Kyselinovzdorné apod. [2]

3. Konstrukce průmyslových ventilátorů

Z konstrukčního hlediska lze ventilátory pro průmyslové použití rozdělit na dvě hlavní kategorie, a to ventilátory radiální a axiální. Při konstrukci ventilátoru pro průmyslové provozy je nutné brát v potaz těžké podmínky, ve kterých bude stroj provozován, jako je vysoká teplota okolí, vysoká teplota dopravovaného vzduchu, prašné prostředí, doprava vzduchu znečištěného chemikáliemi apod. Z těchto důvodů je konstrukce velmi robustní, aby bylo dosaženo spolehlivého provozu i v takto nepříznivých podmínkách. Výrobci si tyto skutečnosti dobře uvědomují a nabízejí zákazníkům dodatečné úpravy nad rámec standardní nabídky v podobě speciálních povrchových úprav jednotlivých komponent, nerezových oběžných kol nebo úprav nosného rámu.

3.1. Axiální ventilátor

V kapitole 2.1.1. byly zmíněny základní vlastnosti axiálních ventilátorů, které jsou důležité z hlediska rozdělení. Tato kapitola problematiku axiálních ventilátorů rozvádí z hlediska konstrukce a dalších parametrů.

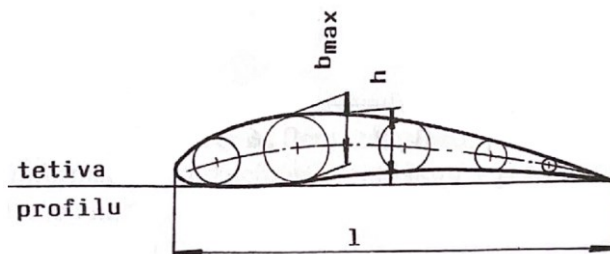


Obr. 3.1 Schéma axiálního ventilátoru [9]

Nejjednodušší axiální ventilátor viz obr. 3.1 se skládá z 1 – elektromotoru, 2 – lopatkového oběžného kola, 3 – svorkovnice pro elektrické připojení, 4 – pláště, 5 – montážních patek a 6 – držáku motoru. Dalšími komponenty ventilátoru, které nejsou zobrazeny na obrázku může být sací dýza, statorové lopatky nebo difuzor. [1]

3.1.1. Axiální oběžné kolo

Oběžné kolo, též zvané jako lopatková mříž, je hlavní součástí každého axiálního ventilátoru. V oběžném kole dochází k přeměně kinetické energie na energii tlakovou, která je nezbytná pro pokrytí hydraulických ztrát v potrubí. Samotné oběžné kolo je složeno z lopatek, které jsou upevněny v náboji kola. Lopatky představují nejdůležitější část ventilátoru, a proto je snahou výrobců najít co nejoptimálnější tvar profilu lopatky. Vhodný tvar lopatek zajišťuje dopravu dostatečného množství vzduchu v kombinaci s dostatečnou účinností a efektivitou provozu. Při návrhu lopatek je často využíváno znalostí z aerodynamiky letadel, proto jsou profily lopatek mnohdy velmi podobné známému profilu křídla letadla. U velkých průmyslových ventilátorů se lze setkat s nastavitelným úhlem lopatek, což umožňuje další optimalizaci provozu. [1]



Obr. 3.2 Profil lopatky [1]

Tětiva profilu představuje přímku, která spojuje odtokovou hranu a spodní vyduť profilu. Výška profilu h je kolmá vzdálenost horního vyduť k tětivě. Vzdálenost mezi čelní a odtokovou hranou se nazývá hloubka profilu l . Tloušťka profilu b určuje kolmou vzdálenost mezi horní a dolní čarou profilu. [1]



Obr. 3.3 Oběžné kolo ventilátoru [10]

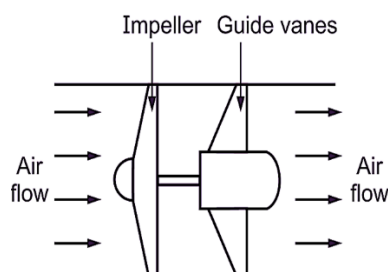
Lopatky ventilátoru se vyrábějí z různých materiálů v závislosti na použití a prostředí, ve kterém je ventilátor provozován. Je nutné brát v potaz hmotnost lopatek kvůli odstředivým silám, které vznikají při provozu. Nízká hmotnost lopatek snižuje

zatížení hřídele a prodlužuje životnost ložisek. Pro ilustraci byly vybrány nejčastěji používané materiály:

- Polypropylen vyztužený skelnými vlákny (PPG) – vhodné pro teplotní rozmezí -30 až 90 °C
- Polyamid vyztužený skelnými vlákny (PAG) – vhodné pro teplotní rozmezí -60 až 120 °C
- Hliníková slitina (EN AC-AL1 SI12CU1(Fe)) – vhodné pro teplotní rozmezí -40 až 250 °C [11] [12]

3.1.2. Statorové lopatky

U ventilátorů, kde je kladen důraz na příznivou pořizovací cenu se statorové lopatky vyskytují zřídka. Z tohoto důvodu se s tímto řešením setkáme zejména u ventilátorů, kde je kladen důraz na efektivitu provozu a dobré výkonové parametry. V praxi se využívá několika konstrukčních uspořádání. Konkrétně se jedná o statorové lopatky umístěné před oběžným kolem, za oběžným kolem, případně o kombinaci zmíněných umístění, tj. před i za oběžným kolem. Obecně lze konstatovat, že statorové lopatky slouží k usměrnění proudění a částečnému zisku statického tlaku. Z konstrukčního pohledu se jedná o lopatkovou mříž, která je připevněna k plášti pomocí svarů nebo šroubů. [1] [13]

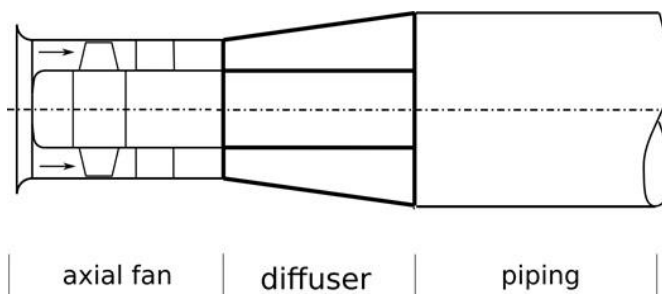


Obr. 3.4 Schéma axiálního ventilátoru s oběžným kolem a statorovými lopatkami [14]

3.1.3. Difuzor

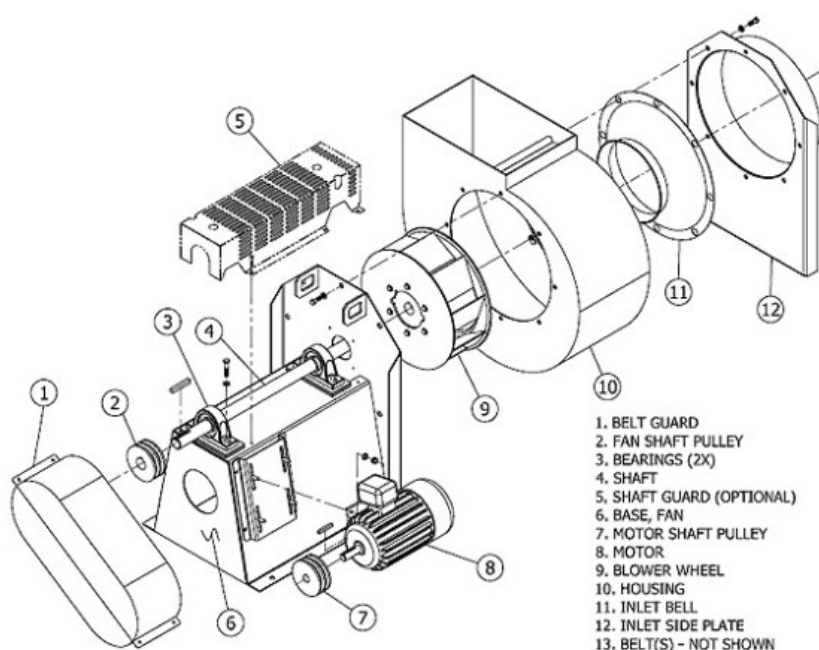
Zejména u rovnotlakých axiálních ventilátorů se lze setkat s difuzorem. Jedná se o prvek umístěný za oběžné kolo a statorové lopatky. U rovnotlakých ventilátorů je difuzor součástí statorové části. Účelem je zpomalení dopravovaného vzduchu, usměrnění proudění a zvýšení statického tlaku, což má za následek zvýšení účinnosti. Samotný difuzor má 2 části, kterou tvoří plášť ventilátoru a jádro, které je umístěno ve středu v axiálním směru. Jádro může existovat v různých tvarových provedeních, např. jako válec, komolý kužel nebo paraboloid a je pevně přichyceno k plášti. Plášť je

nejčastěji vyhotoven ve tvaru komolého kužele nebo profilu podobného rozšiřující se části hyperboloidu. [1] [15]



Obr. 3.5 Schéma axiálního ventilátoru s difuzorem [15]

3.2. Radiální ventilátor



Obr. 3.6 Schéma radiálního ventilátoru [16]

Na základě obr. 3.8 lze jednoduše představit konstrukci ventilátoru včetně řešení pohonu. Tato konkrétní konfigurace je složena z 1 – ochranného krytu řemenového převodu, 2 – řemenice na hřídele, 3 – páru ložisek, 4 – hřídele, 5 – krytu hřídele, 6 – podstavce, 7 – řemenice na motoru, 8 – elektromotoru, 9 – radiálního oběžného kola, 10 – spirální skříň, 11 – sací dýzy a 12 – příruby pro instalaci kruhového potrubí. Konfigurace se může u jednotlivých ventilátorů lišit např. použitým typem pohonu nebo druhem oběžného radiálního kola.

3.2.1. Radiální oběžné kolo

Stejně jako u axiálních ventilátorů je oběžné kolo základní komponentou celého ventilátoru. Rozdílem je však směr proudění dopravovaného vzduchu, což bylo popsáno

v kapitole 2.1.2. Jednotlivé lopatky jsou přivařeny na vnějším obvodu a nezasahují až do středu. Ze zadní strany jsou uchyceny ke kruhové desce a na straně přední ke kruhové přírubě. V zadní kruhové desce se nachází náboj, který je následně spojen s hřídelí zajišťující rotační pohyb oběžného kola.

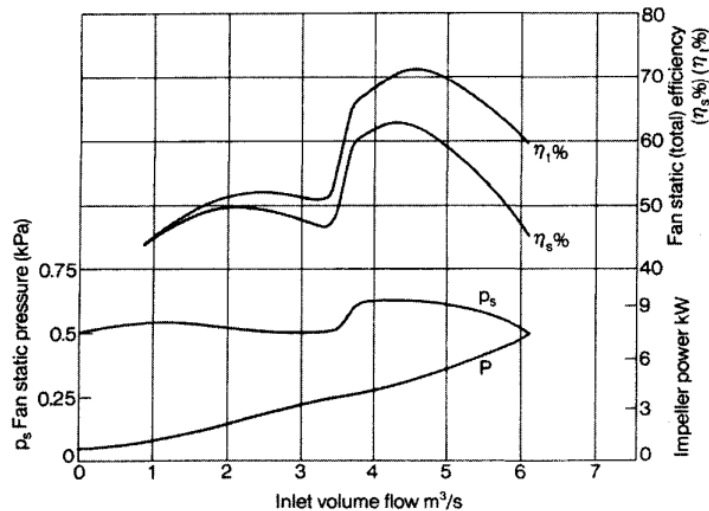
V oblasti radiálních ventilátorů se lze setkat se třemi základními typy oběžných kol, které lze rozeznat již na základě vzhledu a rozložení lopatek:

- **Oběžné kolo s dopředu zahnutými lopatkami**

Po obvodu se nachází relativně velký počet nízkých lopatek, které jsou zahnuty po směru rotace oběžného kola. Pro správnou funkci je nutná spirální skříň, kde dochází ke zvýšení statického tlaku a usměrnění proudu vzduchu. Tento typ oběžného kola je vhodný pro aplikace, kde je vyžadován relativně vysoký průtok vzduchu při nízkém tlaku. Je udáváno, že při stejné velikosti oběžného kola lze dosáhnout cca 2,5x vyššího průtoku vzduchu oproti ventilátoru s dozadu zahnutými lopatkami. Další důležitou vlastností byla v minulosti cena výroby, což je nyní do jisté míry potlačeno automatizací výroby. Nejčastěji používaným materiálem je pozinkovaný plech, přičemž jednotlivé lopatky jsou zhotoveny lisováním plechového svitku. Nevýhodou spojenou se způsobem výroby jsou ostré náběžné hrany, které způsobují zvýšenou hlučnost stroje. Celková účinnost ventilátoru vybaveného tímto typem oběžného kola běžně dosahuje hodnoty okolo 70 %. [1] [17]



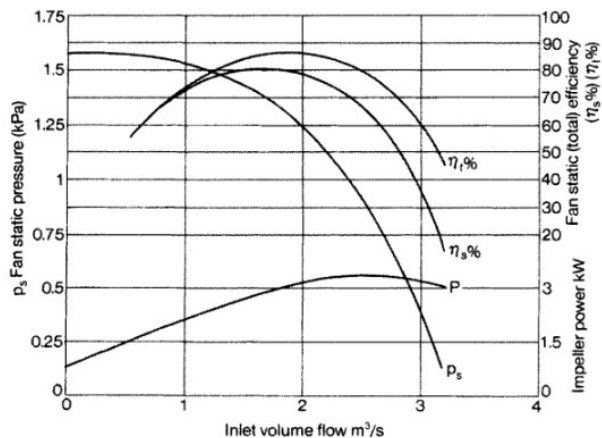
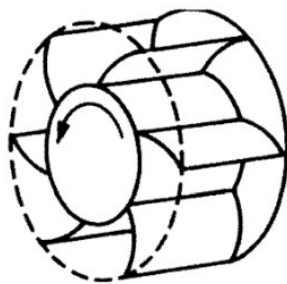
Obr. 3.7 Oběžné kolo s dopředu zahnutými lopatkami [18]



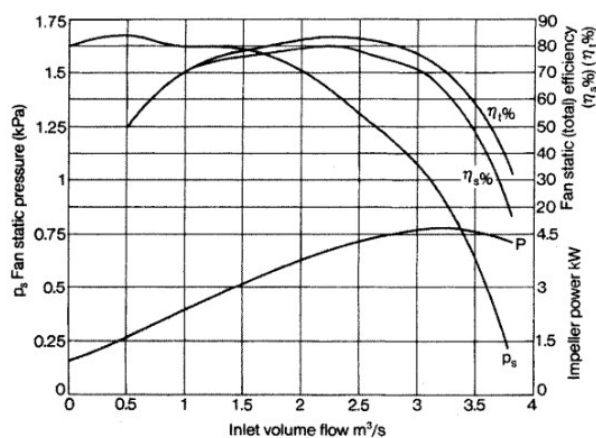
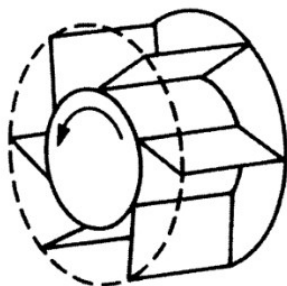
Obr. 3.8 Charakteristika ventilátoru s dopředu zahnutými lopatkami [17]

- **Oběžné kolo s dozadu zahnutými lopatkami**

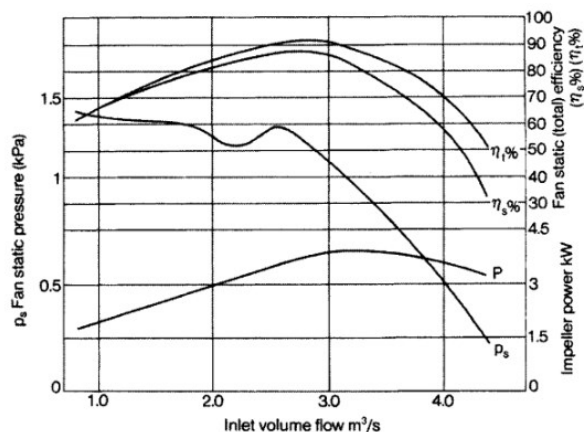
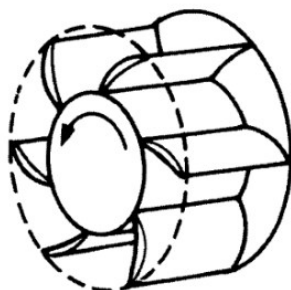
V porovnání s oběžnými koly s dopředu zahnutými lopatkami je u tohoto typu použito méně lopatek, které jsou větší a jsou zahnuty proti směru otáčení. Dalším rozdílem je obecně vyšší účinnost a vyšší tlakové vlastnosti. Statický tlak vzniká již v oběžném kole a lze se setkat s konstrukcí se spirální skříní nebo bez. Varianta se spirální skříní je vhodná zejména pro aplikace, kde je potřebný vysoký dopravní tlak. Bez spirální skříně nelze dosáhnout tak vysokých tlakových charakteristik a takové konstrukce je využíváno např. ve vzduchotechnických jednotkách. Dalším důležitým aspektem je provedení lopatek, které se liší tvarem a mohou ovlivňovat provozní parametry jako účinnost, hluk, dopravní tlak apod. Nejrozšířenějším tvarem je kruhová lopatka skloněná proti směru rotace. Jedná se o relativně jednoduchou a robustní konstrukci, která snese vyšší otáčky. Přímé lopatky jsou používány u ventilátorů s nižšími provozními otáčkami, jelikož hůře odolávají působení odstředivých sil. Výhodou je snadná výroba a nižší cena. Dále lze zmínit oběžná kola vybavená lopatkami s aerodynamickým profilem, které se vyznačují vysokou celkovou účinností až 90 %. Nevýhodou je vysoká cena a omezení pro dopravované vzdušiny, neboť pevné částice mohou proniknout do dutých lopatek, usazovat se a způsobovat nevyvážky. [1] [17]



Obr. 3.9 Schéma a charakteristika ventilátoru s kruhovými lopatkami [17]



Obr. 3.10 Schéma a charakteristika ventilátoru s přímými lopatkami [17]



Obr. 3.11 Schéma a charakteristika ventilátoru s aerodynamickými lopatkami [17]

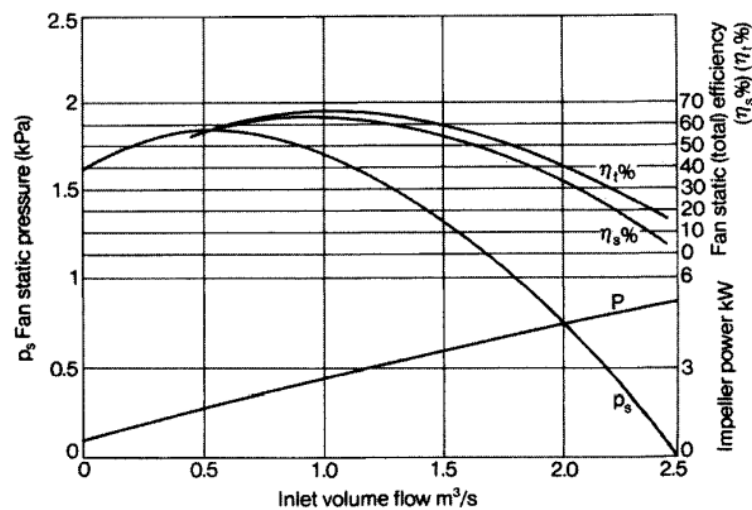
- **Oběžné kolo s radiálními lopatkami**

Tento typ oběžného kola je vhodný pro dopravu vzduchu znečištěného horkými, abrazivními či lepidly částicemi. Z pevnostního hlediska se jedná pravděpodobně o nejrobustnější řešení, díky čemuž zvládá vyšší zatížení než

ostatní typy. Lze jej provozovat při vyšších otáčkách a dosahovat tak velmi vysokých dopravních tlaků. Zajímavou vlastností je, že díky pozici lopatek nedochází při dopravě znečištěného vzduchu k ulpívání nečistot, což má pozitivní vliv na provoz a servisní náklady. S ohledem na tyto vlastnosti jsou ventilátory s radiálními lopatkami rozšířeny v provozech a zařízeních, kde je vyžadována doprava částicemi znečištěného vzduchu např. v rotačních sušičkách, se kterými se lze setkat při zpracování biomasy, dřevozpracujícím průmyslu nebo dolech. [17]



Obr. 3.12 Oběžné kolo s radiálními lopatkami [19]

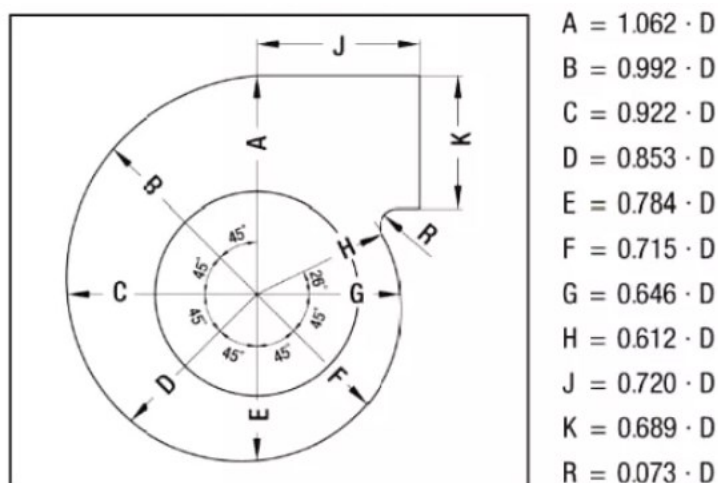


Obr. 3.13 Charakteristika ventilátoru s radiálními lopatkami [17]

3.2.2. Spirální skříň

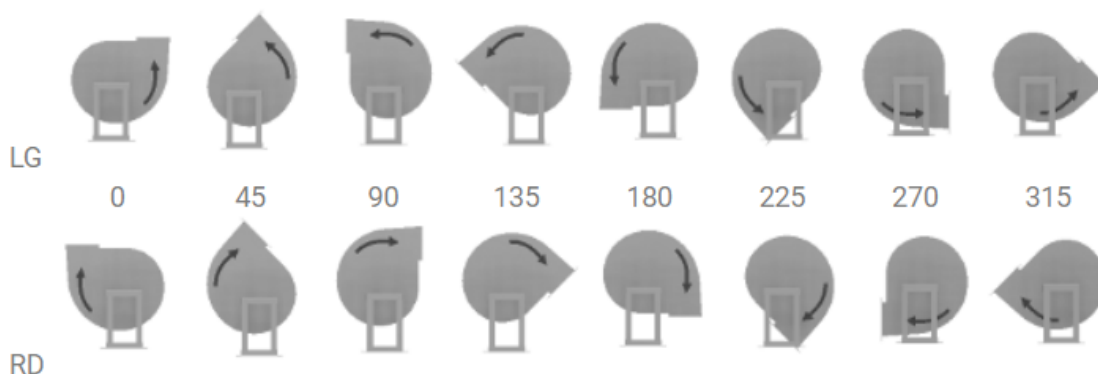
Spirální skříň je díky svému tvaru charakteristickým prvkem každého radiálního ventilátoru. Hlavním úkolem je přeměna dynamického tlaku na tlak statický a směřování stlačeného vzduchu vystupujícího z oběžného kola do výtlačného hrdla. Tvar spirální skříňe má zásadní vliv na celkové parametry ventilátoru. Z hlediska konstrukce se lze setkat s dvěma základními typy skříňe, a to s obdélníkovým nebo kruhovým průřezem. Obdélníkové spirální skříňe se vyrábějí svařováním jednotlivých částí plechu. Jedná se

o nejběžnější tvar, který se vyznačuje poměrně levnou a jednoduchou výrobou. Kruhové spirální skříně se vyskytují zejména u vysokotlakých konstrukcí a jsou vyráběny odléváním, díky čemuž je výroba náročnější a dražší. [1]



Obr. 3.14 Schéma spirální skříně se základními rozměry vztahenými k velkému průměru oběžného kola D [20]

Na vyžádání jsou výrobci schopni uzpůsobit konfiguraci ventilátoru potřebám zákazníka. Již v konfiguračním systému mnoho výrobců nabízí jednotlivé úpravy tak, aby bylo možno jedním typem ventilátorů pokrýt co největší oblast použití díky dílčím úpravám skříně, pohonu apod. Na obr. 3.15 se nachází možnosti konfigurace natočení výtláčného hrdla a směru otáčení oběžného kola. Většina výrobců dodává radiální ventilátory ve standardním provedení jako konfiguraci LG 270.



Obr. 3.15 Možnosti konfigurace směru otáčení a natočení výtláčného hrdla v návrhovém systému EasyVent společnosti Soler & Palau [21]

V případě určitých aplikací je vhodné použít ventilátor, který umožňuje saní na obou protilehlých stranách. Takové provedení ventilátoru je velmi rozšířené ve větracích a klimatizačních jednotkách, zejména v kombinaci s dopředu zahnutými lopatkami. S tímto řešením se lze setkat i u průmyslových ventilátorů viz obr. 3.16, kde jde prakticky

o spojení dvou radiálních ventilátorů s dvojitým oběžným kolem s dozadu zahnutými lopatkami. Šířka skříně odpovídá dvojnásobku standardního ventilátoru, jsou obsažena 2 sací hrdla a 1 společné výtlačné hrdlo.



