

LJUD OCH LJUDDÄMPNING

Teknisk direktör **JOHNNY ANDERSSON**
Ramböll Sverige AB, Stockholm

Detta avsnitt kompletterar den beskrivning av rumsakustik som ges i kapitel D/Akustik i byggnader och där den teoretiska bakgrunden, storheter och enheter som används inom akustiken redovisas. Avsnittet kompletterar även beskrivningen av ventilationskanalsystem i kapitel E/Kanalsystem-placering, utformning, inspektion och rengöring, som visar på vikten av att utforma och installera ett väl fungerande kanalsystem, hur det integreras i byggnaden, vilka kvalitetskrav som gäller och hur speciellt tätheten har stor betydelse för funktion och driftkostnader.

Det här avsnittet beskriver bulleralstrande installationskomponenter, främst fläktar, och hur bullret från dessa kan dämpas genom olika åtgärder samt hur kanalinstallationer och komponenter kan alstra och dämpa ljud och hur kanalerna kan föra över ljud mellan rum i en byggnad.

Buller brukar räknas till de faktorer som hotar att fördärva vår livsmiljö. I vårt mekaniserade samhälle är vi omgivna av otaliga störande bullerkällor, som tyvärr tycks öka både i antal och styrka – trafikbullret utomhus och bullret från installationer inomhus. Tystnad börjar således bli en allt större bristvara idag. När vi projekterar och bygger klimatsystem som ska ge människan ett bättre termiskt inomhusklimat och en bättre luftkvalitet, är det viktigt att vi inser att detta inte får ske till priset av att vi istället smutsar ner innemiljön med störande buller.

Det är många som känner det som en befrielse när ventilationen stängs av vid arbetsdagens slut och tystnaden har återkommit. Det här missnöjet med bullriga ventilationssystem måste undvikas och det

är viktigt att man lägger ner lika mycket omsorg på den akustiska utformningen av systemen som på faktorer som påverkar människornas välbefinnande och trivsel.

Tystnad – eller frånvaro av buller – saknas ofta idag vilket kan leda till stress och obehag. En viktig sak bör man vara medveten om – det är lättare att komma till rätta med detta innan problemen har uppstått – efteråt är det svårare, dyrare och kräver mer av tid och möda att nå en acceptabel lösning. Dessutom är det svårare att övertyga dem som redan blivit störda att de nu borde vara nöjda.

VVS-utrustning, speciellt fläktar, pumpar och kompressorer, är dominerande bullerkällor i en byggnad som ibland också kan störa omgivningen. Det är därför viktigt att utrustning och placering väljs så, att ljudet från utrustningen varken blir störande i vistelseutrymmena i byggnaden eller för grannarna.

Buller som alstras av en installationskomponent, t.ex. en fläkt, transporteras ut i byggnaden på skilda sätt – via väggar, bjälklag och otätheter till angränsande utrymmen och genom kanalsystemen på tryck- och sug sida till de rum som är anslutna till kanalerna.

Vibrationer från utrustningen kan också ge upphov till stomljud som fortplantas i byggnaden. Dessa vibrationer kan sätta väggar, bjälklag och kanske andra installationer, t.ex. rörledningar, i svängning och därigenom alstra luftburet ljud som kan störa utrymmen på stort avstånd från apparatrummet.

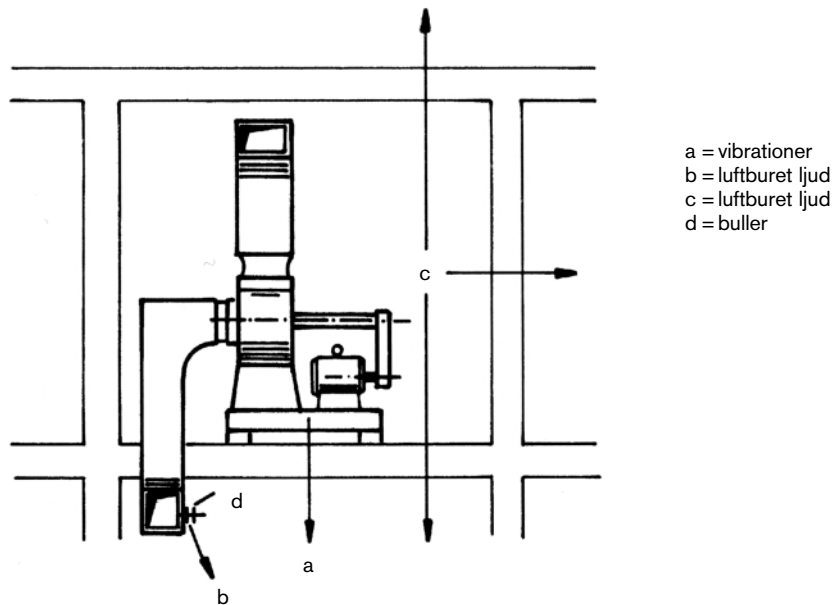
Byggnadsinstallationer för ventilation, värmning, kylning och sanitet har den gemensamma egenskapen att bullret de alstrar har sitt ursprung i ett strömmande medium – luft, vatten eller köldmedier. Det gäller fläktar, ventilationsdon och kanaler, pumpar, rör och ventiler, kompressorer och WC-spolning. I alla dessa fall är bulleralstringen beroende av mediets hastighet och tryckfallet hos komponenterna men också av hur väl komponenten är utformad ur bullersynvinkel.

Ventilationssystemen i en byggnad kan ofta upplevas som bullerstörande. Figur 1 på nästa sida illustrerar detta.

- a) Vibrationer som kan ge upphov till stomljud.
- b) Luftburet ljud som tillförs fläktens in- och utloppskanal och förs vidare ut i huset.
- c) Luftburet ljud som från fläktrummet sprids till angränsande rum.
- d) Buller från andra komponenter i systemet och som alstras i kanal-detalj, spjäll och don.

**INSTALLATIONERNA
SOM BULLERKÄLLOR**

**FLÄKTEN SOM
EXEMPEL PÅ
INSTALLATIONS-
BULLERKÄLLA**



FIGUR 1. Fläktbullret sprids på olika sätt och i olika riktningar.

Det är inte bara det luftburna ljudet som kan ge störningar i huset. Det är också viktigt att fläkten inte avger vibrationer till byggnadsstommen (punkt "a" i figur 1) utan är väl statiskt och dynamiskt balanserad, är uppställd på ett korrekt dimensionerat och vibrationsavskilt fundament och är ansluten till kanalerna via vibrationsavskiljande stosar. Elkabeln till fläkten och eventuell dräneringsrörsanslutning måste också utföras mjuka. Det får således inte finnas någon fast "vibrationsbrygga" mellan maskinen och byggnadsstommen annars är arbetet med övriga avskiljningar meningslöst.

Om vibrationer överförs till byggnaden kommer dessa att ge upphov till stomljud som på stort avstånd från ljudkällan kan alstra nytt luftburet ljud i andra rum. Har stomljud väl uppstått i en byggnad finns det ingen annan lösning än att åtgärda vibrationskällan och vibrationsbryggorna, det går inte att beräkna resultatet av andra åtgärder då systemet innehåller alltför många variabler och därför är helt obestämt.

Om fläktrummet är hårt, har lång efterklangstid, se kapitel D/ Akustik i byggnader, kommer bullret från fläkten att resultera i att ljudnivån i rummet blir hög och det luftburna ljudet i fläktrummet (punkt "c" i figur 1) kan därigenom störa omkringliggande rum – vid sidan, över och under – genom att de rumsskiljande väggarna

och bjälklagen sätts i svängningsrörelse och alstrar nytt luftburet ljud i de angränsande rummen.

För att förhindra att fläktbullret stör angränsande rum krävs väggar, golv och dörrar med höga reduktionstal (se kapitel D/Akustik i byggnader). Det luftburna ljudet passerar lätt genom små springor och sprickor. Rör, kablar och kanaler som dras genom väggarna måste tätas väl i genomföringarna och fläktrumsdörrarna måste ha väl tätande gummipackningar.

Det mest effektiva, och enklaste sättet, att undvika de beskrivna problemen är att placera fläktrummen så långt som möjligt från ljudkänsliga utrymmen och att planera utrymmena i byggnaden så att fläktrummen gränsar mot förrådsutrymmen, korridorer och liknande rum där ingen har sin permanenta arbetsplats. Med fläktrum placerade i byggnadens källarvåning är detta normalt enkelt att ordna men det är betydligt svårare, och kräver mer omsorg, när fläktrummen är placerade på vinden ovanför det översta våningsplanet. Arbetslokalerna där brukar ha högst statusvärde i huset och där ställs ofta de strängaste och mest krävande ljudkraven.

Det är också viktigt att fläktrummet är så rymligt tilltaget att de anslutande kanalerna kan installeras på ett strömningstekniskt bra sätt, utan tvära böjar eller med för höga lufthastigheter, och att det finns plats för korrekt montering av absorptionsmaterial och ljuddämpare.

Åter till figur 1 – bullret från fläkten kommer också att tillföras kanalsystemet (punkt ”b” i figur 1) och kan ge upphov till höga ljudnivåer i de ventilerade rum som ligger närmast fläkten och där ljudet därför inte hunnit dämpas i kanalerna. På större avstånd från fläkten har fläktbullret dämpats i kanalsystemet och här kan sekundära ljudkällor som spjäll och don (punkt ”d” i figur 1) bli dominerande.