Obr. 3.16 Průmyslový radiální ventilátor Ferrari DFM-N s oboustranným sáním a dvojitým oběžným kolem [22]

3.3. Společné součásti pro axiální a radiální ventilátory

3.3.1. Elektromotor

Další důležitou součástí je elektromotor, který zajišťuje přeměnu elektrické energie v rotační pohyb hřídele. Nejběžněji využívanými elektromotory u ventilátorů v průmyslu jsou asynchronní motory napájené harmonickým napětím. Rotační pohyb hřídele je uskutečňován v důsledku točivého magnetického pole vznikajícího na statorovém vinutí. Tento typ elektromotoru se vyznačuje svojí jednoduchostí, spolehlivostí a bezúdržbovým provozem, což jsou důležité aspekty pro provoz zařízení v náročných podmínkách. Na trhu existuje mnoho variant, které jsou svou konstrukcí přizpůsobeny pro specifické provozní podmínky včetně nevýbušných provedení. Standardní elektromotor běžně disponuje krytím IP44, což odpovídá ochraně před velmi drobnými předměty (> 1 mm) a proti stříkající vodě. Výkonové spektrum asynchronních motorů je široké, nejslabší modely začínají na jednotkách kW a nejsilnější mají výkon v řádu jednotek MW. Otáčky oběžného kola ventilátoru jsou dány otáčkami motoru, které jsou konstantní. Jsou určeny počtem pólů motoru a frekvencí elektrické sítě. V případech, kde je nutné regulovat otáčky, se využívá frekvenčních měničů. Nevýhodou asynchronních elektromotorů je spouštění, kdy po připojení k napájecí síti prochází motorem proud nakrátko. Proud nakrátko může nabývat až desetinásobných hodnot oproti nominálnímu proudu

vedeného na štítku. Z tohoto důvodu je možné spouštět přímo připojené motory pouze do výkonu cca 5 kW, neboť při spouštění vyšších výkonů by docházelo k velkému zatížení sítě a vypínání jističů. V ostatních případech je nutné snížit rozběhový proud a využít jiných způsobů, např. spouštět v zapojení statoru hvězda a po naběhnutí přepnout do zapojení trojúhelník. Další možností je změna napájecí frekvence pomocí frekvenčního měniče, čímž lze dosáhnout plynulého rozběhu a snížení rozběhového proudu. [23]

3.3.2. Spojení oběžného kola s hřídelí

Spojení náboje s hřídelí lze realizovat několika způsoby. Radiální síla je nejčastěji přenášena pomocí těsných per. Dle zatížení jsou pera v počtu 1 až 3 rozmístěna po 120°. Axiální zajištění lze realizovat pomocí stavěcích šroubů/červíků, pojistné desky a šroubu nebo upínacího pouzdra. Speciálním případem je roztažné pouzdro, díky kterému lze přenášet točivý moment bez těsných per. [13]

3.3.3. Přenos krouticího momentu

- **Přímé spojení oběžného kola s výstupní hřídelí elektromotoru**

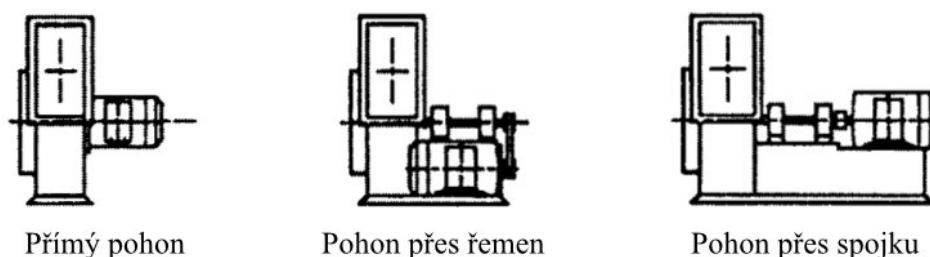
Hřídel elektromotoru je spojena s nábojem oběžného kola a otáčky jsou dány výstupními otáčkami elektromotoru. Mezi benefity se řadí účinnost, jelikož nedochází ke ztrátám při přenosu energie, jednoduchá konstrukce i údržba. Na druhou stranu je nutné zajistit, aby hřídel elektromotoru byla dostatečně dimenzována z hlediska působících sil od oběžného kola. Elektromotor může být umístěn v proudu dopravovaného vzduchu, je tedy nutné, aby odolával nepříznivým vlivům jako vysoká teplota, prachové částice apod. [17]

- **Pohon oběžného kola řemenem**

Výstupní hřídel elektromotoru je osazena řemenicí, která pomocí řemenu přenáší výkon na řemenici, která je umístěna na hřídel spojenou s oběžným kolem. Řemeny se používají klínové a drážkové. Výhodou této konstrukce je možnost upravit výsledné otáčky oběžného kola nezávisle na výstupních otáčkách elektromotoru pomocí převodového poměru tvořeného různě velkými řemenicemi. Další výhodou je flexibilita umístění motoru v rámci konstrukce ventilátoru. Nevýhodou tohoto pohonu je nižší účinnost, neboť standardní řemenový převod má účinnost cca 92 %. Lze také konstatovat, že údržba takového pohonu je nákladnější, je nutné kontrolovat napnutí řemenu a zajistit správnou vzájemnou polohu řemenic. [17]

- **Pohon oběžného kola přes hřídelovou spojku**

Způsob přenosu krouticího momentu vhodný zejména pro pohon velkých oběžných kol ($D > 1000$ mm), protože tento způsob nepředstavuje omezení z hlediska přenášeného výkonu. Konkrétně jsou nejčastěji používány pružné hřídelové spojky, které jsou schopny pohlcovat rázy a torzní kmity. Mírnou nesouosost hřídelí lze taktéž kompenzovat těmito spojkami. Mezi další výhody lze řadit jednoduchou demontáž, kdy při poruše motoru lze v krátkém čase vyměnit pouze nefunkční motor bez nutnosti demontáže celého oběžného kola. Toto řešení je používáno téměř výhradně v kombinaci s hřídelí oběžného kola uložené v samostatných ložiscích. [17]



Obr. 3.17 Schématické zobrazení typů přenosu krouticího momentu [17]

3.3.4. Sací dýza

Jedná se o díl, jehož primární funkcí je zajištění homogenního rychlostního pole dopravovaného vzduchu po celém průřezu před vstupem do oběžného kola. Další vlastností je snížení aerodynamického hluku tvořeného nasávaným vzduchem. Sací dýza může být dodávána jako součást ventilátoru nebo může být nabízena jako volitelné příslušenství. Instaluje se přímo na přírubu pláště ventilátoru pomocí spojovacího materiálu. Na dýzu je dále možné přimontovat např. ochrannou mříž. [1] [24]



Obr. 3.18 Sací dýza [24]

4. Hlučnost ventilátoru

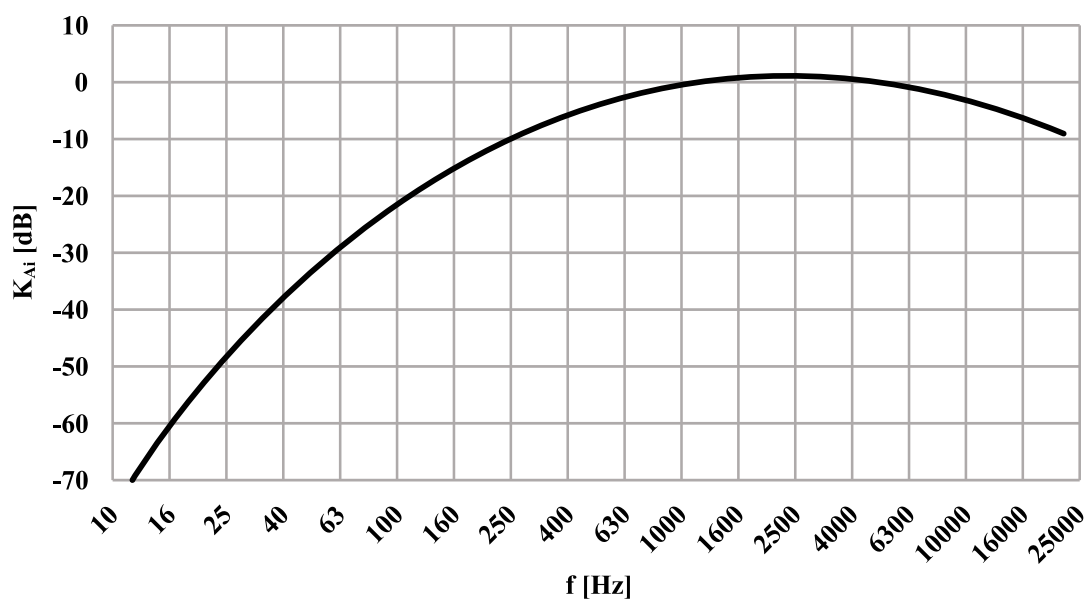
Ventilátory jsou v oborech techniky prostředí jedním z primárních zdrojů hluku. Příliš hlučná zařízení nejsou žádoucí a je nutné zohlednit jejich vliv na prostředí, ve kterém se nacházejí v podobě splnění hlukových limitů daných legislativou. V neposlední řadě je nutné věnovat pozornost tónové složce hluku, na kterou se vztahují přísnější limity z důvodu nepřijemného a rušivého vnímání lidským uchem.

Pro vyhodnocování míry hlučnosti se používá jednotka decibel $[dB]$, se kterou se setkal pravděpodobně každý, kdo vybíral zařízení generující hluk. V katalogovém listu je hlučnost v drtivé většině případů zastoupena jednočíselnou hodnotou akustického tlaku s váhovým filtrem A $L_{pA} [dB]$ v určité vzdálenosti. Je pravděpodobné, že běžný koncový zákazník se může snadno dostat do potíží s hlukem pouhou neznalostí značení, čehož s výhodou využívají nereserózní dodavatelé. Další reálnou situací je, že zakoupí zařízení, jehož hladina akustického tlaku je o pouhých $6 dB$ vyšší než dražší varianta. Na první pohled se může zdát, že rozdíl $6 dB$ je malý. Ve skutečnosti $6 dB$ v případě hladiny akustického tlaku představuje dvojnásobné zesílení, což je skutečně markantní rozdíl. Pro hladinu akustického výkonu $L_w [dB]$ odpovídá dvojnásobné zvýšení $3 dB$. [25]

Z pohledu hygienických limitů je již výše zmíněná hladina akustického tlaku A $L_{pA} [dB]$ prostředkem pro získání jednočíselné hodnoty hluku charakterizující hlukovou expozici lidí na pracovišti. Hladinu akustického tlaku A lze stanovit na základě znalosti hladin akustického tlaku v oktávovém nebo třetinooktávovém pásmu dle vztahu

$$L_{pA} = 10 \log \sum_{i=1}^n (10^{0,1(L_{pi}+K_{Ai})}) [dB] \quad (4.1)$$

kde průběh útlumu filtru A je patrný z obr. 4.1 a přesné hodnoty jsou zaznamenány v tab. 4.1. Korekční hodnoty váhového filtru A K_{Ai} jsou standardizované normou ČSN ISO 226. Hodnotu L_{pA} lze získat měřením ze zvukoměru se zapnutým váhovým filtrem A nebo výpočtem z oktávových pásem. Váhový filtr reflektuje citlivost lidského sluchu na různě vysoké frekvence. Na základě tab. 4.1 je patrné, že lidské ucho tlumí nízké frekvence. Například pro frekvenci $31,5 Hz$ odpovídá hodnota korekce $-39,4 dB$. Naopak pro hodnotu $1000 Hz$ hodnota korekce odpovídá $0 dB$, jedná se tedy o vjem hluku bez ztrát. [25] [26]



Obr. 4.1 Útlumová charakteristika filtru A dle [27]

Tab. 4.1 Hodnoty útlumu váhového filtru A v třetinooktávovém pásmu [27]

f_m [Hz]	filtr A [dB]	f_m [Hz]	filtr A [dB]
10	-70,5	500	-3,2
12,5	-63,4	630	-1,9
16	-56,7	800	-0,8
20	-50,4	1000	0
25	-44,7	1250	0,6
31,5	-39,4	1600	1,0
40	-34,6	2000	1,2
50	-30,2	2500	1,3
63	-26,2	3150	1,2
80	-22,5	4000	1,0
100	-19,1	5000	0,5
125	-16,1	6300	-0,1
160	-13,4	8000	-1,1
200	-10,9	10000	-2,5
250	-8,6	12500	-4,3
315	-6,6	16000	-6,5
400	-4,8	20000	-9,2

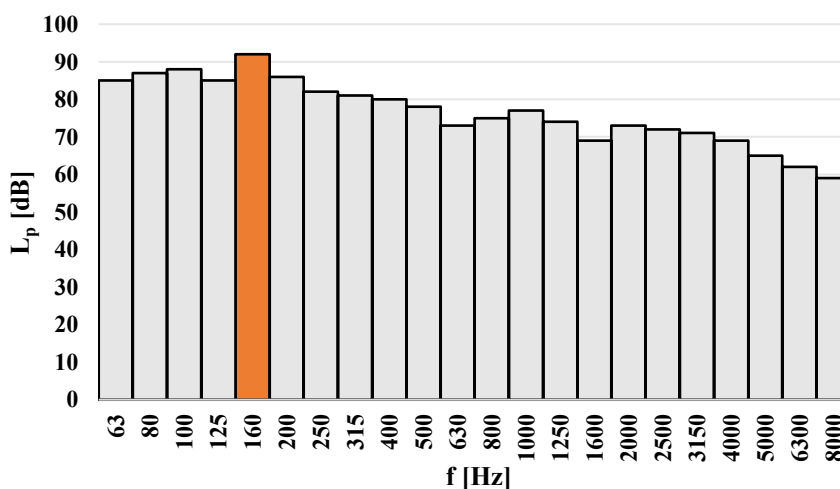
Při provozování hlučných zařízení, mezi které lze bez pochyby řadit i velké průmyslové ventilátory, je nutné, aby byly dodrženy hygienické limity platné dle nařízení vlády č. 272/2011 Sb. Základní limit pro šíření hluku z venku a ze stavební činnosti uvnitř je vyjádřen ekvivalentní hladinou akustického tlaku $L_{Aeq,T} = 40$ dB. Index T označuje

délku hodnoceného časového úseku. Ve dne platí $T = 8 h$ pro 8 nejhluchnějších hodin jdoucích po sobě, v noci $T = 1 h$ pro 1 nejhluchnější hodinu. Nařízení dále udává korekce pro chráněné vnitřní prostory, jejichž hodnoty jsou zaznamenány v tab. 4.2. V případě, že je posuzováno zařízení s tónovou složkou, např. ventilátor, dochází k další úpravě korekce, a to přičtením hodnoty -5 dB k základnímu limitu. [26] [28]

Tab. 4.2 Korekce pro stanovení hygienických limitů hluku v chráněném vnitřním prostoru staveb [28]

Druh chráněného vnitřního prostoru	Doba pobytu	Korekce [dB]	Limit [dB]	Tónová složka [dB]
Nemocniční pokoje	od 6:00 až 22:00	0	40	35
	od 22:00 do 6:00	-15	25	20
Lékařské vyšetřovny, ordinace	Po dobu používání	-5	35	30
Obytné místnosti	od 6:00 až 22:00	0	40	35
	od 22:00 do 6:00	-10	30	25
Přednáškové síně, učebny a pobytové místnosti škol, jeslí a staveb pro předškolní a školní výchovu a vzdělávání	Po dobu používání	+5	45	40

Pro korektní posouzení hlučnosti ventilátoru není dostačující pouze jednočíselná hodnota, ale je nutná znalost rozložení hladin akustického výkonu v oktávních pásmech, v ideálním případě v třetinooktávních pásmech. Třetinooktávně pásma umožňují odhalit tónové složky, na které lidské ucho reaguje citlivěji. Tónová složka je patrná z obr. 4.2 a je např. reprezentována oranžově zvýrazněným sloupcem. [26]



Obr. 4.2 Třetinooktávně spektrum hladin akustického tlaku s tónovou složkou

Na tónovou složku pamatuje i nařízení vlády č. 272/2011 Sb., které uvádí, že tónovou složkou se rozumí hluk, v jehož třetinooktávovém pásmu se vyskytne hladina akustického tlaku, popř. ve dvou po sobě jdoucích pásmech, která je o více než 5 dB vyšší než okolní třetinooktávová pásma. [28]

Potřebujeme-li zjistit výslednou hlučnost dvou a více zdrojů hluku, nelze ke zdárnému výsledku dojít pouhým sečtením hodnot. Z tohoto důvodu byl odvozen následující vztah

$$L = 10 \log \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_i} \text{ [dB]} \quad (4.2)$$

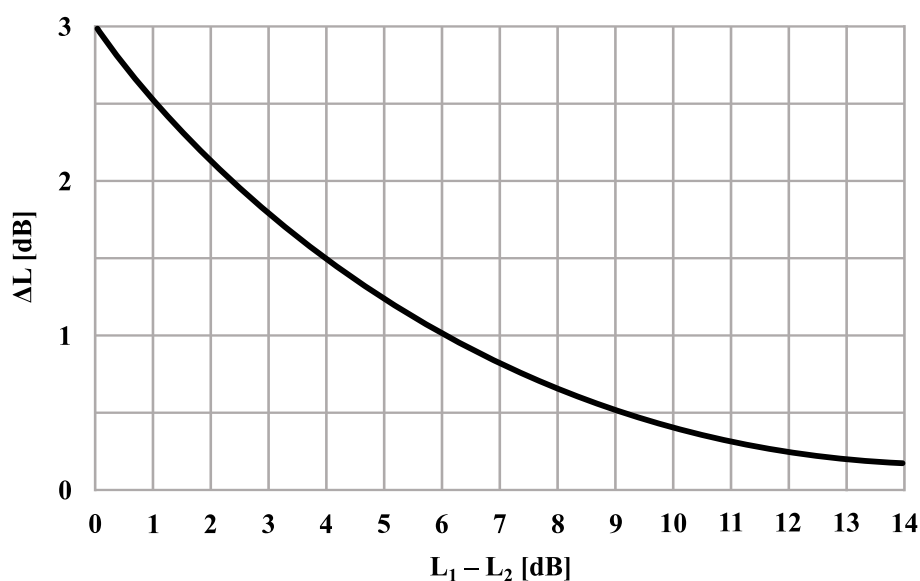
který umožňuje sčítání n zdrojů hluku. Výpočet nemusí být prováděn pouze na základě rovnice 4.2, tento vztah je možné reprezentovat také nomogramem obr. 4.3. Pro praxi je vhodné znát několik jednoduchých poznatků, které umožňují kvalifikovaný odhad hlučnosti více zdrojů bez dalších pomůcek.

$$L_1 - L_2 = 0 \Rightarrow \Delta L = 3 \text{ dB} \quad (4.3)$$

$$L_1 - L_2 \geq 6 \Rightarrow \Delta L = 1 \text{ dB} \quad (4.4)$$

$$L_1 - L_2 \geq 10 \Rightarrow \Delta L = 0,4 \text{ dB} \quad (4.5)$$

Z rovnice 4.3 je patrné, že v případech, kde jsou 2 stejné zdroje hluku, dochází ke zvýšení hladiny o 3 dB. V případě sčítání různých hladin je hodnota parametru ΔL přičítána k vyšší ze sčítaných hodnot. Stejný postup lze aplikovat při použití nomogramu (obr. 4.3), kde ze známého rozdílu sčítaných hladin je možno odečíst hodnotu ΔL , která se opět přičte k vyšší ze sčítaných hodnot. [25] [26]



Obr. 4.3 Nomogram pro sčítání dvou hladin hluku

Pokud projektant potřebuje porovnávat hlučnost ventilátoru, mělo by být v zájmu výrobce poskytnout co možná nejpřesnější akustická data. Někteří výrobci tak mimo hladin akustického výkonu v oktákových pásmech poskytují údaje o místech, kde byly dané hodnoty hlučnosti změřeny a jsou značena následovně:

- L_{w1} – celková hladina akustického výkonu volného sání a výtlačku
- L_{w2} – celková hladina akustického výkonu vně kanálu (pláště)
- L_{w3} – celková hladina akustického výkonu uvnitř sacího kanálu
- L_{w4} – celková hladina akustického výkonu uvnitř výstupního kanálu
- L_{w5} – celková hladina akustického výkonu na sání
- L_{w6} – celková hladina akustického výkonu na výtlačku
- L_{w7} – celková hladina akustického výkonu na sání s potrubím na výtlačku
- L_{w8} – celková hladina akustického výkonu na výtlačku s potrubím na sání

Výrobci ventilátorů nejčastěji uvádí hodnoty pro L_{w2} , L_{w5} a L_{w6} . V tab. 4.3 se nachází akustická data uváděná v katalogovém listu výrobce, kde jsou patrné jednak hladiny akustického výkonu v oktákových pásmech a jednak označení míst, kde byly hladiny změřeny. [29] [30]

Tab. 4.3 Akustická data ventilátoru Ruck Axialine AL 1000 D4 01 [29]

Hladiny akustického výkonu v oktákových pásmech [dB]										
L_{wi}	Σ	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000
L_{w2}	86	81	78	77	78	77	73	69	60	52
L_{w5}	102	80	87	96	97	96	92	88	82	66
L_{w6}	101	82	88	95	97	96	92	87	82	68

4.1. Zdroje hluku ventilátoru

4.1.1. Valivá ložiska

Hluk mechanických součástí je generován zejména valivými ložisky. Hlučnost ložisek je primárně způsobena odchylkami od teoreticky přesného tvaru, což je spojeno s dostupnými výrobními možnostmi. Při provozu dochází ke vzájemnému styku a pohybu komponent ložiska, vznikají vibrace, které se přenášejí do okolních konstrukčních prvků, což se projevuje hlukem. Dalším zdrojem hluku může být nedokonalé odvalování valivého elementu ložiska. Hlučnost ložisek však není na tak vysoké úrovni, aby ložiska sama o sobě zvyšovala celkovou hlučnost ventilátoru. Rozložení hluku v rámci

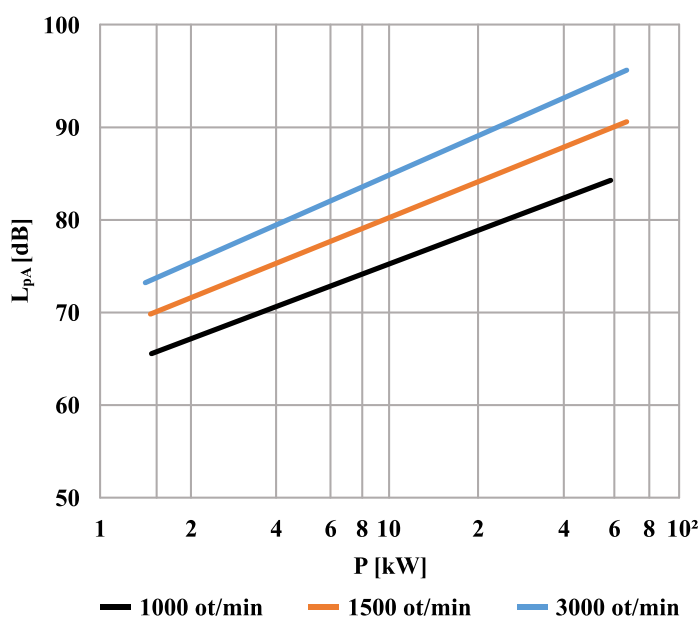
kmitočtového spektra je nerovnoměrné a jsou zde více patrné specifické frekvence. Jako příklad lze uvést frekvenci odpovídající otáčkám hřídele n [ot/min]

$$f = \frac{n}{60} \text{ [Hz]} \quad (4.6)$$

V případě poruchy některé z ložiskových součástí může dojít ke zvýšení hluku v určitých oktávových pásmech až o 7 dB. [17] [25]

4.1.2. Elektromotor

Většina průmyslových ventilátorů je v dnešní době stále poháněna asynchronními elektromotory, které generují hladiny akustického tlaku viz obr. 4.5. Z obrázku je patrné, že hlučnost elektromotoru je nezanedbatelnou složkou hluku ventilátoru a závisí na provozních otáčkách a výkonu. Na celkové hlučnosti elektromotoru se podílejí ložiska, ventilátor elektromotoru a zdroje hluku magnetického původu, které vznikají zejména v mezeře mezi statorovým a rotorovým vinutím. [25]



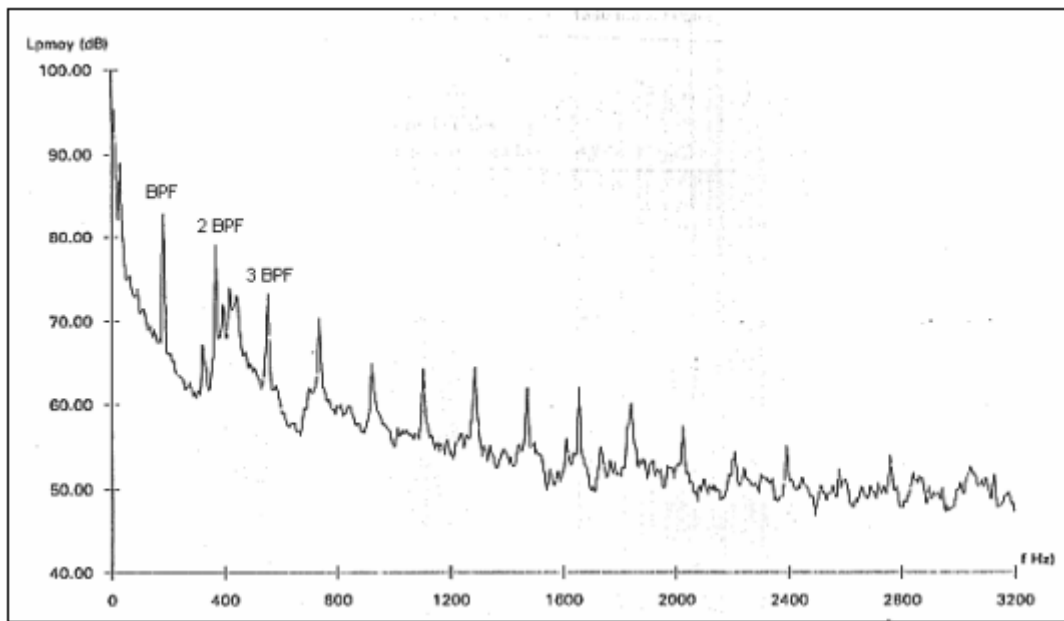
Obr. 4.4 Hluk asynchronních elektromotorů dle [25]

4.1.3. Aerodynamické zdroje hluku ventilátoru

Rotace lopatkového oběžného kola a jeho působení na okolní prostředí má za následek vznik zvukových vln. Zvuky generované ventilátory obsahují tónovou i širokopásmovou složku. Aerodynamický hluk ventilátorů závisí na řadě faktorů jako otáčky, druh oběžného kola, průměr oběžného kola, tvar a rozměr lopatek apod. Při měření frekvenčních spekter ventilátorů lze pozorovat opakující se tónové složky. Tato vlastnost je důsledkem lopatkové frekvence, která vzniká periodickým kolísáním zatížení lopatek v důsledku nehomogenního proudění na vstupu do ventilátoru. Průběh

frekvenčního spektra se špičkami představující lopatkovou frekvencí je patrný na obr. 4.6. Lopatkové frekvence na obr. 4.6 jsou značeny BPF, což je zkratka anglického výrazu pro lopatkovou frekvenci „*blade passing frequency*“. Vztah popisující tento jev slouží pro odhad frekvence, kde by se mohla vyskytnout tónová složka a závisí na počtu lopatek z [–], otáčkách oběžného kola n [ot/min] a jejich celočíselných násobků k [–]. [25] [31]

$$f = \frac{z \cdot n \cdot k}{60} \text{ [Hz]} \quad (4.7)$$



Obr. 4.5 Frekvenční spektrum axiálního ventilátoru [31]

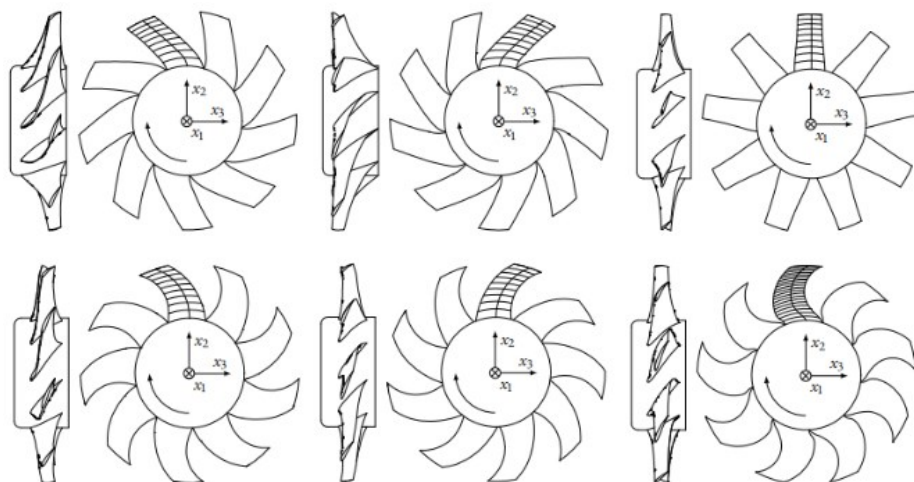
Mezi hlavní zdroje širokopásmové složky lze řadit obtékání náběžné hrany lopatky, odtržení mezní vrstvy od lopatky nebo překážky na sání a výtlaku ventilátoru. Pro axiální ventilátory je specifický hluk vznikající mezi oběžným kolem a pláštěm ventilátoru, kde dochází k silnému turbulentnímu proudění. U radiálních ventilátorů dochází k interakci turbulentního proudění vystupujícího z oběžného kola s jazykem (v anglické terminologii „*cut-off*“), kvůli čemu dochází k vibracím celé spirální skříně, ze které se následně stává zdroj hluku. Radiální ventilátory s dopředu zahnutými lopatkami jsou specifické růstem hlučnosti s množstvím dopravovaného vzduchu. Naopak ostatní konstrukce radiálních ventilátorů dle dostupných zdrojů dosahují nejlepších akustických vlastností v bodě největší účinnosti. [17] [25] [31]

4.2. Konstrukční řešení pro snížení hlučnosti

Na hlučnost ventilátoru je vhodné pamatovat již ve fázi vývojového stádia. Součásti, které konstruktéři primárně optimalizují z hlediska hluku jsou lopatky oběžného kola nebo části pláště. Problematika proudění je poměrně výpočetně náročná, a proto se využívá moderních nástrojů v podobě CFD simulací. [32]

4.2.1. Axiální ventilátory

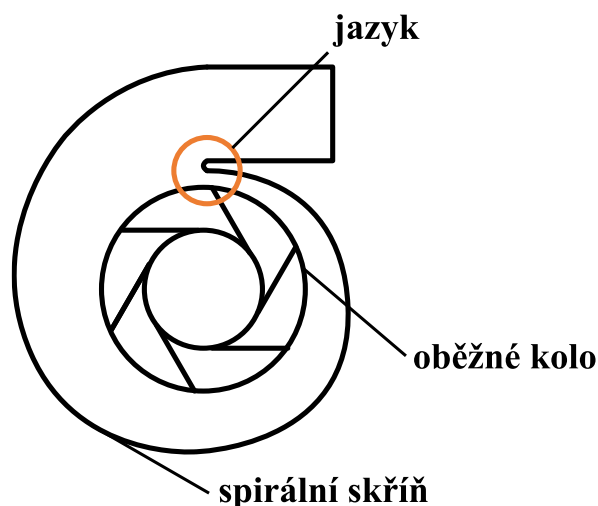
Pro dosažení lepších akustických parametrů u axiálních ventilátoru je primárním předmětem úprav tvar lopatek oběžného kola. Výrobci k této problematice přistupují různě, avšak lze pozorovat některé trendy. Příkladem budiž vroubky na odtokových hranách lopatek, které optimalizují proudění vzduchu a snižují hluk při odtrhávání vírů. Podobnou modifikací je úprava konců profilu lopatky, kdy není lopatka ukončena ostrou hranou, ale ploškou. Samotná geometrie oběžného kola taktéž doznává úprav. Redukce hluku je dosahováno zešikmením, zkosením nebo zvlněním lopatek viz obr. 4.6, popř. jejich kombinací. Dalším bodem zájmu je usměrnění proudění do ventilátoru, které zajišťuje sací dýza a je součástí pláště. Cílem je dosažení co nejvíce homogenního proudění na vstupu do oběžného lopatkového kola ventilátoru a snížení turbulencí v oblasti mezi velkým průměrem oběžného kola a pláštěm ventilátoru. V souvislosti se snížením otáček ventilátoru lze dosáhnout znatelného snížení hlučnosti, čemuž lze dopomoci instalací difuzoru na stranu výtlaku. Jak již bylo popsáno v kapitole 3.1.3., difuzor přeměňuje dynamický tlak na statický, sníží se tak tlaková ztráta na výtlaku a vzroste objem dopravovaného vzduchu. Pro zachování stejného průtoku vzduchu je tak nutné snížit otáčky ventilátoru, čímž klesne i hlučnost. [32] [33] [34]



Obr. 4.6 Příklady geometrie lopatek oběžných kol axiálního ventilátoru [33]

4.2.2. Radiální ventilátory

Situace u radiálních ventilátorů je obdobná jako u axiálních ventilátorů. Předmětem konstrukčních úprav z hlediska akustické optimalizace je taktéž oběžné kolo spolu s pláštěm. U radiálních ventilátorů je jedním z hlavních bodů zájmu tzv. jazyk, který je vyznačený na obr. 4.7 a je součástí pláště. Parametry ovlivňující hlučnost jsou vzdálenost jazyku od radiálního oběžného kola a zaoblení jazyku. Zvětšením vzdálenosti jazyku dojde ke snížení tónové složky hluku, naroste však složka širokopásmová. Dostupné zdroje uvádějí, že znatelného snížení hlučnosti lze dosáhnout buď nakloněním lopatek oběžného kola (cca 12°) nebo úpravou geometrie jazyku. V případě použití obou opatření nedojde k výrazné změně oproti optimalizaci pouze jedné součásti. Naklonění lopatek oběžného kola není příliš využíváno, neboť výroba takových kol je nákladná a je tak substituováno sklonem jazyka a jeho zaoblením. Dalším požadavkem pro snížení hlučnosti, podobně jako u axiálních ventilátorů, je homogenní proudění na vstupu do ventilátoru, což je u radiálních ventilátorů zajišťováno opět sací dýzou. [35] [36]



Obr. 4.7 Zjednodušené schéma radiálního ventilátoru se zvýrazněným jazykem

4.3. Teoretické výpočty hlučnosti ventilátoru

Je zřejmé, že jedním z přání technické veřejnosti by byl relativně jednoduchý vzorec, díky kterému by na základě provozních parametrů bylo možné stanovit hlučnost ventilátoru. Touto problematikou se zabývalo více autorů, jmenovitě lze zmínit autory Eck, Judin, Beranek, Lighthill a další. Vztahy jednotlivých autorů se liší zejména použitými parametry pro výpočet. Je nutné podotknout, že výsledky jsou spíše informativního charakteru a nejpřesnějších výsledků je dosaženo měřením. Eck odvodil vztah, který určuje celkový akustický výkon ventilátoru

$$W = K \cdot \Delta p \cdot \dot{V} \cdot \left(\frac{1}{\eta} - 1\right) [W] \quad (4.8)$$

kde $\Delta p [Pa]$ je celkový dopravní tlak ventilátoru, $\dot{V} [m^3/s]$ je průtok vzduchu ventilátorem, $\eta [-]$ je účinnost ventilátoru a $K [-]$ je konstanta úměrnosti závislá na typu ventilátoru. [17] [25] [32]

Judin, který předpokládal dipólový charakter vyzařování, odvodil vztah určující celkový akustický výkon na základě provozních parametrů a rozměrů ventilátoru

$$W = K \cdot \frac{\rho}{c^3} \cdot u^6 \cdot D^2 [W] \quad (4.9)$$

kde $\rho [kg/m^3]$ je hustota vzduchu, $c [m/s]$ je rychlost zvuku, $u [m/s]$ je obvodová rychlost oběžného kola ventilátoru, $D [m]$ je velký průměr oběžného kola a $K [-]$ je konstanta úměrnosti závislá na typu ventilátoru. [25]

Rovnice 4.8 a 4.9 jsou závislé na konstantě úměrnosti K , která závisí na Machově čísle definovaném pro ventilátory a jeho exponentu n . V tab. 4.4 jsou uvedeny hodnoty exponentu n odvozené pro konkrétní typy ventilátorů. [25]

$$K = (Ma)^n = \left(\frac{u}{c}\right)^n [-] \quad (4.10)$$

Tab. 4.4 Exponent Machova čísla v závislosti na zdroji hluku [25]

Zdroj hluku	Exponent n
Radiální ventilátor	2
Axiální ventilátor	2,5

Na základě rovnic 4.8 a 4.9, jejich úprav a dosazení vztahů platných pro ventilátory, kde $\Delta p \approx u^2$ a $\dot{V} \approx D^2 \cdot u$, byl odvozen výraz pro stanovení hladiny akustického výkonu

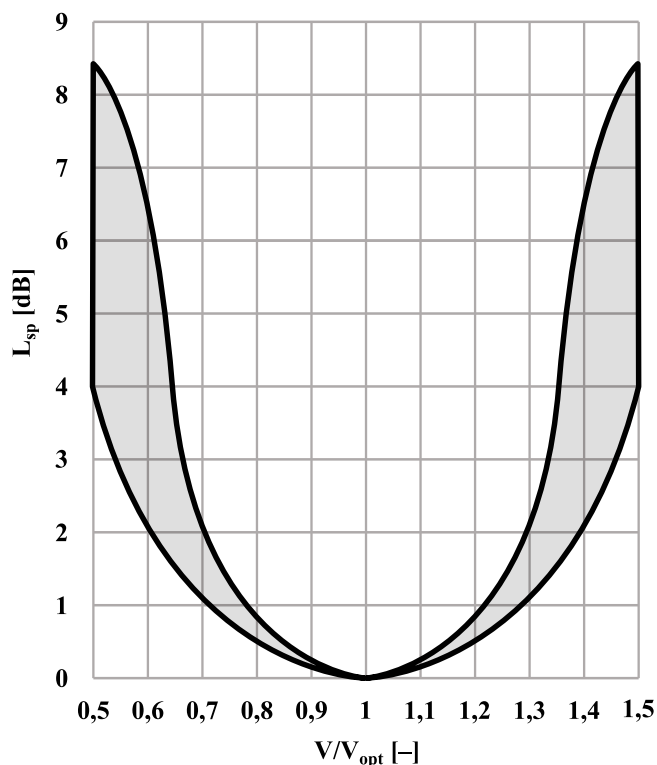
$$L_w = L_{sp} + 10 \log \dot{V} + 20 \log \Delta p [dB] \quad (4.11)$$

kde $L_{sp} [dB]$ je specifická hladina akustického výkonu. Jedná se o konstantu odpovídající akustickému výkonu ventilátoru, který dopravuje $1 m^3/s$ vzduchu při tlaku $1 Pa$. V případě dobře navržených ventilátorů provozovaných v optimálním bodě charakteristiky odpovídá specifická hladina hodnotě $L_{sp} = 1 \pm 4 dB$. Tento interval lze používat pouze za předpokladu, že do rovnice 4.11 je dosazováno v m^3/h a Pa . Specifická hladina akustického výkonu roste v případě, pokud není ventilátor provozován v bodě své nejvyšší účinnosti. Tuto závislost zobrazuje obr. 4.8, kde V_{opt} značí průtok vzduchu v ideálním bodě charakteristiky. Dále je z obrázku patrné, že provoz

v neoptimálním bodě může způsobit nárůst specifické hladiny akustického výkonu až o 9 dB. [25]

Na základě praktického používání známých výpočetních vztahů, které opomíjely některé parametry jako účinnost nebo rozměry oběžného kola, byl odvozen přesnější vztah pro stanovení hladiny akustického výkonu. [25]

$$L_w = L_{sp} + 20 \log \frac{\dot{V} \Delta p}{D} + 10 \log \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) \text{ [dB]} \quad (4.12)$$

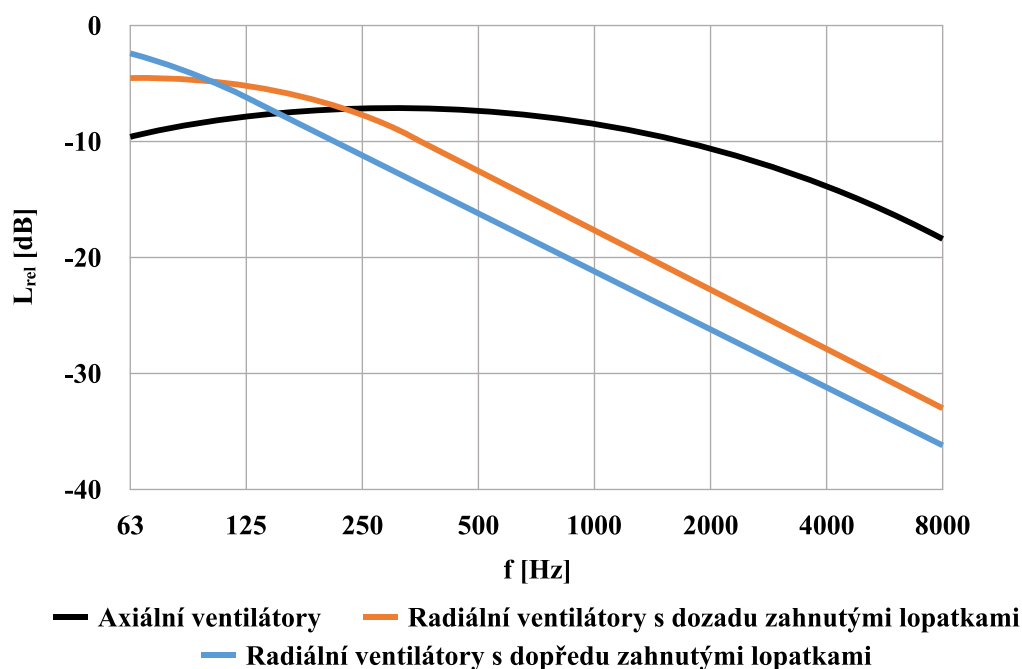


Obr. 4.8 Specifická hladina akustického výkonu dle [25]

Vzhledem k tomu, že vyhodnocování hlučnosti ventilátoru je výhodné realizovat v oktákových pásmech, lze z teoretických vztahů 4.11 a 4.12 dopočítat spektrální rozložení hladiny akustického výkonu na základě relativních spekter v závislosti na typu ventilátoru. Pro určení akustického výkonu v oktákových pásmech lze vycházet z následujícího vztahu

$$L_{wo} = L_w + L_{rel} \text{ [dB]} \quad (4.13)$$

kde $L_{wo} \text{ [dB]}$ je hladina akustického výkonu v oktákovém pásmu, $L_w \text{ [dB]}$ je celková hladina akustického výkonu a $L_{rel} \text{ [dB]}$ je relativní hladina určující tvar spektra. Hodnotu L_{rel} je možné odečíst z obr. 4.9, kde jsou vyneseny křivky odpovídající relativním spektrům dle typu ventilátoru. [25]



Obr. 4.9 Křivky relativních spekter ventilátorů dle [25]

Americká profesní asociace pro vytápění, chlazení a klimatizaci (ASHRAE) doporučuje pro stanovení hladiny akustického výkonu používat vztah

$$L_w = K_F + 10 \log \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{REF}} + 10 \log \frac{\Delta p}{\Delta p_{REF}} + C_{EFF} + C_{BFI} \text{ [dB]} \quad (4.14)$$

kde K_F [dB] je spektrální konstanta závislá na typu ventilátoru viz tab. 4.5, \dot{V} [l/s] je dopravované množství vzduchu, \dot{V}_{REF} [l/s] je referenční množství vzduchu odpovídající 0,472 l/s, Δp [Pa] je dopravní tlak ventilátoru, Δp_{REF} [Pa] je referenční dopravní tlak ventilátoru 249 Pa, C_{EFF} [dB] je koeficient korekce účinnosti viz tab. 4.6 a C_{BFI} [dB] je korekce přírůstku lopatkové frekvence viz tab. 4.7. [32] [37]

Tab. 4.5 Spektrální konstanta K_F dle typu ventilátoru a oktávového pásma dle [37]

Typ ventilátoru		Střední oktávová frekvence [Hz]							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Radiální s dozadu zahnutými lopatkami	$D \geq 0,9$ m	40	40	39	34	30	23	19	17
	$D < 0,9$ m	45	45	43	39	34	28	24	19
Radiální s dopředu zahnutými lopatkami		53	53	43	36	36	31	26	21
Axiální	$D \geq 1$ m	51	46	47	49	47	46	39	37
	$D < 1$ m	48	47	49	53	52	51	43	40

Tab. 4.6 Koeficient korekce účinnosti C_{EFF} dle [37]

η_{rel} [%]	90–100	85–89	75–84	65–74	55–64	50–54	< 50
C_{EFF} [dB]	0	3	6	9	12	15	16

Pro určení relativní účinnosti η_{rel} se použije vztah dle [37], který byl upraven a převeden na metrické jednotky v literatuře [32]

$$\eta_{rel} = \frac{100 \cdot \dot{V} \cdot \Delta p}{6356 \cdot 746 \cdot P \cdot \eta_{max}} \text{ [dB]} \quad (4.15)$$

kde η_{max} je maximální dosažitelná účinnost ventilátoru a P [W] je jmenovitý příkon ventilátoru. [32] [37]

Tab. 4.7 Korekce přírůstku lopatkové frekvence C_{BFI} dle [37]

Typ ventilátoru	Střední oktávová frekvence [Hz]	C_{BFI} [dB]
Radiální s dozadu zahnutými lopatkami	250	3
Radiální s dopředu zahnutými lopatkami	500	2
Axiální	63	7

Je-li hodnota hladiny akustického výkonu uváděna při známých otáčkách oběžného kola, lze této informaci využít pro stanovení hodnoty akustického výkonu při provozu ventilátoru v jiném pracovním bodě. Vztah vychází ze skutečnosti, že dopravní tlak je funkcí druhé mocniny otáček a dopravované množství lineárně roste s otáčkami ventilátoru.

$$L_w = 50 \log \frac{n_1}{n_2} = 50 \log \frac{u_1}{u_2} \text{ [dB]} \quad (4.16)$$

kde n_1, n_2 [ot/min] jsou otáčky ventilátoru a u_1, u_2 [m/s] jsou obvodové rychlosti lopatkového kola. [25]

Z rovnic lze usuzovat, že hlučnost ventilátoru závisí na dopravním tlaku, který by měl v ideálním případě odpovídat tlakovým ztrátám v potrubní síti. Dojde-li k nárůstu tlakových ztrát na dvojnásobek, projeví se tato skutečnost zvýšením akustického výkonu o 6 dB. Podobnou souvislost lze uplatnit i v rámci množství dopravovaného vzduchu. Zde platí, že zdvojnásobení množství vzduchu dopravovaného ventilátorem se projeví zvýšením akustického výkonu o 3 dB. Největší vliv na hlučnost ventilátoru však mají otáčky oběžného kola. Dvojnásobné zvýšení otáček se projeví zvýšením akustického výkonu o 15 dB, což je skutečně markantní rozdíl. [25] [32]

5. Analytická část

5.1. Porovnání teoretických výpočtů s katalogovými hodnotami

Pro porovnání teoretických výpočetních postupů s katalogovými hodnotami byl zvolen vztah 4.14 doporučený ASHRAE a vztah 4.11 z důvodů své jednoduchosti a zapamatovatelnosti, o kterém je dále zjednodušeně referováno jako „Kvalifikovaný odhad“. Vztah 4.14 vychází z tabelovaných hodnot pro jednotlivé oktávové frekvence. Vztahem 4.11 je získána pouze jednočíslná hodnota, která je pro účely porovnání rozložena do oktávových pásem pomocí relativních spekter dle typu ventilátoru viz obr. 4.9. Jelikož výrobci uvádějí nejčastěji hodnoty akustického výkonu s korekcí váhovým filtrem A, je u teoreticky získaných hodnot taktéž zohledněna korekce váhovým filtrem A. Pracovní body jednotlivých ventilátorů byly voleny v bodě nejvyšší účinnosti. Pro porovnání byly zvoleny 3 kategorie ventilátorů používaných v průmyslu, a to radiální s dopředu zahnutými lopatkami, radiální s dozadu zahnutými lopatkami a axiální. Každá kategorie je zastoupena 10 ventilátory, které se lišily velikostí, provozními otáčkami nebo způsobem přenosu krouticího momentu. Přílohou práce je soubor obsahující veškeré katalogové hodnoty udávané výrobcí. V hlavičce je obsažen kód (např. P10), který koresponduje s kódem uváděným na řádce „příloha“ u každého ventilátoru a původní zdroj dat (např. návrhový software výrobce). Výpočet a grafické znázornění dat proběhlo pomocí programu Excel, soubor s výpočty je taktéž součástí příloh.

Pro porovnání byly vybírány ventilátory těch výrobců, kteří poskytují akustická data v oktávových pásmech. Na trhu existuje poměrně velké množství výrobců, bohužel není pravidlem, že by akustická data byla standardně poskytována v oktávových pásmech. Dále se jednotliví výrobci velmi liší v prezentaci dat, kdy někteří poskytují interaktivní návrhový systém, kde se hodnoty hladin akustického výkonu mění se zvoleným pracovním bodem. Jiní výrobci uvádějí hodnoty hladin akustického výkonu pro určitý pracovní bod, často se jedná o pracovní bod, kde ventilátor dosahuje nejvyšší účinnosti. Dále se lze setkat s výrobcí, kteří sice uvádějí hlučnost v oktávových pásmech, ale není zřejmé, v jakém pracovním bodě byly hodnoty naměřeny. Nejhorší variantou je uvedení pouze jednočíslné hodnoty hladiny akustického tlaku s váženým filtrem A v nespecifikované vzdálenosti od zdroje. Takto uvedená hodnota je nic neříkající a má stejný informativní charakter, jako kdyby hlučnost nebyla uváděna vůbec.