Val av fläkt.

Låg egenljudalstring skall vara ett viktigt kriterium när man specificerar och väljer utrustning. Fläktar ska väljas så att de har hög verkningsgrad i sitt normala driftområde. Fläktar som arbetar i en olämplig arbetspunkt, och som därmed har en sämre verkningsgrad, är oftast mer bullrande än de som valts korrekt.

I CAV-system (system med konstant flöde) bör fläkten väljas så att den har maximal verkningsgrad vid dimensionerande flöde. I VAV-system (system med varierande flöde) bör fläkten istället väljas så att

den arbetar med optimal verkningsgrad och stabilitet inom det mest förekommande arbetsområdet.

Korrekt val och installation av en fläkt minskar behovet av bullerdämpning i kanalsystemet. Det man därför bör tänka på är att:

- Utforma systemen – kanaler, don och komponenter – för lågt tryckfall.
- Jämföra ljuddata för olika fläkttyper och från olika tillverkare och välja den som är tystast.
- Hellre välja varvtalsstyrning än reglerspjäll för flödesstyrning.

**FLÄKTARS
LJUDALSTRING**

Det alstras två typer av ljud i en fläkt:

- Rotationsljud.
- Turbulens- och virvelljud.

Rotationsljud.

Rotationsljudet i en fläkt uppstår då det roterande strömningsfältet i fläkten passerar förbi fasta delar i flätkåpan, t.ex. den trängsta passagen i en radialfläkt, stag i en axialfläkt eller ledskenor i inloppet till fläkten.

Hastighetsprofilen som uppträder vid periferin på fläkthjulet kommer att ha ett minimum vid vingkanterna och maximum mellan dessa. Skovelpassagen förbi den trängsta sektionen i flätkåpan, förbi den s.k. tungan i en radialfläkt, kommer därför att ge upphov till tryckvariationer – och därmed ljud – som till sin storlek är beroende av hur mycket tryckfältet störs, dvs. av avståndet mellan fläkthjulet och tungan. Ljudets frekvens beror av fläktens varvtal och av antalet skovlar på fläkthjulet. Fläktens grundfrekvens, *skoveltonen*, kan uttryckas som:

$$f_s = n \cdot s \quad (1)$$

Där:

f_s = grundfrekvensen eller skoveltonen [Hz, s⁻¹]

s = antalet skovlar på fläkthjulet [-]

n = varvtalet [s⁻¹, dvs. varv/s eller Hz]

Skoveltonen är den mest utpräglade och märkbara frekvensen men överlagrad över denna kan man ofta även märka de två följande övertonerna medan högre toner i allmänhet drunknar i det övriga ljudet från fläkten.

Den utstrålade ljudeffekten från fläkten är således beroende av hastighetsprofilen vid den trängsta sektionen i fläktkåpan vilket medför att en fläkt med ett stort antal skovlar ger upphov till en lägre ljudeffekt än en fläkt med färre antal skovlar under förutsättning att avståndet mellan hjul och fast del i kåpan är detsamma i båda fallen. Detta beror på att ett större antal skovlar leder till att hastighetsprofilen utjämnas.

Av samma skäl kommer skovelfrekvensen inte att vara märkbar hos en fläkt med ett mycket stort antal skovlar, till exempel s.k. trumhjul (andra namn: ”ekorrhjul” eller ”Siroccohjul”); grund- och övertoner, som är beroende av varvtal och skovelantal, kommer här att drunkna i ljudet från övriga ljudtillskott.

Hos dubbelsugande radialfläktar kan rotationsljudet minskas om det ena av de två fläkthjulen förskjuts ett halvt skovelavstånd. Härigenom kommer amplituderna hos rotationsljudet att förskjutas en halv våglängd i fas vilket gör att det totalt avstrålade ljudet minskar väsentligt.

Turbulens- och virvelljud.

Turbulens- och virvelljud uppstår i fläkten bl.a. beroende av:

1. Turbulens hos luften i fläkten.
2. Turbulenta gränsskikt vid skovelytorna.
3. Virvelavlösningar vid skovelkanterna.

Denna typ av ljud är den dominerande hos fläktar så snart man kommer utanför de frekvenser där skovelfrekvensen med sina närmaste övertoner dominerar. Virvelavlösningen är speciellt märkbar hos radialfläktar som arbetar kraftigt strypta, strömningen släpper då skovelarna vilket ger upphov till kraftiga virvelljud.