5.1.1. Radiální ventilátory s dopředu zahnutými lopatkami

Elektrodesign CHMT/4 500 11

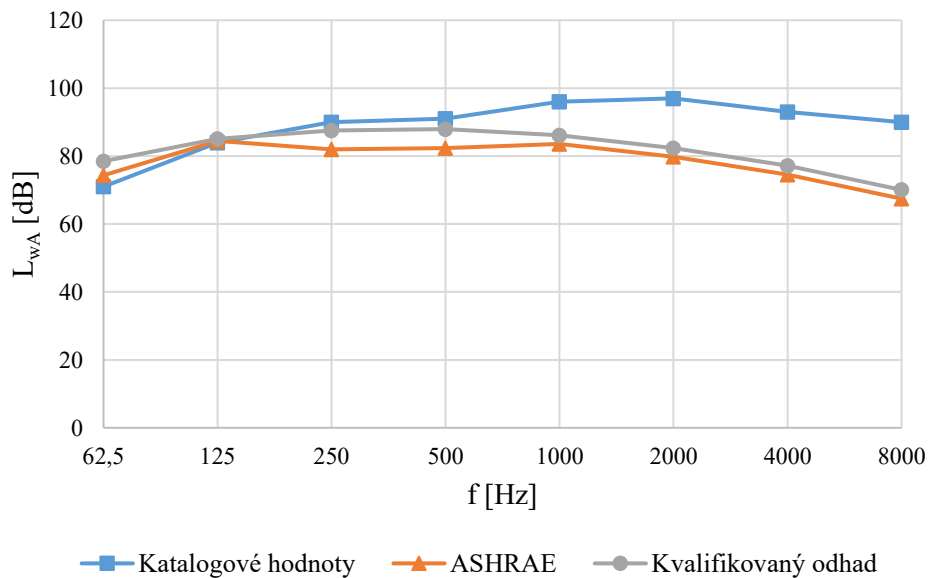
Průměr oběžného kola: 500 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 11250 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 2150 \text{ Pa}$

Příloha: P1 [38]

Tab. 5.1 Akustické parametry ventilátoru Elektrodesign CHMT/4 500 11

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	71	84	90	91	96	97	93	90	102
ASHRAE	L_w [dB]	101	101	91	86	84	79	74	69	104
	L_{wA} [dB]	74	84	82	82	84	80	75	67	90
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	107
	L_w [dB]	105	101	96	91	86	81	76	71	107
	L_{wA} [dB]	78	85	88	88	86	82	77	70	93

Elektrodesign CHMT/4 500 11



Obr. 5.1 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru Elektrodesign CHMT/4 500 11

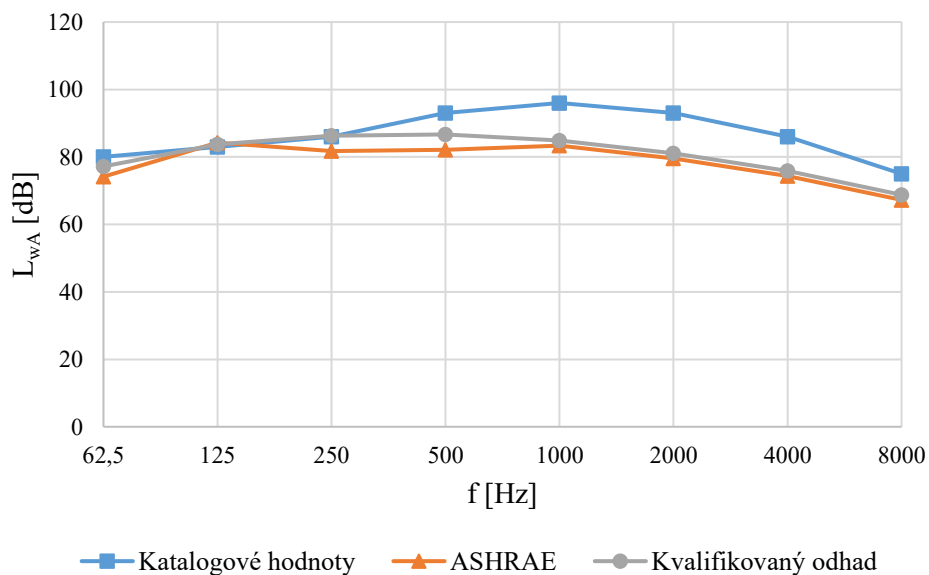
Ferrari FS 501/4 P4A 15 kWPrůměr oběžného kola: 500 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 13680 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 1681 \text{ Pa}$

Příloha: P2 [39]

Tab. 5.2 Akustické parametry ventilátoru Ferrari FS 501/4 P4A 15 kW

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	80	83	86	93	96	93	86	75	100
ASHRAE	L_w [dB]	100	100	90	85	83	78	73	68	104
	L_{wA} [dB]	74	84	82	82	83	80	74	67	90
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	106
	L_w [dB]	103	100	95	90	85	80	75	70	106
	L_{wA} [dB]	77	84	86	87	85	81	76	69	92

Ferrari FS 501/4 P4A 15 kW



Obr. 5.2 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru Ferrari FS 501/4 P4A 15 kW

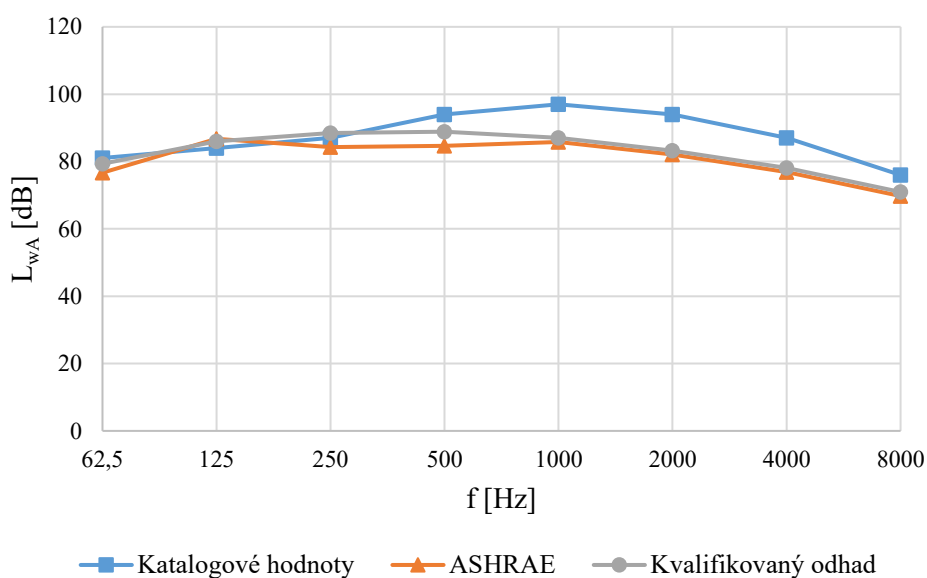
Ferrari FS 711/6 P4A 22 kWPrůměr oběžného kola: 710 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 26064 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 1567 \text{ Pa}$

Příloha: P3 [39]

Tab. 5.3 Akustické parametry ventilátoru Ferrari FS 711/6 P4A 22 kW

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	81	84	87	94	97	94	87	76	101
ASHRAE	L_w [dB]	103	103	93	88	86	81	76	71	106
	L_{wA} [dB]	77	87	84	85	86	82	77	70	92
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	108
	L_w [dB]	106	102	97	92	87	82	77	72	108
	L_{wA} [dB]	79	86	88	89	87	83	78	71	94

Ferrari FS 711/6 P4A 22 kW



Obr. 5.3 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru Ferrari FS 711/6 P4A 22 kW

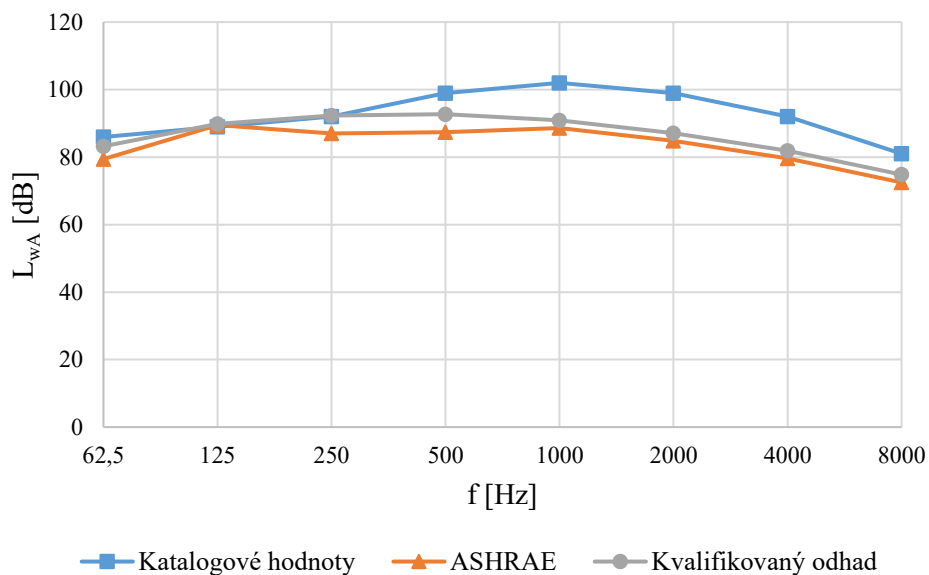
Ferrari FS 801/6 P4A 55 kWPrůměr oběžného kola: 800 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 37800 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 2028 \text{ Pa}$

Příloha: P4 [39]

Tab. 5.4 Akustické parametry ventilátoru Ferrari FS 801/6 P4A 55 kW

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	86	89	92	99	102	99	92	81	106
ASHRAE	L_w [dB]	106	106	96	91	89	84	79	74	109
	L_{wA} [dB]	79	89	87	87	89	85	80	72	95
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	112
	L_w [dB]	109	106	101	96	91	86	81	76	112
	L_{wA} [dB]	83	90	92	93	91	87	82	75	98

Ferrari FS 801/6 P4A 55 kW



Obr. 5.4 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru Ferrari FS 801/6 P4A 55 kW

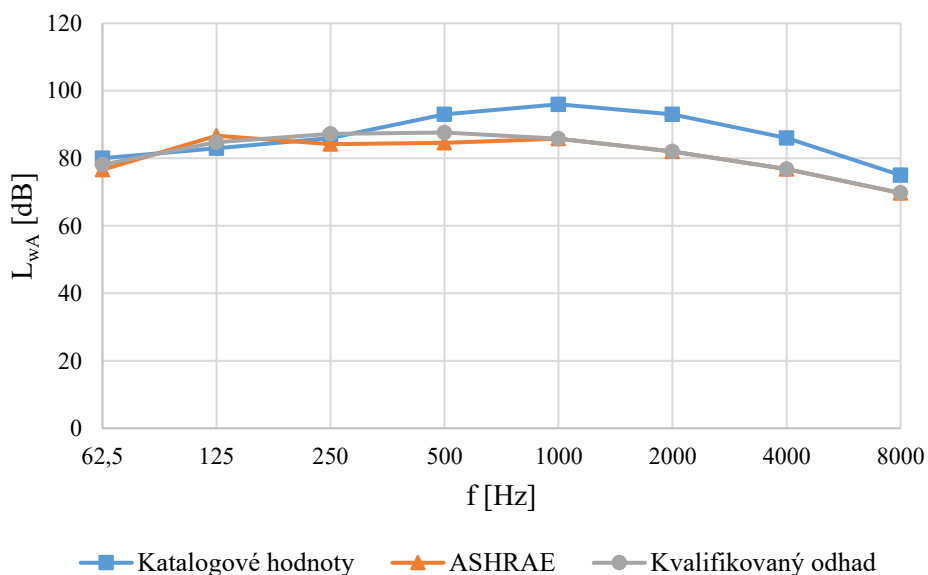
Ferrari FS 801/6 P9A Z 44 kWPrůměr oběžného kola: 800 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 33516 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 1202 \text{ Pa}$

Příloha: P5 [39]

Poznámka: pohon řemenovým převodem

Tab. 5.5 Akustické parametry ventilátoru Ferrari FS 801/6 P9A Z 44 kW

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	80	83	86	93	96	93	86	75	100
ASHRAE	L_w [dB]	103	103	93	88	86	81	76	71	106
	L_{wA} [dB]	77	87	84	85	86	82	77	70	92
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	107
	L_w [dB]	104	101	96	91	86	81	76	71	107
	L_{wA} [dB]	78	85	87	88	86	82	77	70	93

Ferrari FS 801/6 P9A Z 44 kW

Obr. 5.5 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru Ferrari FS 801/6 P9A Z 44 kW

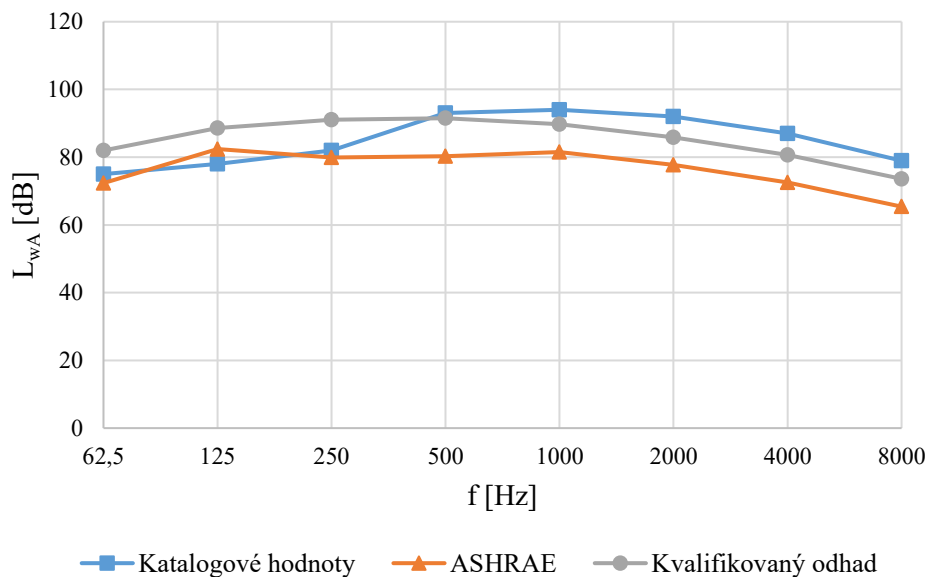
Ferrari FC 711/2 P4A 11 kWPrůměr oběžného kola: 710 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 1922 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 7879 \text{ Pa}$

Příloha: P6 [39]

Poznámka: vysokotlaké provedení

Tab. 5.6 Akustické parametry ventilátoru Ferrari FC 711/2 P4A 11 kW

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	75	78	82	93	94	92	87	79	98
ASHRAE	L_w [dB]	99	99	89	84	82	77	72	67	102
	L_{wA} [dB]	72	82	80	80	82	78	73	65	88
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	111
	L_w [dB]	108	105	100	95	90	85	80	75	111
	L_{wA} [dB]	82	89	91	92	90	86	81	74	97

Ferrari FC 711/2 P4A 11 kW

Obr. 5.6 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru Ferrari FC 711/2 P4A 11 kW

Ferrari FC 711/2 P1A 7,5 kW

Průměr oběžného kola: 710 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 1865 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 7368 \text{ Pa}$

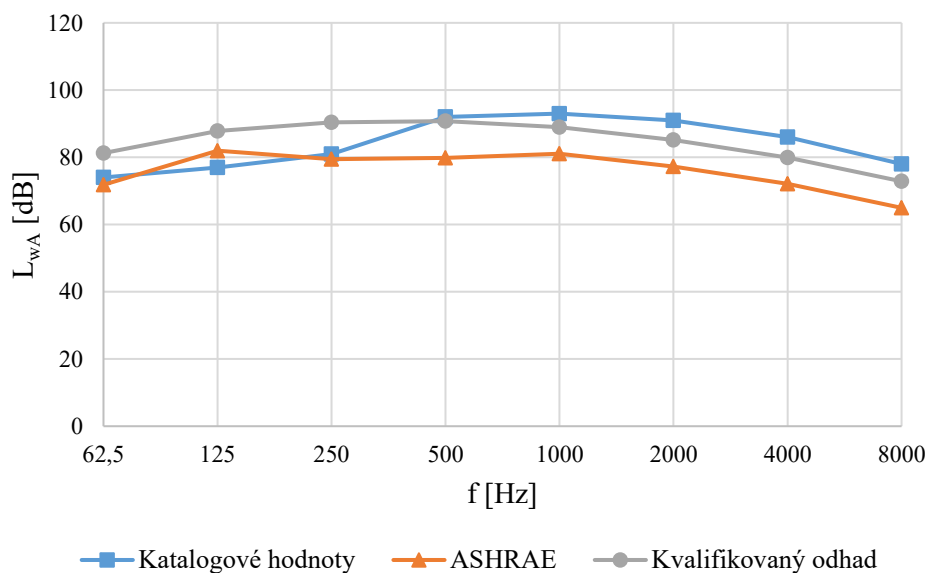
Příloha: P7 [39]

Poznámka: vysokotlaké provedení, pohon řemenovým převodem

Tab. 5.7 Akustické parametry ventilátoru Ferrari FC 711/2 P1A 7,5 kW

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	74	77	81	92	93	91	86	78	97
ASHRAE	L_w [dB]	98	98	88	83	81	76	71	66	101
	L_{wA} [dB]	72	82	79	80	81	77	72	65	87
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	110
	L_w [dB]	107	104	99	94	89	84	79	74	110
	L_{wA} [dB]	81	88	90	91	89	85	80	73	96

Ferrari FC 711/2 P1A 7,5 kW



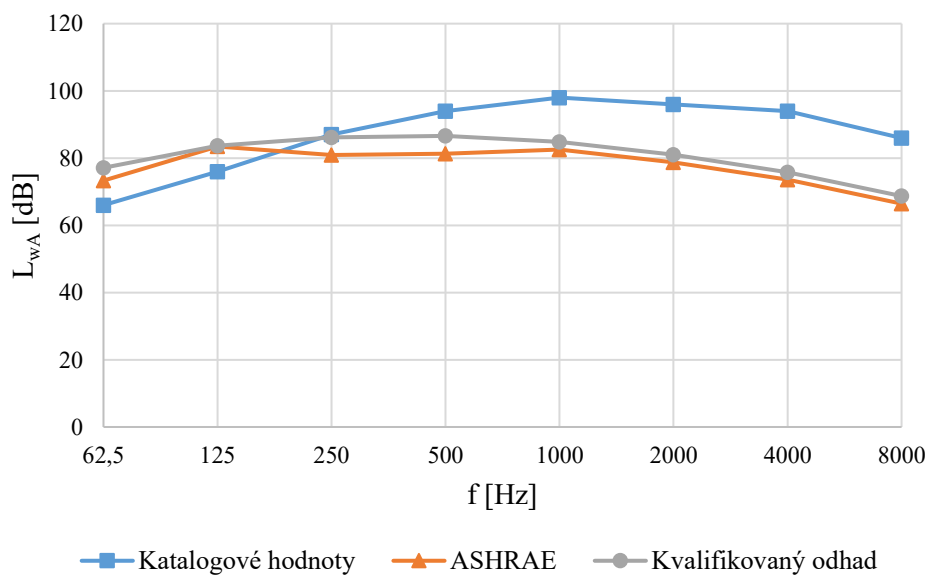
Obr. 5.7 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru Ferrari FC 711/2 P1A 7,5 kW

Sodeca CMP-2050-4T-15Průměr oběžného kola: 500 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 9600 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 1990 \text{ Pa}$

Příloha: P8 [40]

Tab. 5.8 Akustické parametry ventilátoru Sodeca CMP-2050-4T-15

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	66	76	87	94	98	96	94	86	102
ASHRAE	L_w [dB]	100	100	90	85	83	78	73	68	103
	L_{wA} [dB]	73	83	81	81	83	79	74	66	89
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	106
	L_w [dB]	103	100	95	90	85	80	75	70	106
	L_{wA} [dB]	77	84	86	87	85	81	76	69	92

Sodeca CMP-2050-4T-15

Obr. 5.8 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru Sodeca CMP-2050-4T-15

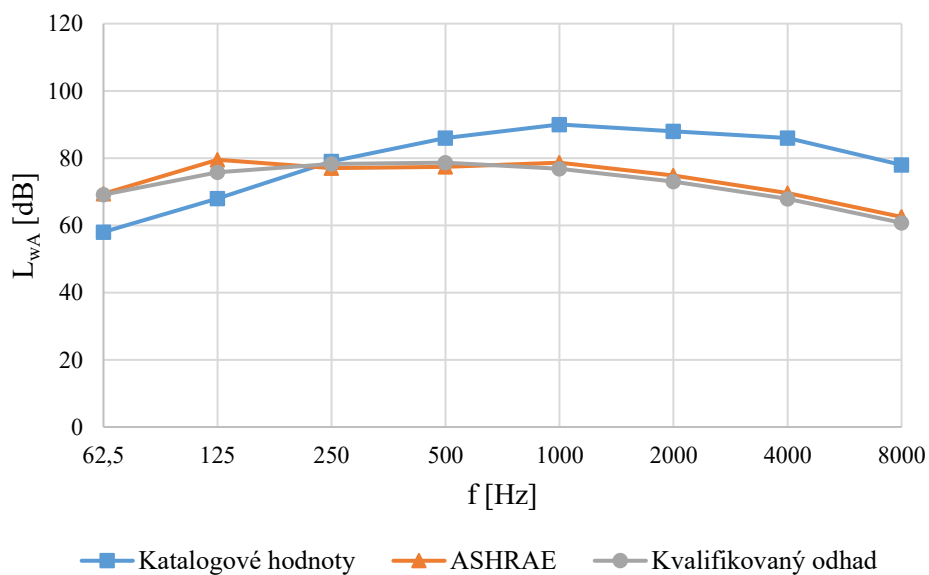
Sodeca CMP-2050-6TPrůměr oběžného kola: 500 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 9750 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 790 \text{ Pa}$

Příloha: P9 [40]

Tab. 5.9 Akustické parametry ventilátoru Sodeca CMP-2050-6T

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	58	68	79	86	90	88	86	78	94
ASHRAE	L_w [dB]	96	96	86	81	79	74	69	64	99
	L_{wA} [dB]	69	80	77	77	79	75	70	63	85
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	98
	L_w [dB]	95	92	87	82	77	72	67	62	98
	L_{wA} [dB]	69	76	78	79	77	73	68	61	84

Sodeca CMP-2050-6T



Obr. 5.9 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru Sodeca CMP-2050-6T

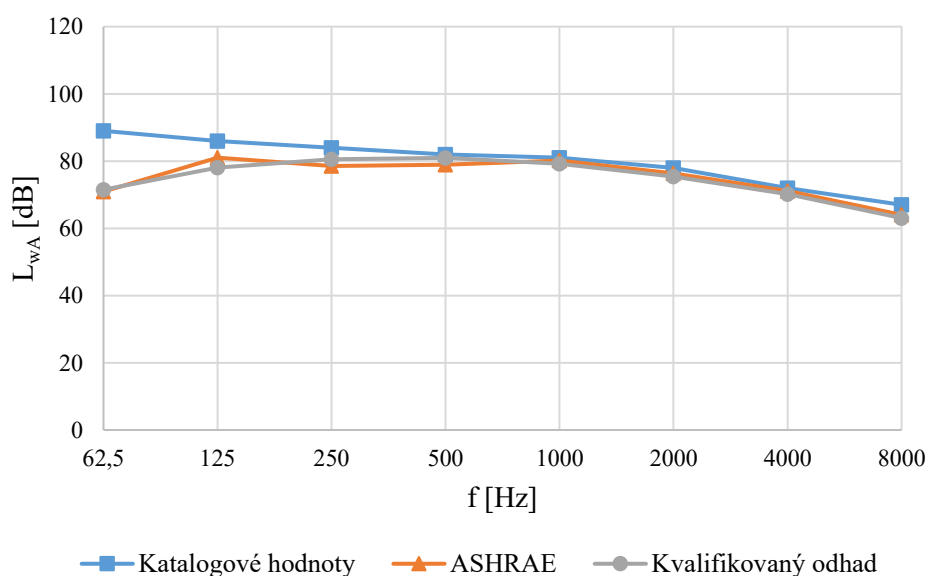
Comefri TLE 630

Průměr oběžného kola: 630 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 11500 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 950 \text{ Pa}$

Příloha: P10 [41]

Tab. 5.10 Akustické parametry ventilátoru Comefri TLE 630

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	89	86	84	82	81	78	72	67	93
ASHRAE	L_w [dB]	97	97	87	82	80	75	70	65	100
	L_{wA} [dB]	71	81	79	79	80	76	71	64	87
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	100
	L_w [dB]	98	94	89	84	79	74	69	64	100
	L_{wA} [dB]	71	78	81	81	79	75	70	63	86

Comefri TLE 630

Obr. 5.10 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru Comefri TLE 630

5.1.2. Komentář k výsledkům

V této části byly porovnávány katalogové hodnoty radiálních ventilátorů s dopředu zahnutými lopatkami s teoretickými výpočty. Pro porovnání byly vybrány různé velikosti oběžných kol od 4 různých výrobců, kteří pro tuto kategorii měli dostupné akustické parametry v oktákových pásmech. Dále byly zařazeny 2 ventilátory, které se svou charakteristikou řadí mezi vysokotlaké. Ventilátory se taktéž liší použitými elektromotory a jejich otáčkami v závislosti na počtu pólů (dvoupólové, čtyřpólové, šestipólové).

Z grafického znázornění výsledků je patrné, že mezi výsledky platných pro středotlaké a nízkotlaké provedení ventilátorů lze pozorovat jistou korelaci. Od střední oktákové frekvence 500 Hz katalogové hodnoty převyšují hodnoty vypočtené, naopak u nižších frekvencí je výpočet nad hodnotami výrobce, popř. jim odpovídá. Vzorek dat je poměrně malý, avšak ze získaných hodnot lze usuzovat, že zavedením korekce pro střední oktákové frekvence 500 až 8000 Hz by bylo možné dosáhnout hodnot, které by lépe reflektovaly data uváděná výrobcem. Jediný ventilátor, který v těchto oktákových pásmech odpovídá výpočtům je Comefri TLE 630 (tab. 5.10, obr. 5.10). V katalogu výrobce uvádí jednočíselnou hodnotu a tabulku korekcí dle typu ventilátoru, díky čemuž je možné získat hodnoty v oktákových pásmech. Je tedy pravděpodobné, že samotný výrobce vychází z podobných výpočetních vztahů, a proto jsou výsledky velmi podobné. U vysokotlakých provedení lze pozorovat, že výpočet ASHRAE poměrně dobře odpovídá katalogovým hodnotám na středních oktákových frekvencích 62,5 až 250 Hz, poté katalogové hodnoty vzrostou podobně jako u ostatních provedení. Kvalifikovaný odhad je u tohoto typu na nízkých frekvencích vyšší, na střední oktákové frekvenci 500 Hz odpovídá katalogu a na vyšších frekvencích je hodnota nižší než katalogová. Celková hladina akustického výkonu L_{WA} obou výpočetních metod je u středotlakých a nízkotlakých ventilátorů podhodnocená oproti katalogovým hodnotám. U vysokotlakých ventilátorů celková hladina akustického výkonu L_{WA} získána rychlým odhadem poměrně dobře odpovídám hodnotám uvedených v katalogu.

5.1.3. Radiální ventilátory s dozadu zahnutými lopatkami

Ferrari FR 711/4 N4A 15 kW

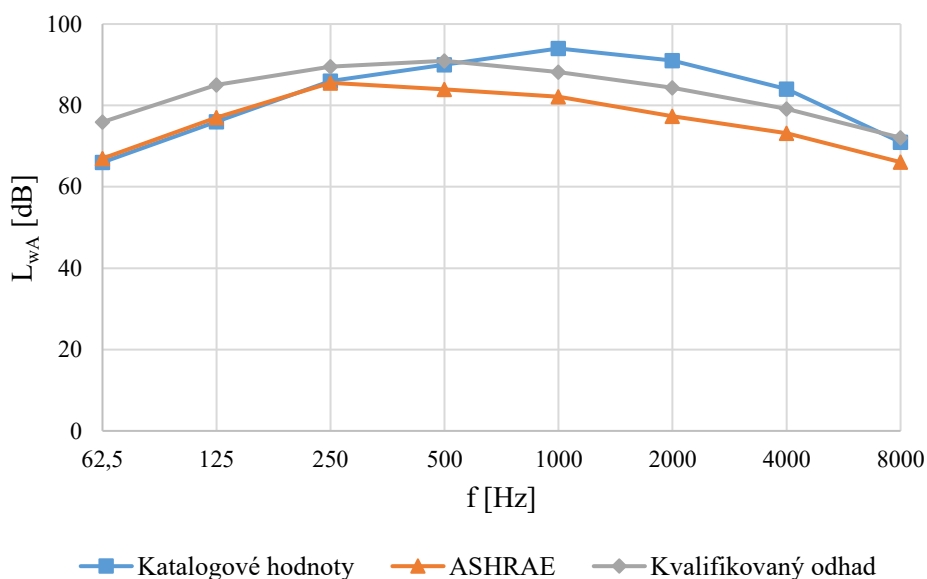
Průměr oběžného kola: 710 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 18540 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 1493 \text{ Pa}$

Příloha: P11 [39]

Tab. 5.11 Akustické parametry ventilátoru Ferrari FR 711/4 N4A 15 kW

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	66	76	86	90	94	91	84	71	97
ASHRAE	L_w [dB]	93	93	94	87	82	76	72	67	99
	L_{wA} [dB]	67	77	86	84	82	77	73	66	90
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	106
	L_w [dB]	102	101	98	94	88	83	78	73	106
	L_{wA} [dB]	76	85	90	91	88	84	79	72	95

Ferrari FR 711/4 N4A 15 kW



Obr. 5.11 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru Ferrari FR 711/4 N4A 15 kW

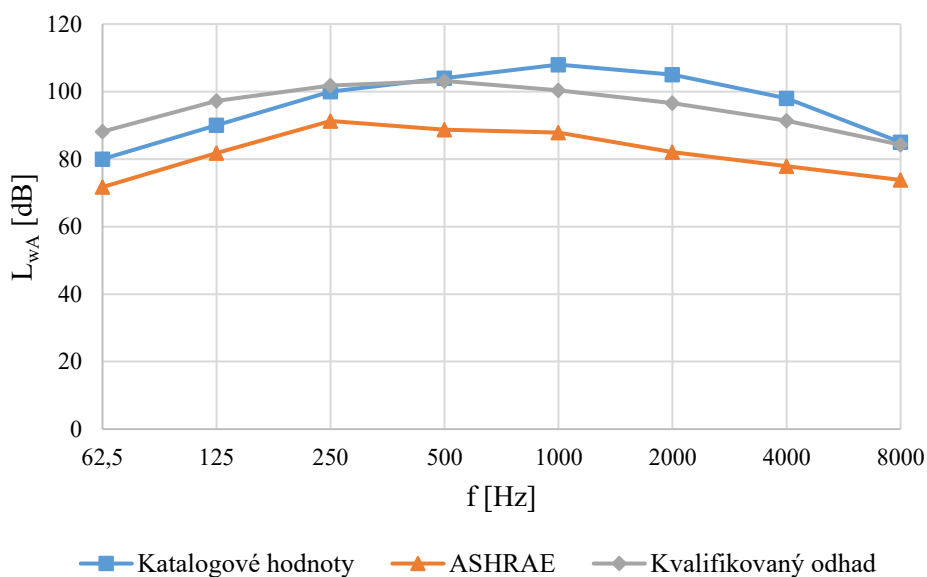
Ferrari FR 1401/6 N4A 110 kWPrůměr oběžného kola: 1400 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 99900 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 2631 \text{ Pa}$

Příloha: P12 [39]

Tab. 5.12 Akustické parametry ventilátoru Ferrari FR 1401/6 N4A 110 kW

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	80	90	100	104	108	105	98	85	111
ASHRAE	L_w [dB]	98	98	100	92	88	81	77	75	104
	L_{wA} [dB]	72	82	91	89	88	82	78	74	95
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	118
	L_w [dB]	114	113	110	106	100	95	90	85	118
	L_{wA} [dB]	88	97	102	103	100	97	91	84	108

Ferrari FR 1401/6 N4A 110 kW



Obr. 5.12 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru Ferrari FR 1401/6 N4A 110 kW

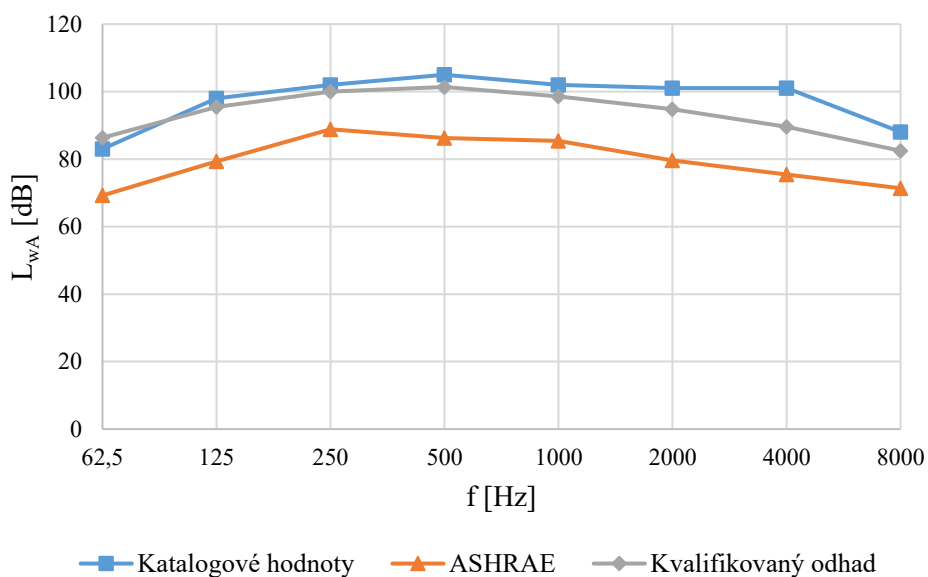
Ferrari MEC 1001/4 N4A 55 kWPrůměr oběžného kola: 1000 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 48240 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 3065 \text{ Pa}$

Příloha: P13 [39]

Tab. 5.13 Akustické parametry ventilátoru Ferrari MEC 1001/4 N4A 55 kW

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	83	98	102	105	102	101	101	88	110
ASHRAE	L_w [dB]	95	95	97	89	85	78	74	72	101
	L_{wA} [dB]	69	79	89	86	85	80	75	71	92
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	117
	L_w [dB]	113	112	109	105	99	94	89	84	117
	L_{wA} [dB]	86	95	100	101	99	95	90	82	106

Ferrari MEC 1001/4 N4A 55 kW



Obr. 5.13 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru Ferrari MEC 1001/4 N4A 55 kW

Ferrari FG 801/2 N4A 37 kWPrůměr oběžného kola: 800 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 9756 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 9614 \text{ Pa}$

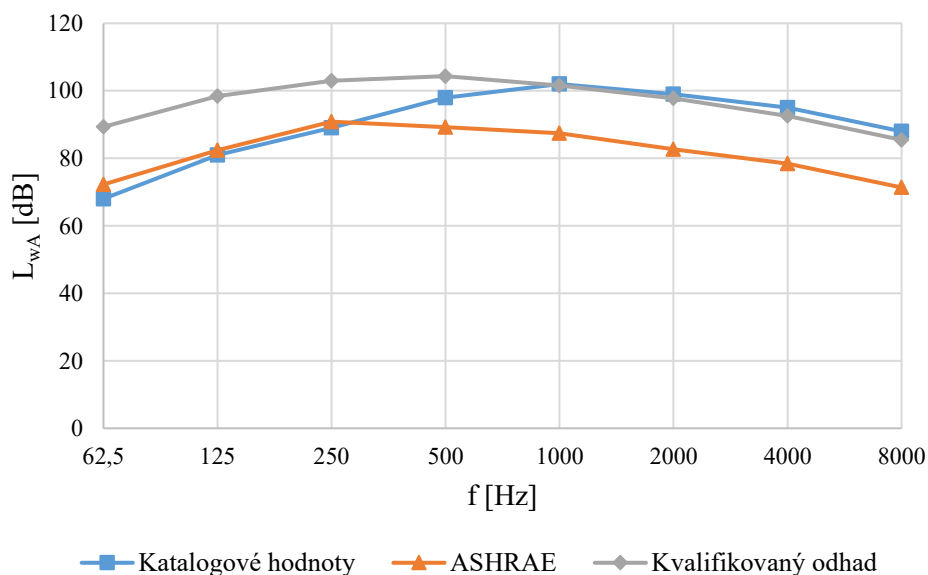
Příloha: P14 [39]

Poznámka: vysokotlaké provedení

Tab. 5.14 Akustické parametry ventilátoru Ferrari FG 801/2 N4A 37 kW

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	68	81	89	98	102	99	95	88	105
ASHRAE	L_w [dB]	98	98	99	92	87	81	77	72	104
	L_{wA} [dB]	72	82	91	89	87	83	78	71	95
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	120
	L_w [dB]	116	115	112	108	102	97	92	87	120
	L_{wA} [dB]	89	98	103	104	102	98	93	85	109

Ferrari FG 801/2 N4A 37 kW



Obr. 5.14 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru Ferrari FG 801/2 N4A 37 kW

Ferrari FG 801/2 N1A 55 kW

Průměr oběžného kola: 800 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 14328 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 8689 \text{ Pa}$

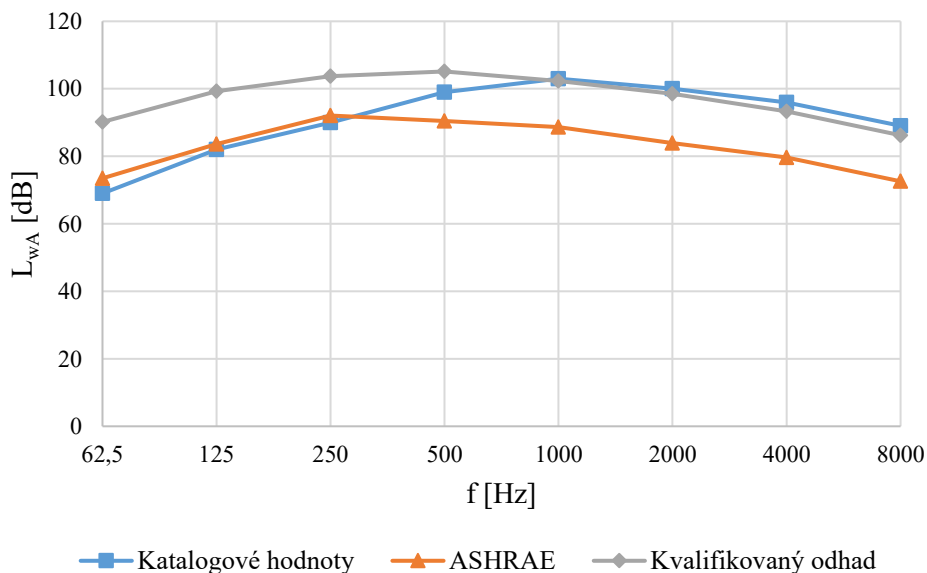
Příloha: P15 [39]

Poznámka: vysokotlaké provedení, pohon řemenovým převodem

Tab. 5.15 Akustické parametry ventilátoru Ferrari FG 801/2 N1A 55 kW

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	69	82	90	99	103	100	96	89	106
ASHRAE	L_w [dB]	100	100	101	94	89	83	79	74	105
	L_{wA} [dB]	73	84	92	90	89	84	80	73	96
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	120
	L_w [dB]	116	115	112	108	102	97	92	87	120
	L_{wA} [dB]	90	99	104	105	102	99	93	86	110

Ferrari FG 801/2 N1A 55 kW



Obr. 5.15 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru Ferrari FG 801/2 N1A 55 kW

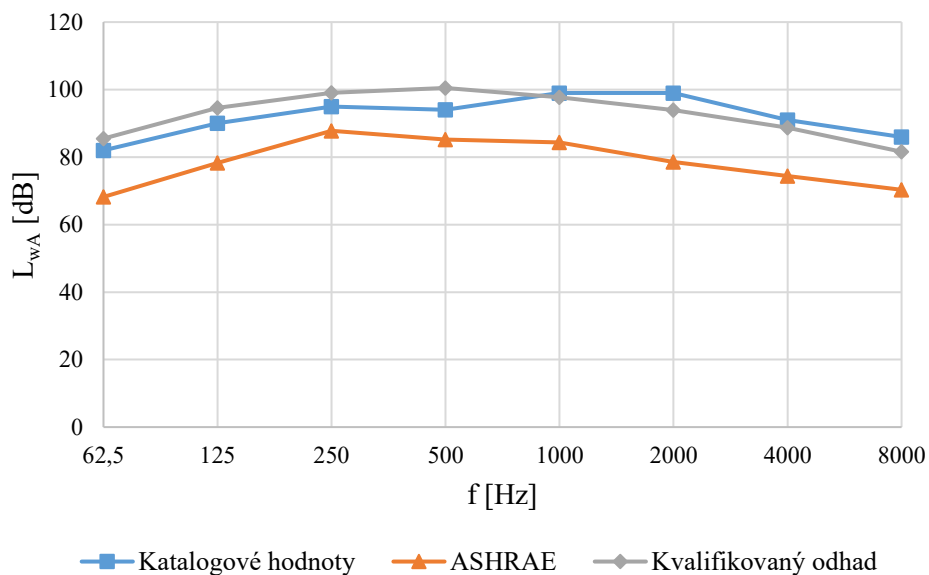
GG Filtration GF 1000/4-I

Průměr oběžného kola: 1000 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 36450 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 3189 \text{ Pa}$

Příloha: P16 [42]

Tab. 5.16 Akustické parametry ventilátoru GG Filtration GF 1000/4-I

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	82	90	95	94	99	99	91	86	104
ASHRAE	L_w [dB]	94	94	96	88	84	77	73	71	100
	L_{wA} [dB]	68	78	88	85	84	79	74	70	91
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	116
	L_w [dB]	112	111	108	104	98	93	88	83	116
	L_{wA} [dB]	85	95	99	100	98	94	89	82	105

GG Filtration GF 1000/4-I

Obr. 5.16 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru GG Filtration GF 1000/4-I

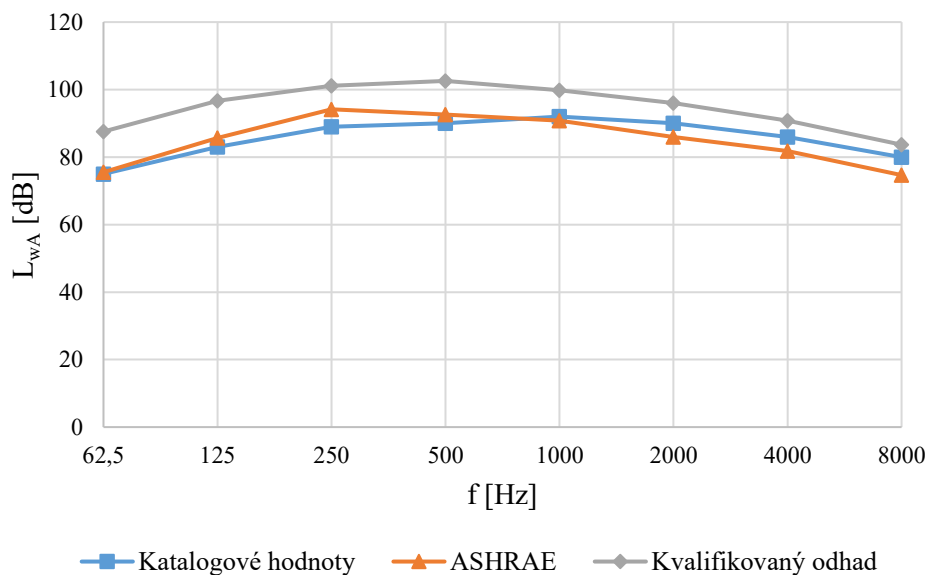
Howden BCS-490

Průměr oběžného kola: 1250 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 67275 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 2984 \text{ Pa}$

Příloha: P17 [43]

Tab. 5.17 Akustické parametry ventilátoru Howden BCS-490

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	75	83	89	90	92	90	86	80	97
ASHRAE	L_w [dB]	102	102	103	96	91	85	81	76	107
	L_{wA} [dB]	76	86	94	93	91	86	82	75	98
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	118
	L_w [dB]	114	113	110	106	100	95	90	85	118
	L_{wA} [dB]	88	97	101	103	100	96	91	84	107

Howden BCS-490

Obr. 5.17 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru Howden BCS-490

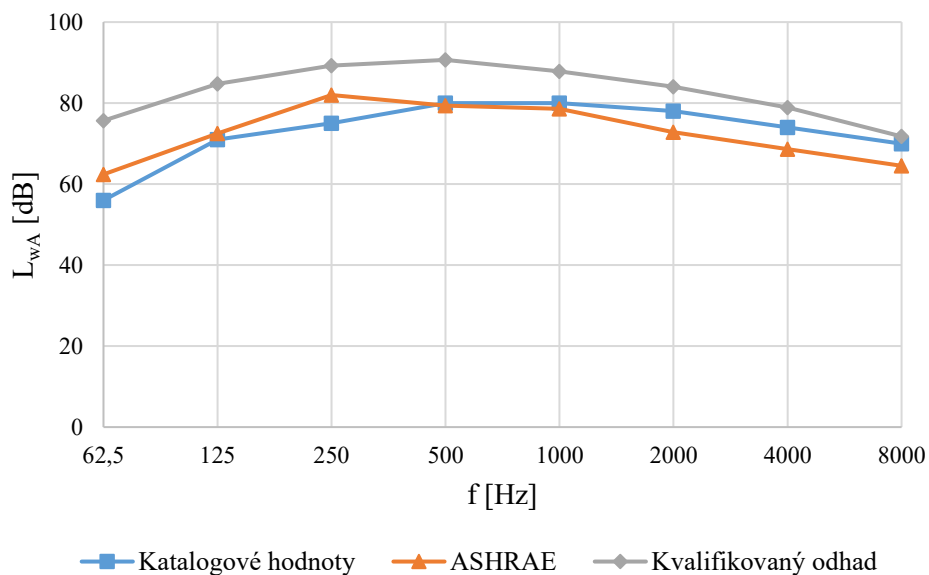
Nicotra Gebhardt P4M-RBC

Průměr oběžného kola: 1000 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 24262 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 1262 \text{ Pa}$

Příloha: P18 [44]

Tab. 5.18 Akustické parametry ventilátoru Nicotra Gebhardt P4M-RBC

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	56	71	75	80	80	78	74	70	85
ASHRAE	L_w [dB]	89	89	91	83	79	72	68	66	95
	L_{wA} [dB]	62	72	82	79	79	73	69	64	86
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	106
	L_w [dB]	102	101	98	94	88	83	78	73	106
	L_{wA} [dB]	76	85	89	91	88	84	79	72	95

Nicotra Gebhardt P4M-RBC

Obr. 5.18 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru Nicotra Gebhardt P4M-RBC

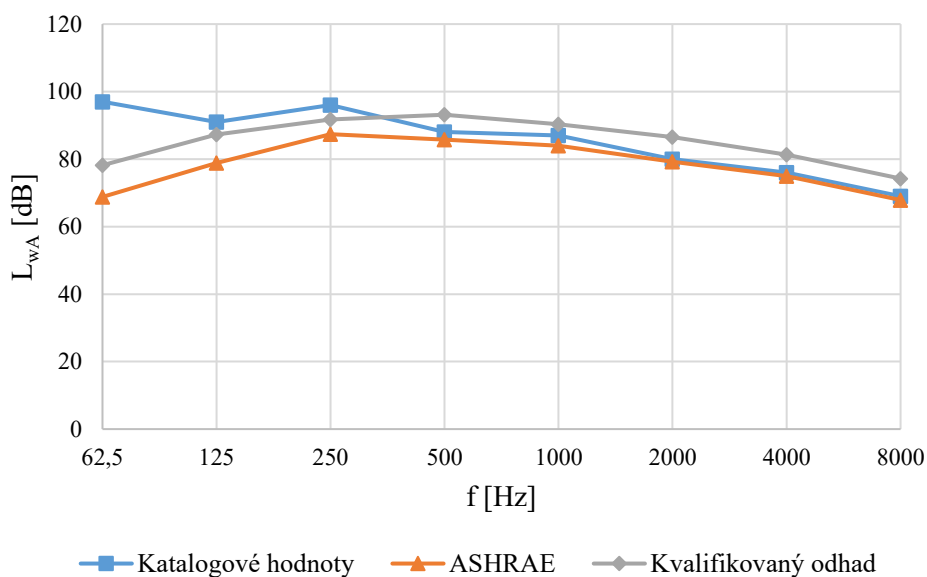
Comefri BCE 25 800

Průměr oběžného kola: 800 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 26000 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 1620 \text{ Pa}$

Příloha: P19 [41]

Tab. 5.19 Akustické parametry ventilátoru Comefri BCE 25 800

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	97	91	96	88	87	80	76	69	101
ASHRAE	L_w [dB]	95	95	96	89	84	78	74	69	101
	L_{wA} [dB]	69	79	87	86	84	79	75	68	91
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	108
	L_w [dB]	104	103	100	96	90	85	80	75	108
	L_{wA} [dB]	78	87	92	93	90	87	81	74	98

Comefri BCE 25 800

Obr. 5.19 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru Comefri BCE 25 800

Sodeca CAM-880-2T-40

Průměr oběžného kola: 880 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 7520 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 9240 \text{ Pa}$

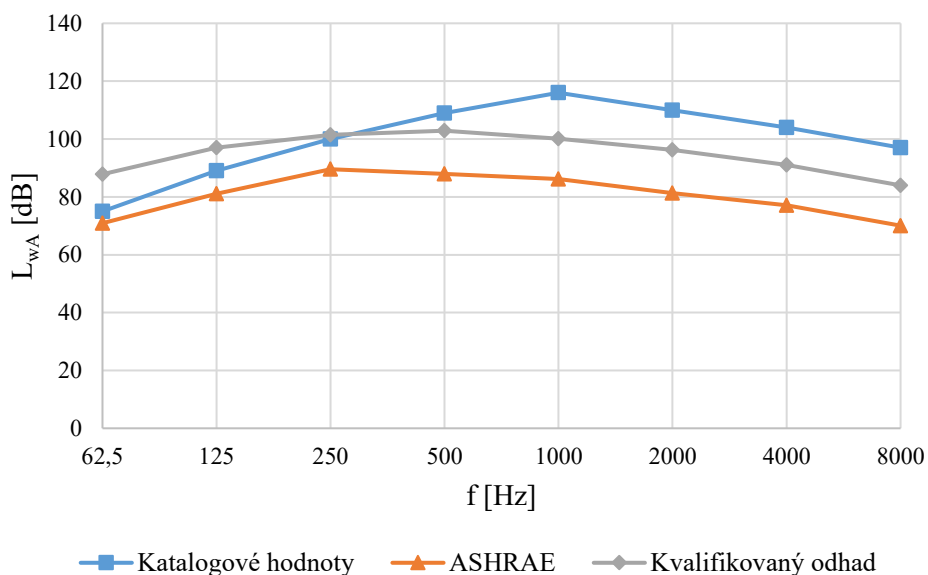
Příloha: P20 [40]

Poznámka: vysokotlaké provedení

Tab. 5.20 Akustické parametry ventilátoru Sodeca CAM-880-2T-40

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	75	89	100	109	116	110	104	97	118
ASHRAE	L_w [dB]	97	97	98	91	86	80	76	71	103
	L_{wA} [dB]	71	81	90	88	86	81	77	70	94
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	118
	L_w [dB]	114	113	110	106	100	95	90	85	118
	L_{wA} [dB]	88	97	101	103	100	96	91	84	107

Sodeca CAM-880-2T-40



Obr. 5.20 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru Sodeca CAM-880-2T-40

5.1.4. Komentář k výsledkům

V této části byly porovnávány katalogové hodnoty radiálních ventilátorů s dozadu zahnutými lopatkami s teoretickými výpočty. Pro porovnání byly vybrány různé velikosti oběžných kol od 6 různých výrobců, kteří pro tuto kategorii měli dostupné akustické parametry v oktávových pásmech. Dále byly zařazeny 3 ventilátory, které se svou charakteristikou řadí mezi vysokotlaké. Ventilátory se taktéž liší použitými elektromotory a jejich otáčkami v závislosti na počtu pólů (dvoupólové, čtyřpólové, šestipólové).

U 7 různých ventilátorů lze na středních oktávových frekvencích v rozmezí od 1000 do 8000 Hz pozorovat vyšší katalogové hodnoty než v případě teoretických výpočtů. V případě ventilátorů výrobců Howden (tab. 5.17, obr. 5.17) a Nicotra Gebhardt (tab. 5.18, obr. 5.18) odpovídá přibližně hodnota akustického výkonu dle ASHRAE jak spektru uváděnému výrobcem, tak celkové hodnotě hladiny akustického výkonu. Naopak výpočet pomocí vztahu 4.11 (kvalifikovaný odhad) je pro tyto ventilátory nadsazený. V případě středotlakých ventilátorů výrobců Ferrari a GG Filtration je možné pozorovat poměrně přesné výsledky pomocí vztahu 4.11 (kvalifikovaný odhad), kdy spektrální rozložení hladin akustického výkonu udávané výrobcem s menšími odchylkami odpovídá relativním spektrům. Výsledky taktéž odpovídají v oblasti celkové hladiny akustického výkonu, kde je odchylka cca ± 3 dB. U vysokotlakých provedení výrobce Ferrari lze pozorovat, že výpočet ASHRAE poměrně dobře odpovídá katalogovým hodnotám na středních oktávových frekvencích 62,5 až 250 Hz, poté katalogové hodnoty vzrostou a na frekvencích od 1000 do 8000 Hz odpovídají rychlému odhadu. Celkové hladiny akustického výkonu dle ASHRAE neodpovídají katalogovým hodnotám, menší chybu opět vykazuje kvalifikovaný odhad. U ventilátoru Comefri je hodnota akustického výkonu opět udávána jednočíselně s definovanými korekčními činiteli, které udává výrobce, přičemž hodnoty na frekvencích od 1000 do 8000 Hz jsou téměř totožné s výpočtem dle ASHRAE. Vzhledem k menší korekci ze strany výrobce na nižších středních oktávových frekvencích odpovídá celková hladina akustického výkonu spíše výpočtu dle vztahu 4.11 (kvalifikovaný odhad). Ventilátor Sodeca má podobné spektrum jako ostatní vysokotlaké ventilátory, avšak oba výpočetní postupy se neshodují s katalogovými hodnotami.

5.1.5. Axiální ventilátory

Elektrodesign TCBT/6-800 G

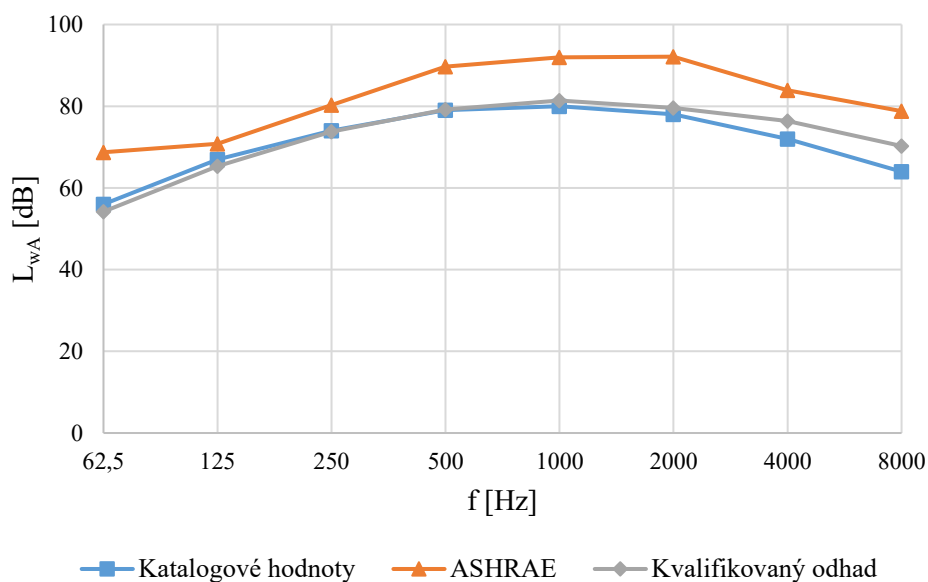
Průměr oběžného kola: 800 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 19904 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 209 \text{ Pa}$

Příloha: P21 [45]

Tab. 5.21 Akustické parametry ventilátoru Elektrodesign TCBT/6-800 G

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	56	67	74	79	80	78	72	64	85
ASHRAE	L_w [dB]	95	87	89	93	92	91	83	80	99
	L_{wA} [dB]	69	71	80	90	92	92	84	79	97
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	89
	L_w [dB]	80	81	82	82	81	78	75	71	89
	L_{wA} [dB]	54	65	74	79	81	80	76	70	86

Elektrodesign TCBT/6-800 G



Obr. 5.21 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru Elektrodesign TCBT/6-800 G

Ferrari EFR 1120 P4A

Průměr oběžného kola: 1120 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 76680 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 1409 \text{ Pa}$

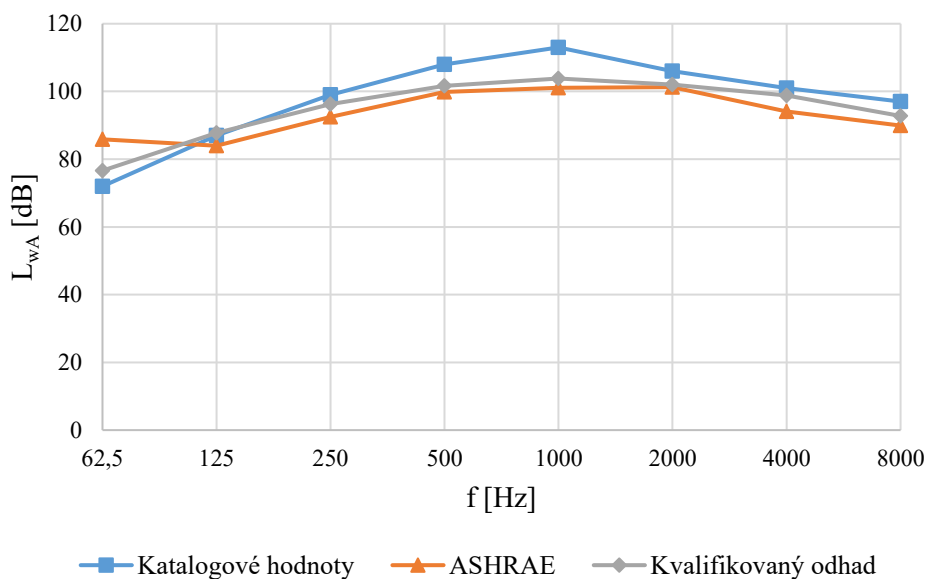
Příloha: P22 [39]

Poznámka: nastavení sklonu lopatek 12°

Tab. 5.22 Akustické parametry ventilátoru Ferrari EFR 1120 P4A

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	72	87	99	108	113	106	101	97	115
ASHRAE	L_w [dB]	112	100	101	103	101	100	93	91	113
	L_{wA} [dB]	86	84	92	100	101	101	94	90	106
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	112
	L_w [dB]	103	104	105	105	104	101	98	94	112
	L_{wA} [dB]	77	88	96	102	104	102	99	93	108

Ferrari EFR 1120 P4A



Obr. 5.22 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru Ferrari EFR 1120 P4A

Ferrari EFC 1120 P4A 15 kW

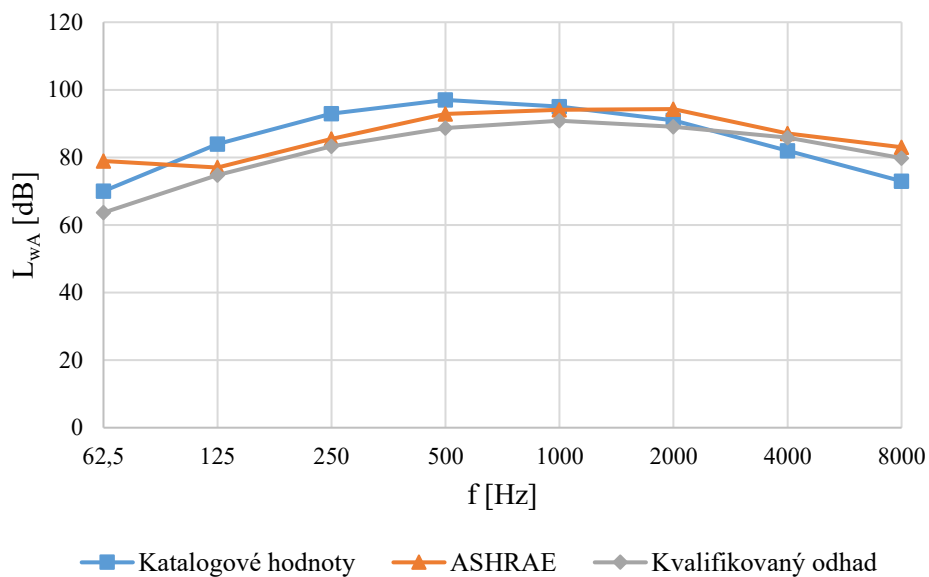
Průměr oběžného kola: 1120 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 61200 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 354 \text{ Pa}$

Příloha: P23 [39]

Tab. 5.23 Akustické parametry ventilátoru Ferrari EFC 1120 P4A 15 kW

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	70	84	93	97	95	91	82	73	101
ASHRAE	L_w [dB]	105	93	94	96	94	93	86	84	106
	L_{wA} [dB]	79	77	85	93	94	94	87	83	99
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	99
	L_w [dB]	90	91	92	92	91	88	85	81	99
	L_{wA} [dB]	64	75	83	89	91	89	86	80	95

Ferrari EFC 1120 P4A 15 kW



Obr. 5.23 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru Ferrari EFC 1120 P4A 15 kW

Trox AXN 12/56/1120

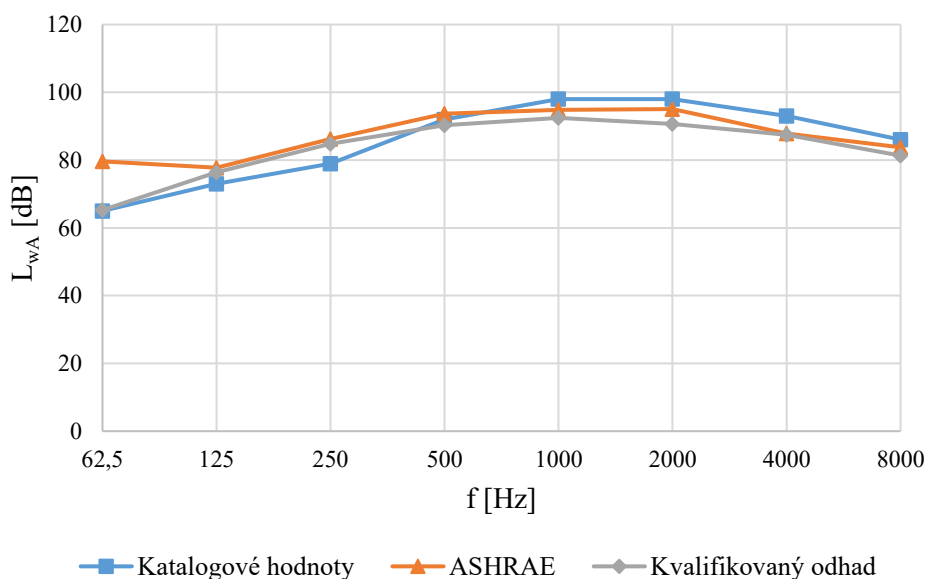
Průměr oběžného kola: 1120 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 60150 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 430 \text{ Pa}$

Příloha: P24 [46]

Tab. 5.24 Akustické parametry ventilátoru Trox AXN 12/56/1120

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	65	73	79	92	98	98	93	86	102
ASHRAE	L_w [dB]	106	94	95	97	95	94	87	85	107
	L_{wA} [dB]	80	78	86	94	95	95	88	84	100
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	100
	L_w [dB]	91	92	93	93	92	89	86	82	100
	L_{wA} [dB]	65	76	85	90	92	91	87	81	97

Trox AXN 12/56/1120



Obr. 5.24 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru Trox AXN 12/56/1120

Sodeca HCT 100-4T-15

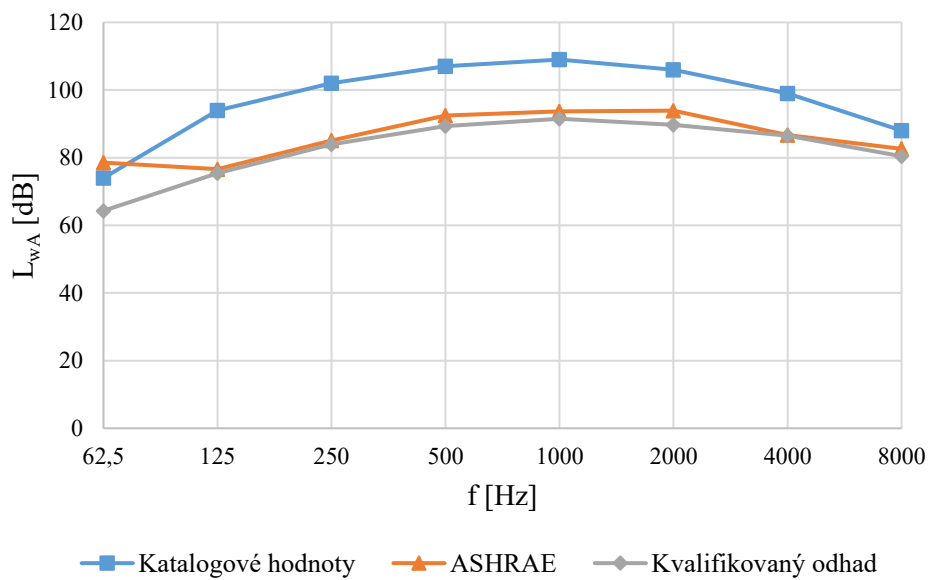
Průměr oběžného kola: 1000 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 44000 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 450 \text{ Pa}$

Příloha: P25 [40]

Tab. 5.25 Akustické parametry ventilátoru Sodeca HCT 100-4T-15

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	74	94	102	107	109	106	99	88	113
ASHRAE	L_w [dB]	105	93	94	96	94	93	86	84	106
	L_{wA} [dB]	79	77	85	93	94	94	87	83	99
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	99
	L_w [dB]	90	91	92	92	91	88	85	81	99
	L_{wA} [dB]	64	75	84	89	91	90	86	80	96

Sodeca HCT 100-4T-15



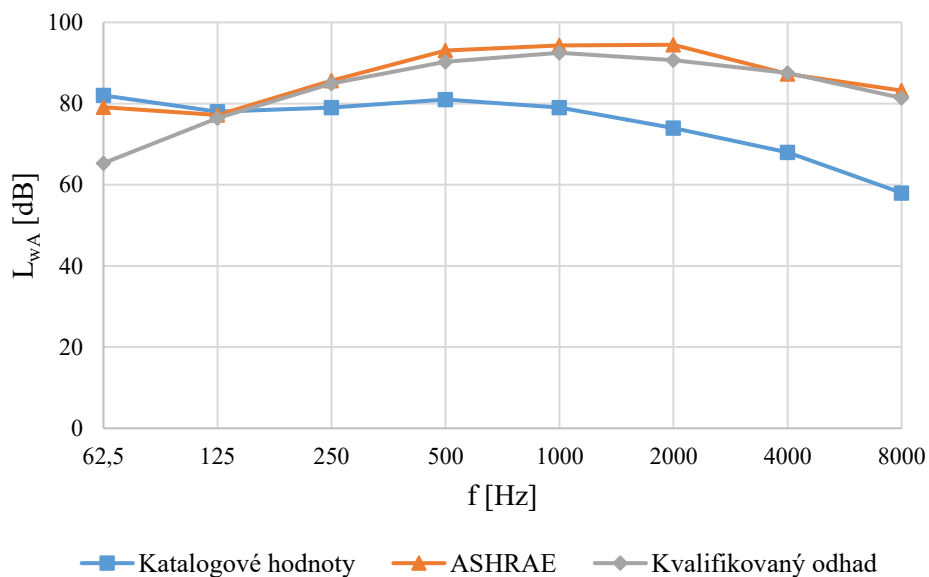
Obr. 5.25 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru Sodeca HCT 100-4T-15

Ruck Axialine AL 1000 D4 01Průměr oběžného kola: 1000 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 45517 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 497 \text{ Pa}$

Příloha: P26 [29]

Tab. 5.26 Akustické parametry ventilátoru Ruck Axialine AL 1000 D4 01

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	82	78	79	81	79	74	68	58	87
ASHRAE	L_w [dB]	105	93	94	96	94	93	86	84	107
	L_{wA} [dB]	79	77	86	93	94	94	87	83	99
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	101
	L_w [dB]	92	93	94	94	93	90	87	83	101
	L_{wA} [dB]	65	76	85	90	93	91	88	81	97

Ruck Axialine AL 1000 D4 01

Obr. 5.26 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru Ruck Axialine AL 1000 D4 01

Vent-Axia BIFA80

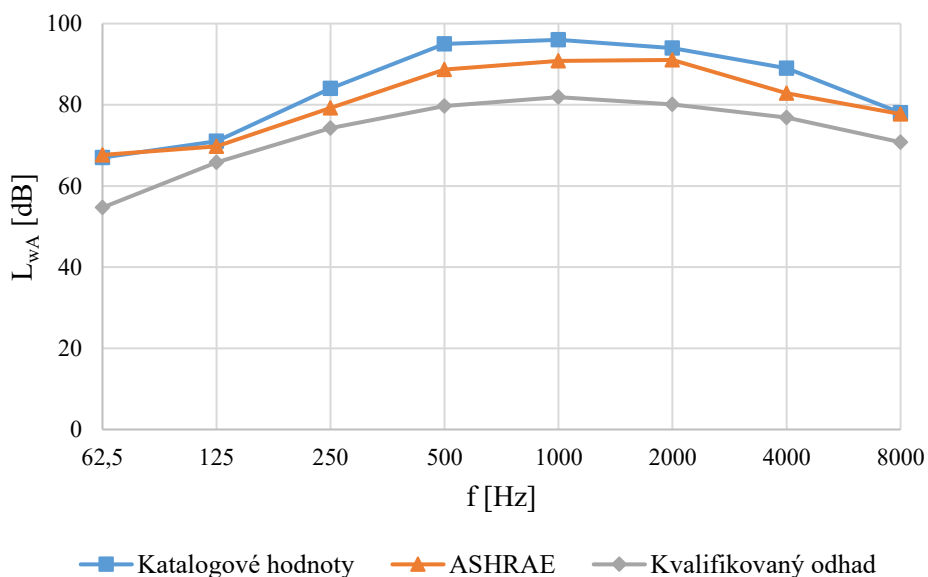
Průměr oběžného kola: 800 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 10800 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 300 \text{ Pa}$

Příloha: P27 [47]

Poznámka: nastavení sklonu lopatek 10°

Tab. 5.27 Akustické parametry ventilátoru Vent-Axia BIFA80

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	67	71	84	95	96	94	89	78	100
ASHRAE	L_w [dB]	94	86	88	92	91	90	82	79	98
	L_{wA} [dB]	68	70	79	89	91	91	83	78	96
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	90
	L_w [dB]	81	82	83	83	82	79	76	72	90
	L_{wA} [dB]	55	66	74	80	82	80	77	71	86

Vent-Axia BIFA80

Obr. 5.27 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru Vent-Axia BIFA80

Systemair AXC-EX 900

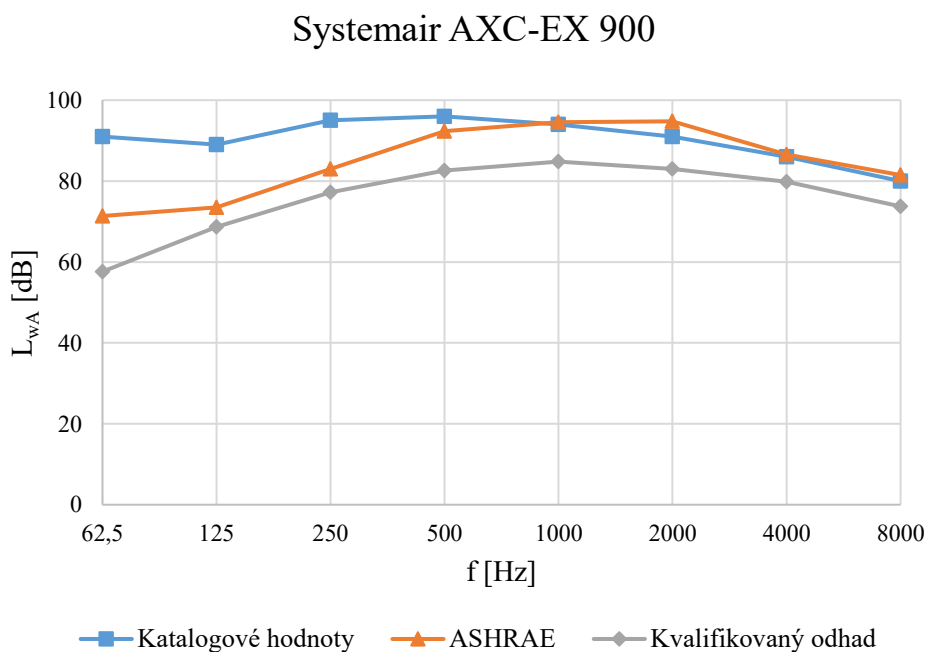
Průměr oběžného kola: 900 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 30600 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 250 \text{ Pa}$

Příloha: P28 [48]

Poznámka: nastavení sklonu lopatek 18°

Tab. 5.28 Akustické parametry ventilátoru Systemair AXC-EX 900

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	91	89	95	96	94	91	86	80	101
ASHRAE	L_w [dB]	98	90	92	96	95	94	86	83	102
	L_{wA} [dB]	71	73	83	92	95	95	87	81	99
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	93
	L_w [dB]	84	85	86	86	85	82	79	75	93
	L_{wA} [dB]	58	69	77	83	85	83	80	74	89



Obr. 5.28 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru Systemair AXC-EX 900

Casals HB 63 T6

Průměr oběžného kola: 630 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 4777 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 73 \text{ Pa}$

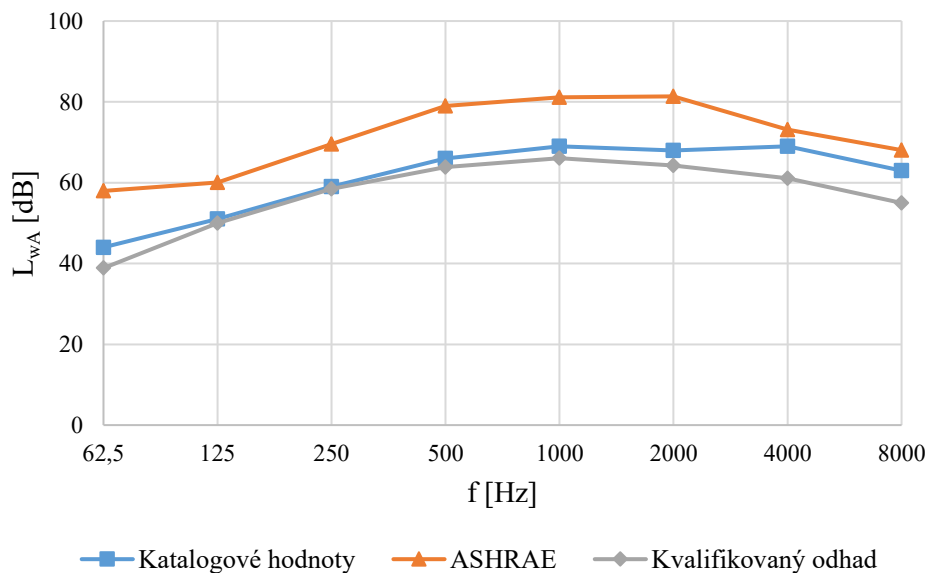
Příloha: P29 [49]

Poznámka: nastavení sklonu lopatek 25°

Tab. 5.29 Akustické parametry ventilátoru Casals HB 63 T6

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	44	51	59	66	69	68	69	63	75
ASHRAE	L_w [dB]	84	76	78	82	81	80	72	69	88
	L_{wA} [dB]	58	60	70	79	81	81	73	68	86
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	71
	L_w [dB]	65	66	67	67	66	63	60	56	71
	L_{wA} [dB]	39	50	58	64	66	64	61	55	71

Casals HB 63 T6



Obr. 5.29 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru Casals HB 63 T6

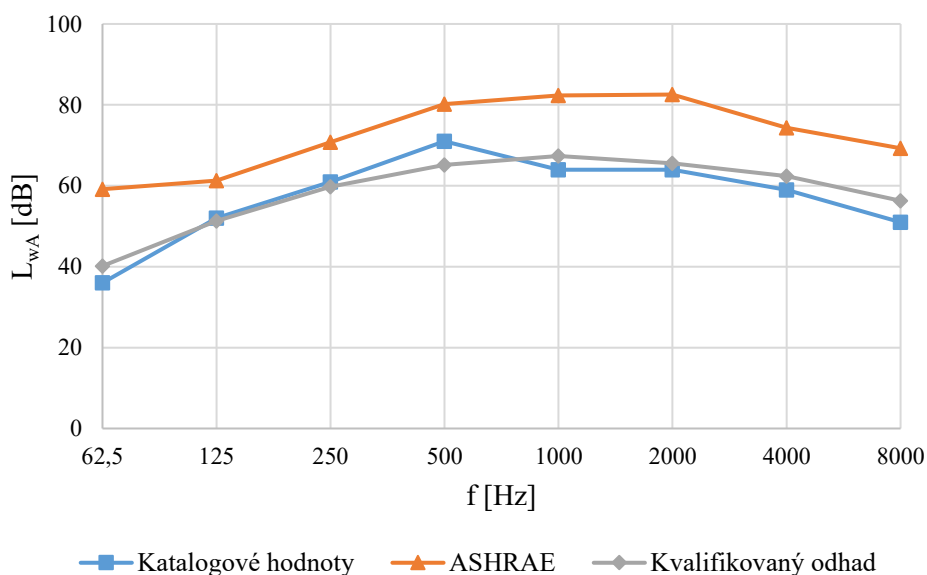
Ferrari EK 560/6 F4A 0,19 kWPrůměr oběžného kola: 560 mm, Pracovní bod: $\dot{V} = 6120 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 75 \text{ Pa}$

Příloha: P30 [39]

Tab. 5.30 Akustické parametry ventilátoru Ferrari EK 560/6 F4A 0,19 kW

		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
Katalogové hodnoty	L_{wA} [dB]	36	52	61	71	64	64	59	51	73
ASHRAE	L_w [dB]	85	77	79	83	82	81	73	70	89
	L_{wA} [dB]	59	61	71	80	82	83	74	69	87
Kvalifikovaný odhad	L_w [dB]	-	-	-	-	-	-	-	-	75
	L_w [dB]	66	67	68	68	67	64	61	57	75
	L_{wA} [dB]	40	51	60	65	67	66	62	56	72

Ferrari EK 560/6 F4A 0,19 kW



Obr. 5.30 Porovnání katalogových hodnot s teoretickými výpočty ventilátoru Ferrari EK 560/6 F4A 0,19 kW

5.1.6. Komentář k výsledkům

V této části byly porovnávány katalogové hodnoty axiálních ventilátorů s teoretickými výpočty. Pro porovnání byly vybrány různé velikosti oběžných kol od 8 různých výrobců, kteří pro tuto kategorii měli dostupné akustické parametry v oktávových pásmech. Ventilátory se liší použitými elektromotory a jejich otáčkami v závislosti na počtu pólů (dvoupólové, čtyřpólové, šestipólové). Specifikem některých průmyslových axiálních ventilátorů je možnost nastavení úhlu lopatek oběžného kola. Ve zkoumaném vzorku jsou tak zaneseny ventilátory s různým nastavením lopatek, velikost úhlu lopatek je pak zaznamenána v poznámce každého ventilátoru.

Ze získaných výsledků je patrné, že katalogové hodnoty hladin akustického výkonu v oktávových pásmech ventilátorů s menšími rozměry oběžného kola (do cca 800 mm) přibližně odpovídají výpočetnímu vztahu 4.11 (kvalifikovaný odhad). Hodnoty získané na základě výpočtu dle ASHRAE jsou pro tyto ventilátory nadsazené. Výjimkou je ventilátor Vent-Axia BIFA80 (tab. 5.27, obr. 5.27), který katalogovými hodnotami odpovídá spíše výpočtu ASHRAE. Lze se domnívat, že rozdílného výsledku bylo dosaženo malým úhlem natočení lopatek, které v tomto případě bylo 10°. U porovnávaných ventilátorů s oběžným kolem o velikosti 1120 mm se tvary vypočtených spekter poměrně dobře shodují s katalogovým spektrem, celkové hladiny akustického výkonu se však rozcházejí. U ventilátoru Sodeca (tab. 5.25, obr. 5.25) oba výpočetní postupy neodpovídají katalogovým hodnotám výrobce, tvar spektra je však podobný. Ventilátor výrobce Ruck (tab. 5.26, obr. 5.26) svými katalogovými hodnotami neodpovídá výpočetním postupům, tvar spektra je taktéž odlišný. Výrobce na svých webových stránkách uvádí, že ventilátor byl vyvíjen pomocí pokročilých CFD simulací a tvar lopatek je jejich výsledkem, což může mít za následek, že se konstruktérům podařilo dosáhnout snížení hluchnosti na vyšších středních frekvencí oproti konvenčnímu řešení. Ventilátor výrobce Systemair má oproti jiným výrobkům vyšší hladinu akustického výkonu na nižších středních frekvencích. Od frekvence 500 Hz se průběh spektra podobá výpočtu dle ASHRAE. Celková hladina akustického výkonu dle ASHRAE se pohybuje v pásmu ± 2 dB.

5.2. Porovnání hlučnosti ventilátorů ve vztahu k výkonovým parametrům

Pro porovnání hlučnosti průmyslových ventilátorů vzhledem k výkonovým parametrům bylo využito primárně návrhového softwaru EasyVent [39] společnosti Soler & Palau. V rámci produktové řady ventilátorů Ferrari jako jedna z mála poskytuje pro segment průmyslových ventilátorů komplexní akustická data v různých pracovních bodech ventilátorové charakteristiky včetně výkonových parametrů odpovídajících danému pracovnímu bodu.

Průběhy charakteristik ventilátoru jsou definovány provozními otáčkami. Pro každé nastavení otáček ventilátoru byly zvoleny 3 pracovní body: první pracovní bod se nachází v bodě nejvyšší účinnosti η_{max} , druhý pracovní bod se nachází v bodě nejvyššího možného dopravního tlaku Δp_{max} a třetí bod se nachází v bodě nejvyššího možného dopravovaného množství vzduchu \dot{V}_{max} . V každém pracovním bodě je znám dopravní tlak Δp , dopravované množství \dot{V} , výkon P , statická účinnost η a otáčky ventilátoru n . Akustická data v jednotlivých pracovních bodech, která byla získána od výrobce, jsou zanesena do tabulky a graficky porovnána.

5.2.1. Radiální ventilátory s dopředu zahnutými lopatkami

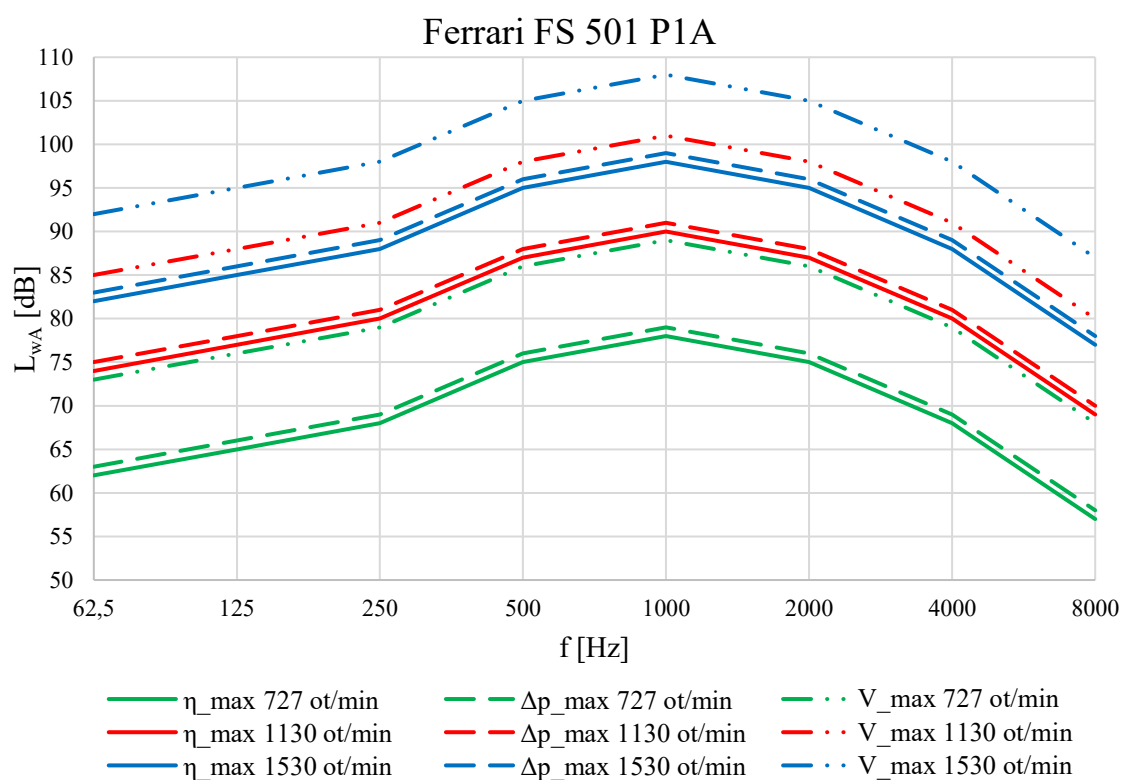
Ferrari FS 501 P1A

Tab. 5.31 Výkonové parametry ventilátoru Ferrari FS 501 P1A v jednotlivých pracovních bodech

Pracovní bod	Poloha na charakteristice	\dot{V} [m^3/h]	Δp [Pa]	P [W]	η [–]	n [ot/min]
1	η_{max}	6908	424	1340	0,607	727
2	Δp_{max}	3136	438	718	0,532	727
3	\dot{V}_{max}	14050	63	3440	0,403	727
4	η_{max}	10680	1018	4970	0,607	1130
5	Δp_{max}	4741	1054	2630	0,527	1130
6	\dot{V}_{max}	21674	155	12600	0,392	1130
7	η_{max}	14451	1881	12400	0,608	1530
8	Δp_{max}	6507	1945	6650	0,529	1530
9	\dot{V}_{max}	29378	289	30300	0,380	1530

Tab. 5.32 Akustické parametry ventilátoru Ferrari FS 501 P1A v jednotlivých pracovních bodech

Pracovní bod		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
1	L_{wA1} [dB]	62	65	68	75	78	75	68	57	82
2	L_{wA2} [dB]	63	66	69	76	79	76	69	58	83
3	L_{wA3} [dB]	73	76	79	86	89	86	79	68	93
4	L_{wA4} [dB]	74	77	80	87	90	87	80	69	94
5	L_{wA5} [dB]	75	78	81	88	91	88	81	70	95
6	L_{wA6} [dB]	85	88	91	98	101	98	91	80	105
7	L_{wA7} [dB]	82	85	88	95	98	95	88	77	102
8	L_{wA8} [dB]	83	86	89	96	99	96	89	78	103
9	L_{wA9} [dB]	92	95	98	105	108	105	98	87	112



Obr. 5.31 Grafické porovnání hlučnosti ventilátoru Ferrari FS 501 P1A v jednotlivých pracovních bodech

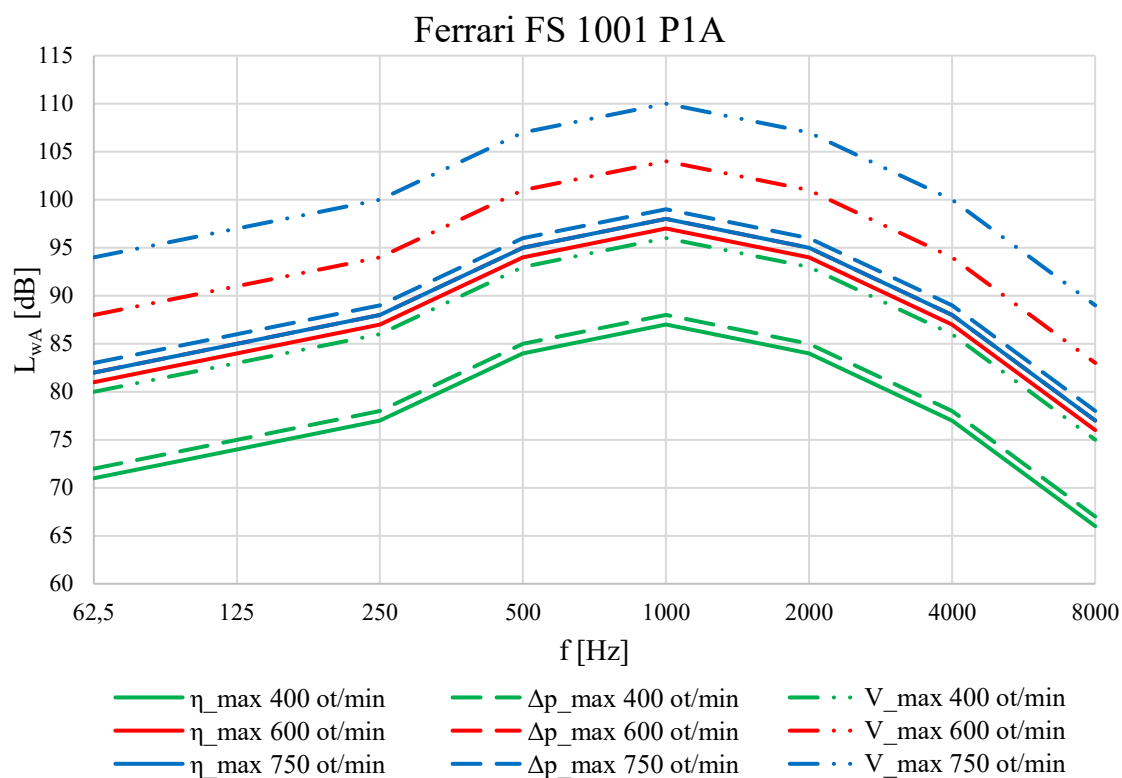
Ferrari FS 1001 P1A

Tab. 5.33 Výkonové parametry ventilátoru Ferrari FS 1001 P1A v jednotlivých pracovních bodech

Pracovní bod	Poloha na charakteristice	\dot{V} [m^3/h]	Δp [Pa]	P [W]	η [–]	n [ot/min]
1	η_{max}	30816	536	6920	0,663	400
2	Δp_{max}	14148	542	3770	0,566	400
3	\dot{V}_{max}	60480	117	17400	0,426	400
4	η_{max}	46440	1214	23600	0,664	600
5	Δp_{max}	20016	1220	12300	0,558	600
6	\dot{V}_{max}	83160	418	48900	0,468	600
7	η_{max}	57250	1904	45600	0,666	750
8	Δp_{max}	48960	1928	38600	0,678	750
9	\dot{V}_{max}	104040	742	101000	0,434	750

Tab. 5.34 Akustické parametry ventilátoru Ferrari FS 1001 P1A v jednotlivých pracovních bodech

Pracovní bod		Střední oktávová frekvence [Hz]								Σ
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1	L_{wA1} [dB]	71	74	77	84	87	84	77	66	91
2	L_{wA2} [dB]	72	75	78	85	88	85	78	67	92
3	L_{wA3} [dB]	80	83	86	93	96	93	86	75	100
4	L_{wA4} [dB]	81	84	87	94	97	94	87	76	101
5	L_{wA5} [dB]	82	85	88	95	98	95	88	77	102
6	L_{wA6} [dB]	88	91	94	101	104	101	94	83	108
7	L_{wA7} [dB]	82	85	88	95	98	95	88	77	102
8	L_{wA8} [dB]	83	86	89	96	99	96	89	78	103
9	L_{wA9} [dB]	94	97	100	107	110	107	100	89	114



Obr. 5.32 Grafické porovnání hlučnosti ventilátoru Ferrari FS 501 P1A v jednotlivých pracovních bodech

5.2.2. Radiální ventilátory s dozadu zahnutými lopatkami

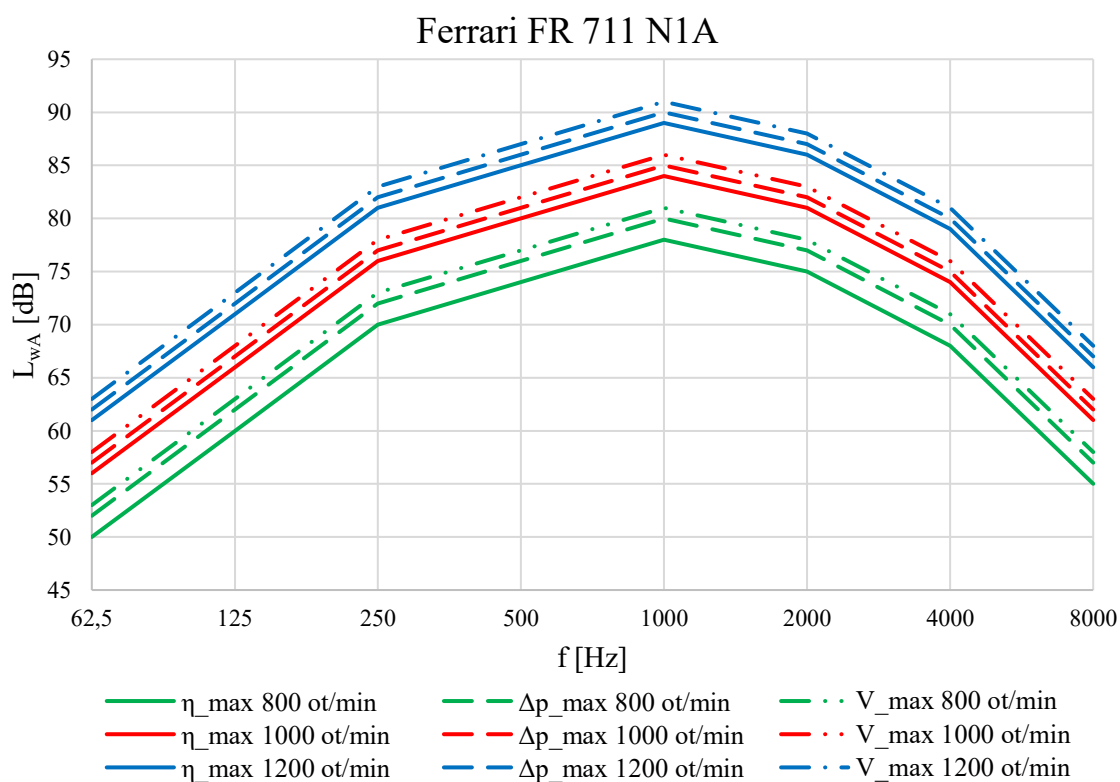
Ferrari FR 711 N1A

Tab. 5.35 Výkonové parametry ventilátoru Ferrari FR 711 N1A v jednotlivých pracovních bodech

Pracovní bod	Poloha na charakteristice	\dot{V} [m^3/h]	Δp [Pa]	P [W]	η [–]	n [ot/min]
1	η_{max}	9108	476	1530	0,785	800
2	Δp_{max}	6012	528	1250	0,701	800
3	\dot{V}_{max}	17964	169	2100	0,402	800
4	η_{max}	11484	754	3060	0,785	1000
5	Δp_{max}	7524	825	2450	0,701	1000
6	\dot{V}_{max}	22608	259	4120	0,421	1000
7	η_{max}	13716	1084	5270	0,785	1200
8	Δp_{max}	9036	1188	4250	0,702	1200
9	\dot{V}_{max}	104040	742	101000	0,434	1200

Tab. 5.36 Akustické parametry ventilátoru Ferrari FR 711 N1A v jednotlivých pracovních bodech

Pracovní bod		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
1	L_{wA1} [dB]	50	60	70	74	78	75	68	55	81
2	L_{wA2} [dB]	52	62	72	76	80	77	70	57	83
3	L_{wA3} [dB]	53	63	73	77	81	78	71	58	84
4	L_{wA4} [dB]	56	66	76	80	84	81	74	61	87
5	L_{wA5} [dB]	57	67	77	81	85	82	75	62	88
6	L_{wA6} [dB]	58	68	78	82	86	83	76	63	89
7	L_{wA7} [dB]	61	71	81	85	89	86	79	66	92
8	L_{wA8} [dB]	62	72	82	86	90	87	80	67	93
9	L_{wA9} [dB]	63	73	83	87	91	88	81	68	94



Obr. 5.33 Grafické porovnání hlučnosti ventilátoru Ferrari FR 711 N1A v jednotlivých pracovních bodech

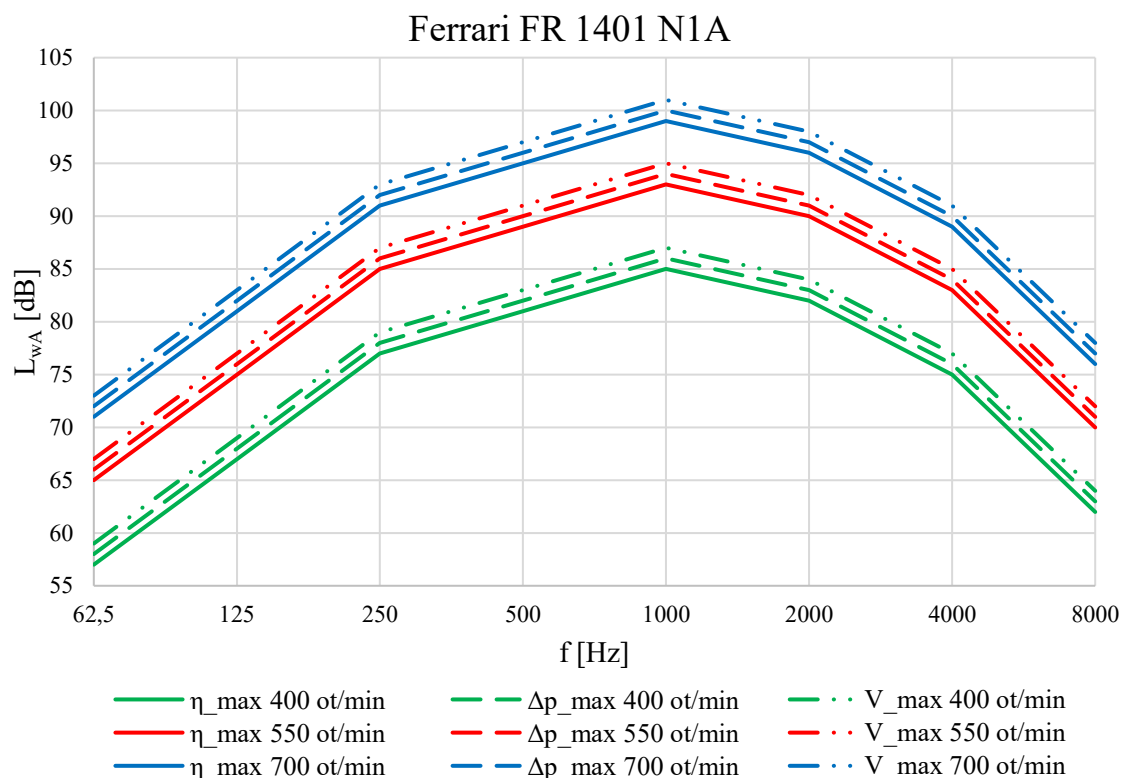
Ferrari FR 1401 N1A

Tab. 5.37 Výkonové parametry ventilátoru Ferrari FR 1401 N1A v jednotlivých pracovních bodech

Pracovní bod	Poloha na charakteristice	\dot{V} [m^3/h]	Δp [Pa]	P [W]	η [–]	n [ot/min]
1	η_{max}	35892	471	5740	0,818	400
2	Δp_{max}	22644	518	4530	0,719	400
3	\dot{V}_{max}	69480	169	7610	0,43	400
4	η_{max}	48600	882	14500	0,818	550
5	Δp_{max}	31356	962	11600	0,725	550
6	\dot{V}_{max}	95760	306	19500	0,418	550
7	η_{max}	61920	1434	30200	0,818	700
8	Δp_{max}	39600	1570	23900	0,72	700
9	\dot{V}_{max}	122040	500	40500	0,434	700

Tab. 5.38 Akustické parametry ventilátoru Ferrari FR 1401 N1A v jednotlivých pracovních bodech

Pracovní bod		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
1	L_{wA1} [dB]	57	67	77	81	85	82	75	62	88
2	L_{wA2} [dB]	58	68	78	82	86	83	76	63	89
3	L_{wA3} [dB]	59	69	79	83	87	84	77	64	90
4	L_{wA4} [dB]	65	75	85	89	93	90	83	70	96
5	L_{wA5} [dB]	66	76	86	90	94	91	84	71	97
6	L_{wA6} [dB]	67	77	87	91	95	92	85	72	98
7	L_{wA7} [dB]	71	81	91	95	99	96	89	76	102
8	L_{wA8} [dB]	72	82	92	96	100	97	90	77	103
9	L_{wA9} [dB]	73	83	93	97	101	98	91	78	104



Obr. 5.34 Grafické porovnání hlučnosti ventilátoru Ferrari FR 1401 N1A v jednotlivých pracovních bodech

5.2.3. Axiální ventilátory

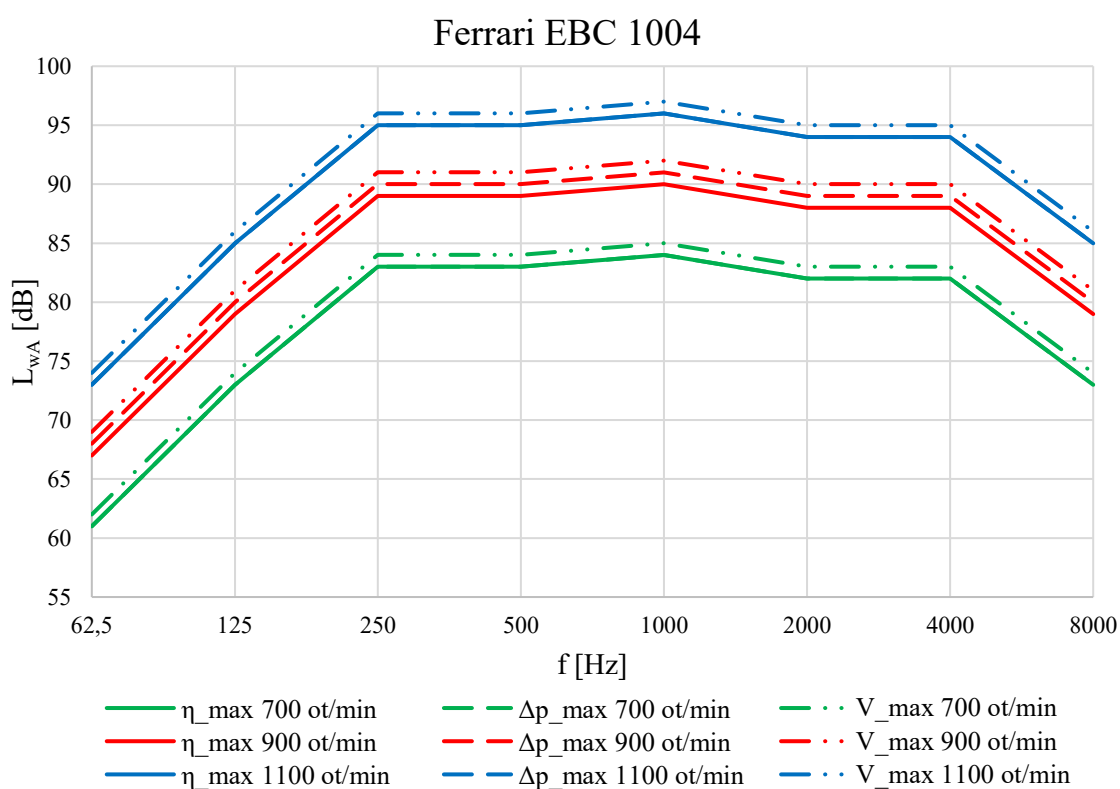
Ferrari EBC 1004

Tab. 5.39 Výkonové parametry ventilátoru Ferrari EBC 1004 v jednotlivých pracovních bodech

Pracovní bod	Poloha na charakteristice	\dot{V} [m^3/h]	Δp [Pa]	P [W]	η [–]	n [ot/min]
1	η_{max}	20520	151	1550	0,555	700
2	Δp_{max}	17784	157	1530	0,506	700
3	\dot{V}_{max}	29412	12,5	1290	0,467	700
4	η_{max}	26820	257	3450	0,554	900
5	Δp_{max}	24552	269	3410	0,539	900
6	\dot{V}_{max}	38160	23	2870	0,471	900
7	η_{max}	32652	382	6250	0,554	1100
8	Δp_{max}	29736	401	6190	0,535	1100
9	\dot{V}_{max}	47160	27	5170	0,472	1100

Tab. 5.40 Akustické parametry ventilátoru Ferrari EBC 1004 v jednotlivých pracovních bodech

Pracovní bod		Střední oktávová frekvence [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ
1	L_{wA1} [dB]	61	73	83	83	84	82	82	73	90
2	L_{wA2} [dB]	61	73	83	83	84	82	82	73	90
3	L_{wA3} [dB]	62	74	84	84	85	83	83	74	91
4	L_{wA4} [dB]	67	79	89	89	90	88	88	79	96
5	L_{wA5} [dB]	68	80	90	90	91	89	89	80	97
6	L_{wA6} [dB]	69	81	91	91	92	90	90	81	98
7	L_{wA7} [dB]	73	85	95	95	96	94	94	85	102
8	L_{wA8} [dB]	73	85	95	95	96	94	94	85	102
9	L_{wA9} [dB]	74	86	96	96	97	95	95	86	103



Obr. 5.35 Grafické porovnání hlučnosti ventilátoru Ferrari EBC 1004 v jednotlivých pracovních bodech

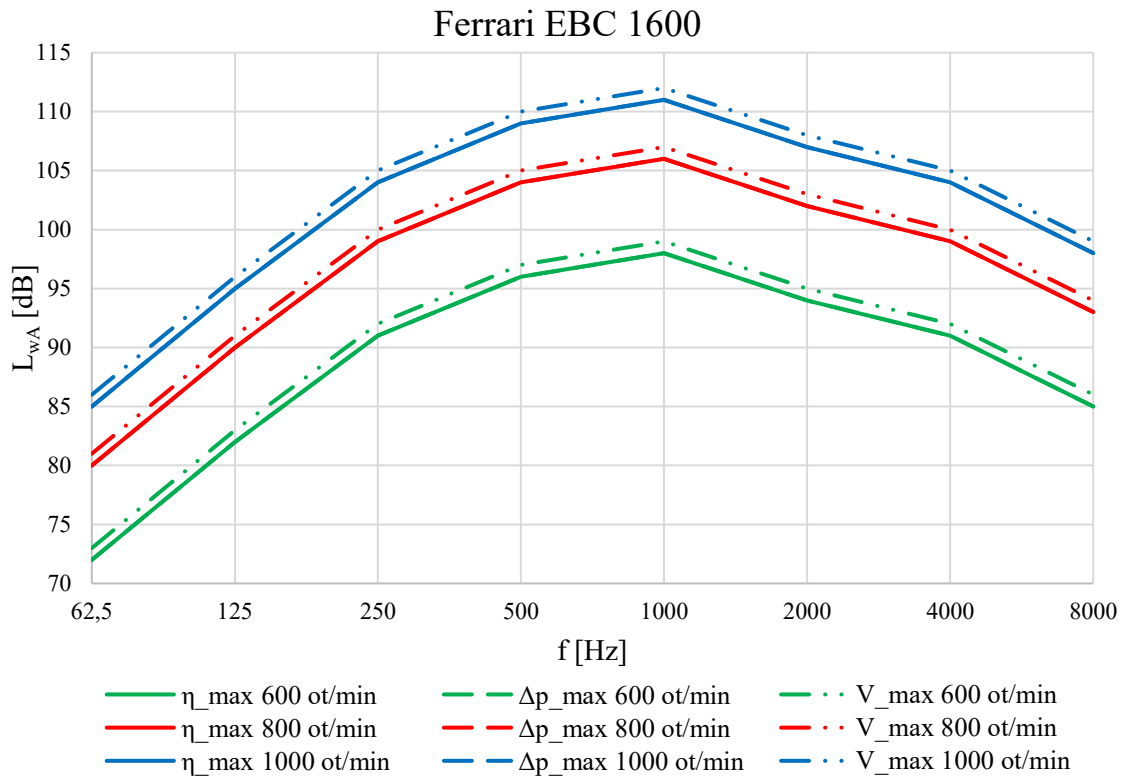
Ferrari EBC 1600

Tab. 5.41 Výkonové parametry ventilátoru Ferrari EBC 1600 v jednotlivých pracovních bodech

Pracovní bod	Poloha na charakteristice	\dot{V} [m^3/h]	Δp [Pa]	P [W]	η [–]	n [ot/min]
1	η_{max}	86400	256	11300	0,546	600
2	Δp_{max}	66600	377	12100	0,579	600
3	\dot{V}_{max}	114120	34	9,47	0,498	600
4	η_{max}	114840	456	26500	0,548	800
5	Δp_{max}	88200	668	28400	0,577	800
6	\dot{V}_{max}	151560	60	22200	0,492	800
7	η_{max}	143640	709	52000	0,577	1000
8	Δp_{max}	110160	1041	55000	0,547	1000
9	\dot{V}_{max}	190800	86	43600	0,483	1000

Tab. 5.42 Akustické parametry ventilátoru Ferrari EBC 1600 v jednotlivých pracovních bodech

Pracovní bod		Střední oktávová frekvence [Hz]								Σ
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1	L_{wA1} [dB]	72	82	91	96	98	94	91	85	102
2	L_{wA2} [dB]	72	82	91	96	98	94	91	85	102
3	L_{wA3} [dB]	73	83	92	97	99	95	92	86	103
4	L_{wA4} [dB]	80	90	99	104	106	102	99	93	110
5	L_{wA5} [dB]	80	90	99	104	106	102	99	93	110
6	L_{wA6} [dB]	81	91	100	105	107	103	100	94	111
7	L_{wA7} [dB]	85	95	104	109	111	107	104	98	115
8	L_{wA8} [dB]	85	95	104	109	111	107	104	98	115
9	L_{wA9} [dB]	86	96	105	110	112	108	105	99	116



Obr. 5.36 Grafické porovnání hlučnosti ventilátoru Ferrari EBC 1600 v jednotlivých pracovních bodech

5.2.4. Komentář k výsledkům

Na základě akustických dat výrobce v různých pracovních bodech a následného výstupu v podobě grafů lze pozorovat, že prokazatelně největší vliv na hlučnost ventilátoru mají otáčky oběžného kola n . Tuto skutečnost lze pozorovat u všech porovnávaných typů ventilátorů. U každého ze zkoumaných typů ventilátoru byly nastaveny pracovní body, které nejsou optimální provoz z hlediska spotřebovávané elektrické energie, účinnosti a hlučnosti. Předpokladem je, že nejlepších akustických parametrů je dosahováno v bodě nejvyšší účinnosti η_{max} . Nevhodně nastavený pracovní bod se projevoval nejvíce u radiálních ventilátorů s dopředu zahnutými lopatkami. Na obr. 5.31 a obr. 5.32 lze pozorovat, že v krajních polohách charakteristické křivky, která odpovídá maximálnímu množství dopravovaného vzduchu \dot{V}_{max} , dochází k nárůstu hladiny akustického výkonu až o 10 dB, což odpovídá více jak 300% nárůstu hlučnosti oproti provozu ventilátoru v optimálním pracovním bodě η_{max} . Mezi optimálním pracovním bodem η_{max} a bodem s nejvyšším dopravním tlakem Δp_{max} již není tolik významný rozdíl, v průměru 1 dB. Je to dáno tvarem charakteristické křivky, kde bod nejvyšší účinnosti není příliš vzdálen bodu, kde je dosaženo nejvyššího dopravního tlaku. Pro ventilátory s dozadu zahnutými lopatkami platí, že nejsou tolik citlivé na nevhodně

zvolený pracovní bod na charakteristické křivce. Porovnáním bodu nejvyšší účinnosti η_{max} s pracovním bodem, kde lze dosáhnout nejvyššího objemového průtoku \dot{V}_{max} , lze dojít k závěru, že u zkoumaných ventilátorů došlo k nárůstu hladiny akustického výkonu o 2 dB. V bodě maximálního dopravního tlaku Δp_{max} je nárůst opět 1 dB podobně jako v případě ventilátorů s dopředu zahnutými lopatkami. V případě axiálních ventilátorů lze pozorovat, že rozdíl ve hlučnosti v bodě maximální účinnosti η_{max} a bodě maximálního dopravního tlaku Δp_{max} je minimální, ne-li žádný. Pouze u ventilátoru Ferrari EBC 1004 (tab. 5.40) a provozních otáčkách 900 ot/min dosahoval rozdíl hodnoty 1 dB. Z výsledků je dále patrné, že u vybraných axiálních ventilátorů došlo v pracovním bodě s maximálním objemovým průtokem \dot{V}_{max} k nárůstu o 1 dB. Lze se domnívat, že axiální ventilátory jsou nejméně náchylné z pohledu hlučnosti na provoz v neoptimálním bodě charakteristiky.

6. Závěr

Cílem této bakalářské práce byl průzkum používaných průmyslových ventilátorů z konstrukčního hlediska, zmapování výpočetních postupů pro stanovení hlučnosti ventilátoru a porovnání získaných hodnot s parametry, které uvádí výrobce. Dalším požadavkem bylo porovnání hlučnosti ventilátoru vzhledem k výkonovým parametrům.

V průmyslových aplikacích se lze nejčastěji setkat s radiálními a axiálními ventilátory. Tyto typy ventilátorů byly následně zahrnuty pro porovnání jednak vzhledem k teoretickým výpočtům hlučnosti a jednak k porovnání jejich hlučnosti vůči výkonovým parametrům.

Pro porovnání teoretických hodnot hlučnosti byly vybrány 2 odlišné výpočetní vztahy, které byly aplikovány v bodech nejvyšší účinnosti. Prvním vztahem je výpočet doporučený ASHRAE dle [37], který pracuje s tabelovanými korekcemi pro jednotlivé typy ventilátorů, popř. s korekcemi vztaženými k účinnosti. Druhým výpočetním vztahem byla rovnice 4.11 dle [25], která se vyznačuje relativně jednoduchým a dobře zapamatovatelným vztahem. Aby bylo možné porovnávat výsledky v oktávových pásmech, bylo nutné na výsledek rovnice 4.11 aplikovat hodnoty, které jsou určeny relativními spektry hluku pro dané typy ventilátoru. Problém oktávových pásem se pojil i se samotnými výrobci, kteří mnohdy neposkytují akustická data v oktávových pásmech, ale pouze jako jednočíslnou hodnotu. Z tohoto důvodu je v porovnání zastoupeno poměrně malé množství výrobců. V této souvislosti lze však vyzdvihnout španělský koncern Soler & Palau a německého výrobce Ruck Ventilatoren. Tito výrobci poskytují přehledně zaznamenané hodnoty hlučnosti ventilátorů v oktávových pásmech. Hlučnost taktéž uvádějí v různých místech měření a nevyžadují zdlouhavou registraci do neintuitivních návrhových softwarů jako jiní výrobci.

Na základě získaných výsledků lze usuzovat, že postup doporučený ASHRAE není dokonalý a vzhledem k době vzniku v 70. letech minulého století by vztah a jeho tabelované hodnoty zasloužily aktualizaci. Např. u většiny zkoumaných radiálních ventilátorů s dopředu zahnutými lopatkami lze pozorovat v oblasti středních oktávových frekvencí 500 až 8000 Hz nižší hodnoty, než jsou hodnoty katalogové. Na základě zkoumaného vzorku by bylo vhodné ve zmíněných oktávových pásmech navýšit tabelované hodnoty v průměru o 12 dB. Podobný poznatek platí i pro axiální ventilátory, kde by u menších oběžných kol do průměru cca 800 mm bylo vhodné hodnoty naopak

snížit v rámci celého spektra o 10 dB. Ačkoliv je vztah 4.11 poměrně jednoduchý, je vhodné zmínit, že pro vysokotlaké radiální ventilátory s dopředu zahnutými lopatkami lze tímto způsobem získat poměrně přesnou hodnotu celkové hladiny akustického výkonu. Podobně přesných výsledků lze dosáhnout u menších axiálních ventilátorů s oběžným kolem do průměru cca 800 mm, kde spektrum udávané výrobcem dobře koresponduje s relativním spektrem a hodnota celkové hladiny akustického výkonu je taktéž odpovídající.

Z hlediska výkonových parametrů je zřejmé, že největší vliv na hlučnost ventilátoru mají otáčky oběžného kola. Dovolují-li to zástavbové prostory, jednou z možných cest snížení hlučnosti ventilátoru by bylo použití většího oběžného kola, které bude provozováno na nižších otáčkách. Dalším doporučením z hlediska dosažení co nejlepších akustických parametrů by měla být snaha o to, aby reálný pracovní bod ventilátoru byl co nejbližší pracovnímu bodu nejvyšší účinnosti.

Závěrem lze konstatovat, že pro nejpřesnější akustické parametry by mělo být vycházeno výhradně z katalogových listů výrobce. V případě, že takové údaje výrobce neposkytuje, lze orientačně v závislosti na typu ventilátoru celkovou hladinu akustického výkonu odhadnout na základě jednoho z uvedených výpočetních postupů.

Seznam použité literatury

- [1] NOVÝ, Richard. *Ventilátory*. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 1993. ISBN 978-80-01-03758-4.
- [2] DRKAL, František a Vladimír ZMRHAL. *Větrání*. Vyd. 1. V Praze: České vysoké učení technické, 2013. ISBN 978-80-01-05181-8.
- [3] ZMRHAL, Vladimír. Prvky větracích a klimatizačních zařízení (I) - 1. část. In: *TZB-info* [online]. V Praze: Topinfo, 2006 [cit. 2023-02-18]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/vzduchotechnicka-zarizeni/3733-prvky-vetracich-a-klimatizacnich-zarizeni-i-1-cast>
- [4] ECK, Bruno. *Ventilatoren*. Vyd. 5. Berlin: Verlag, 1972. ISBN 9783642628900.
- [5] Axial fans - Direct drive EK. In: *Ferrari Industrial Fan Technology* [online]. Arzignano: Ferrari Ventilatori Industriali S.p.A., 2023 [cit. 2023-02-20]. Dostupné z: <https://www.ferrariventilatori.com/en-fe/axial-direct-drive-ek-1707-serie/>
- [6] Centrifugal fans - Direct drive FR-N. In: *Ferrari Industrial Fan Technology* [online]. Arzignano: Ferrari Ventilatori Industriali S.p.A., 2023 [cit. 2023-02-20]. Dostupné z: <https://www.ferrariventilatori.com/en-fe/centrifugal-backward-blades-impeller-direct-drive-fr-n-1728-serie/>
- [7] Diagonální ventilátory JETLINE. In: *Elektrodesign* [online]. Praha: ELEKTRODESIGN ventilátory spol. s r.o., c2003-2023 [cit. 2023-02-21]. Dostupné z: <https://www.elektrodesign.cz/eshop/produkty/category/diagonalni-ventilatory-jetline>
- [8] Tangential blowers. In: *Ebm-papst* [online]. Muldingen: ebm-papst Muldingen GmbH & Co. KG, 2023 [cit. 2023-02-21]. Dostupné z: <https://www.ebmpapst.com/de/en/products/tangential-fans.html>
- [9] Construction. In: *Systemair* [online]. Boxberg: Systemair GmbH, 2017 [cit. 2023-03-09]. Dostupné z: https://www.systemair.com/fileadmin/user_upload/systemair-b2b/Local/Finland/Support/IMO/AxialFans_JetFans_Installation_Operating.pdf
- [10] TM VARIABLE AIRFOIL PROFILE AXIAL FANS. In: *HW Ventilation* [online]. Rescaldina: HW Ventilation srl, 2023 [cit. 2023-03-09]. Dostupné z: <https://www.hwventilation.it/en/products/variable-airfoil-profile-axial-fans/tm-airfoil-profile-axial-impellers>

- [11] Fan Blade Materials. In: *Axial fans, fan drives - Multi-Wing* [online]. Berkshire: Multi-Wing America, Inc., 2023 [cit. 2023-03-09]. Dostupné z: <https://www.multi-wing.com/us/fan-blade-materials>
- [12] How to choose the best impeller for your needs. In: *Elta Fans Asia* [online]. Hampshire: Elta Fans, 2023 [cit. 2023-03-09]. Dostupné z: <https://www.eltafans.asia/how-to-choose-the-best-impeller-for-your-needs/>
- [13] Fanpedia. In: *Aerovent* [online]. Minneapolis: Aerovent, 2023 [cit. 2023-03-09]. Dostupné z: <https://www.aerovent.com/fanpedia/>
- [14] Vaneaxial flow fan. In: *ElectricalWorkbook* [online]. ElectricalWorkbook [cit. 2023-03-09]. Dostupné z: <https://electricalworkbook.com/axial-flow-fan/>
- [15] WALTER, Johannes, Dieter WURZ, Stefan HARTIG a Martin GABI. Experimental investigation of an annular diffuser for axial fans at different inflow profiles. *Thermal Science*. 2017, **21**(3), 553-564. ISSN 0354-9836. Dostupné z: doi:10.2298/TSCI160408183W
- [16] Centrifugal fan arrangement 10. In: *CUSTOM DESIGNED AIR HANDLING SOLUTIONS* [online]. Richmond: Prime Air Products Company, 2023 [cit. 2023-03-19]. Dostupné z: <https://prime-air.com/fan-and-blower-parts-request/>
- [17] CORY, Bill. *Fans & Ventilation: a practical guide*. Amsterdam: Elsevier, 2005. ISBN 00-804-4626-4.
- [18] FORWARD BLADES IMPELLER - DIRECT DRIVE FS-P. In: *Ferrari Industrial Fan Technology* [online]. Arzignano: Ferrari Ventilatori Industriali S.p.A., 2023 [cit. 2023-03-19]. Dostupné z: <https://www.ferrariventilatori.com/en-fe/centrifugal-forward-blades-impeller-direct-drive-fs-p-1731-serie/>
- [19] Radial blade. In: *TCF vzduchotechnika* [online]. Prachatice: TCF Vzduchotechnika s.r.o., 2020 [cit. 2023-03-23]. Dostupné z: <https://tcf.eu/products/heavy-duty-centrifugal-fans/>
- [20] What Is A Centrifugal Fan: Why Choose A Forward Curved Centrifugal Fan?. In: *Centrifugal fan & fan motor manufacturers* [online]. Changzhou: CHANGZHOU TINGER INTELLIGENT TECHNOLOGY CO., LTD, 2023 [cit. 2023-03-23]. Dostupné z: <https://www.tingertech.com/What-Is-A-Centrifugal-Fan-Why-Choose-A-Forward-Curved-Centrifugal-Fan-id3301108.html>

- [21] Discharge. In: *S&P EasyVent* [online]. Barcelona: S&P Sistemas de Ventilación SLU, 2023 [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://easyvent.solerpalau.com/series-info/1728/6047>
- [22] DOUBLE INLET BACKWARD CURVED IMPELLER - BELT DRIVE DFM-N. In: *S&P EasyVent* [online]. Barcelona: S&P Sistemas de Ventilación SLU, 2023 [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://easyvent.solerpalau.com/series-info/1699/6047>
- [23] UHLÍŘ, Ivan. *Elektrické stroje a pohony*. Vyd. 2., přeprac. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-03730-0.
- [24] Inlet cones. In: *Novenco Building and Industry* [online]. Naestved: NOVENCO Building & Industry, 2023 [cit. 2023-03-09]. Dostupné z: <https://www.novenco-building.com/products/fan-accessories/inlet-cones/>
- [25] NOVÝ, Richard. *Hluk a chvění*. 4. přepracované vydání. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2019. ISBN 978-80-01-06554-9.
- [26] KUČERA, Miroslav. Hodnocení hluku v bytové zástavbě. *Topenářství instalace* [online]. 2014, **2014**(5), 28 [cit. 2023-04-18]. ISSN 2336-4718. Dostupné z: <https://www.topin.cz/clanky/hodnoceni-hluku-v-bytove-zastavbe-detail-5330>
- [27] ČSN ISO 226. *Akustika - Normované křivky stejné hlasitosti*. 2. vyd. Praha: ÚNMZ, 2005.
- [28] ČESKÁ REPUBLIKA. Nařízení č. 272/2011 Sb. o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací. In: *Sbírka zákonů*. 2011, částka 97, číslo 272, s. 3338. Dostupné také z: <https://aplikace.mvcr.cz/sbirka-zakonu/ViewFile.aspx?type=z&id=22560>
- [29] Axialine AL 1000 D4 01. In: *Ruck Ventilatoren GmbH* [online]. Boxberg: ruck Ventilatoren GmbH, 2023 [cit. 2023-04-17]. Dostupné z: <https://www.ruck.eu/162618-10001>
- [30] *Fan Testing – Not All Fans Are Created Equal* [online]. Auckland: Cooke Industries, 2010 [cit. 2023-05-03]. Dostupné z: <https://t.ly/KImI>
- [31] GUEDEL, Alain. *Aerodynamic Noise of Fans: Contributed Report 01*. Villeurbanne: Centre Technique des Industries Aérauliques et Thermiques (CETIAT), 2005.

- [32] LANGEROVÁ, Erika, Jan KRÁLIČEK a Miroslav KUČERA. Hluk ventilátoru tepelného čerpadla vzduch-voda. *Vytápění, větrání, instalace* [online]. 2022, **2022**(1), 244-252 [cit. 2023-05-01]. ISSN 1210-1389.
- [33] FLORIAN J., Krömer. Sound emission of low-pressure axial fans under distorted inflow conditions. *Medizin, Naturwissenschaft, Technik* [online]. Erlangen: FAU University Press, 2018, 60-69 [cit. 2023-05-01]. ISSN 2198-8102. Dostupné z: doi:10.25593/978-3-96147-089-1
- [34] CASTEGNARO, Stefano. Aerodynamic Design of Low-Speed Axial-Flow Fans: A Historical Overview. *Designs* [online]. 2018, **2**(3) [cit. 2023-05-01]. ISSN 2411-9660. Dostupné z: doi:10.3390/designs2030020
- [35] NEISE, Wolfgang. NOISE REDUCTION IN CENTRIFUGAL FANS: A LITERATURE SURVEY. *Journal of Sound and Vibration*. Amsterdam: Elsevier, 1976, **45**(3), 375-403. ISSN 0022-460X.
- [36] HAO, Wenyue, Jiajun WANG a Ximing HE. Reduction of aerodynamic noise of single-inlet centrifugal fan with inclined volute tongue. *Measurement and Control* [online]. Thousand Oaks: SAGE Publishing, 2020, **53**(7-8), 1376-1387 [cit. 2023-05-04]. ISSN 0020-2940. Dostupné z: doi:10.1177/0020294020932360
- [37] LONG, Marshall. *Architectural acoustics*. 2nd ed. Amsterdam: Academic Press, 2014. ISBN 978-0-12-398258-2.
- [38] *Speciální radiální ventilátory CHMT* [online]. Praha: ELEKTRODESIGN ventilátory spol. s. r. o., c2003-2023 [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://www.elektrodesign.cz/eshop/produkty/category/specialni-radialni-ventilatory-chmt>
- [39] *S&P EasyVent* [online]. Barcelona: S&P Sistemas de Ventilación SLU, 2023 [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://easyvent.solerpalau.com/series/00047>
- [40] *SODECA* [online]. Girona: Sodeca, S.L.U., 2023 [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://www.sodeca.com/en/productos/cmp-p1000000059?cs=5&fil=50#prod>
- [41] *Download.comefri.com* [online]. Magnano in Riviera: CO.ME.FRI. S.p.A., 2023 [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://download.comefri.com/>
- [42] *Katalog G&G filtration* [online]. Šlapanice: G&G filtration CZ, s.r.o., 2023 [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://www.ggfiltration.cz/katalog/>

- [43] *Howden Fan Selector* [online]. Fairfield: Howden Group Ltd., 2023 [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://americanfan.fanselector.com/Selector>
- [44] *Nicotra Gebhardt ProSELECTAII* [online]. Milano: Regal Beloit Italy S.p.A., 2023 [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://www.nicotra-gebhardt.com/proSELECTAII/index.php>
- [45] *Ventilátory TCBB/TCBT* [online]. Praha: ELEKTRODESIGN ventilátory spol. s. r. o., c2003-2023 [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://www.elektrodesign.cz/eshop/produkty/category/ventilatory-tcbb-tcbt>
- [46] *Konfigurator Premium myTrox* [online]. Neukirchen-Vluyn: TROX GmbH, 2023 [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://www.trox.de/mytrox/konfigurator-premium-mytrox-df6a985a5421797c>
- [47] *Fan Selector Vent-Axia* [online]. Crawley: Volution Ventilation UK Limited trading, 2023 [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://www.vent-axia.com/fanselector>
- [48] *AXC-EX Axiální ventilátory* [online]. Praha: Systemair, a.s., 2023 [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://www.systemair.com/cs-cz/vyrobyky/ventilatory/axialni-ventilatory/axc/axc-ex?sku=C315AXC-EX>
- [49] *Fanware by Casals* [online]. Girona: CASALS VENTILACIÓN AIR INDUSTRIAL SLU, 2023 [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://www.casals.com/cs/fanware/50>

Seznam příloh

- [1] Katalogové listy s akustickými daty
- [2] Excel pro porovnání katalogových hodnot s výpočtovými postupy
- [3] Excel pro porovnání hlučnosti vzhledem k výkonovým parametrům