För det fall att man inte har tillgång till värden på ljudeffektnivån för en fläkt, eller då det kan vara motiverat att kontrollera ett angivet värde, kan man beräkna ljudeffektnivån med en för de flesta fall tillräckligt god noggrannhet. Det finns ett antal formler framtagna för sådana överslagsberäkningar som alla har det gemensamt att man anger ljudeffekten som funktion av strömningshastigheten upphöjt till femte potens, dvs. till v^5 . Samma hastighetsberoende gäller även de flesta andra komponenterna i ett ventilationssystem med fasta strypningar och turbulent strömning.

**BERÄKNING AV
LJUDEFFEKTNIVÅN
HOS EN FLÄKT**

Som påpekades ovan har fläktens arbetspunkt väsentlig betydelse för ljudalstringen. En fläkt som väljs för hög verkningsgrad har i allmänhet också lägsta möjliga ljudalstring för valt flöde och tryckuppsättning.

Vid ökning (eller minskning) av luftflödet, och därmed lufthastigheten i systemet, kommer ändringen av ljudeffektnivån att kunna skrivas:

$$\Delta L = 10 \cdot \log \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^5 = 50 \cdot \log \left(\frac{v_2}{v_1} \right) \quad (2)$$

Exempel 1.

Vid en fördubbling av flödet hos en fläkt eller i ett ventilationssystem kommer ljudeffektnivån därmed att öka med:

$$\Delta L = 10 \cdot \log \left(\frac{2}{1} \right)^5 = 50 \cdot \log (2) = 50 \cdot 0,3 = 15 \text{ dB}$$

Vid en halvering av flödet kommer ljudeffektnivån att på motsvarande sätt sjunka med 15 dB.

Med SI-enheter får formeln för beräkning av fläktens ljudeffektnivå följande utformning:

$$L_{\text{tot}} = 40 + 10 \cdot \log q + 20 \cdot \log p_t \text{ [dB(över 1 pW)]} \quad (3)$$

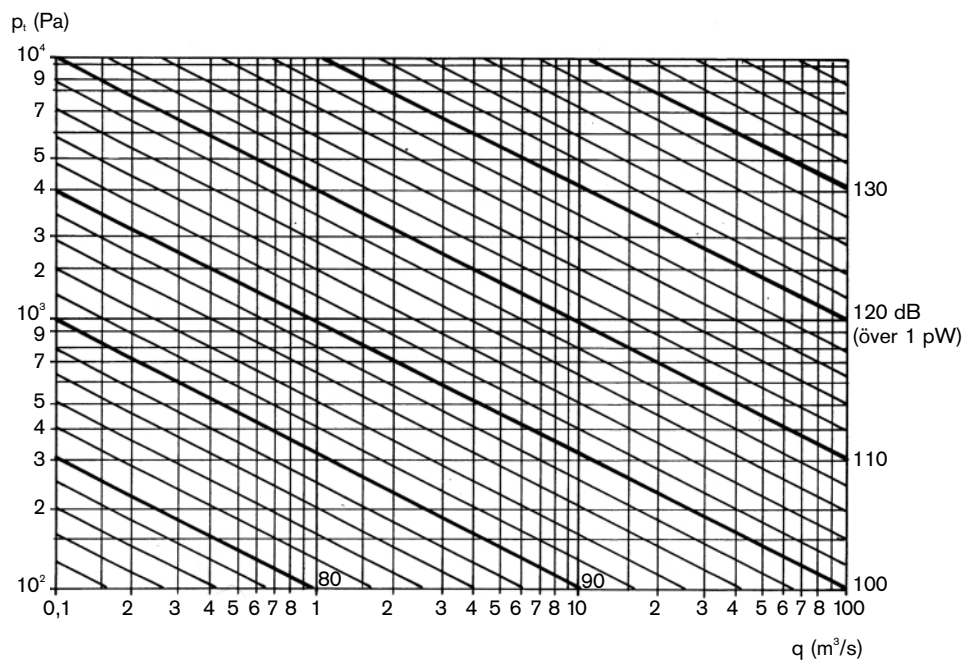
Där:

L_{tot} = total ljudeffektnivå för fläkten [dB(över 1 pW)]

q = luftflödet genom fläkten [m^3/s]

p_t = fläktens tryckuppsättning [Pa]

Talet 40 i ekvation 3 representerar den s.k. specifika ljudeffektnivån. Just talet 40 gäller under antagande om en ”normal” fläktverkningsgrad (53% för axialfläktar och 63% för radialfläktar) samt med hänsyn till konstanter som är knutna till de använda enheterna. Om q och p_t sätts in med äldre enheter (m^3/h respektive mm vp , dvs. kp/m^2) får den specifika ljudeffektnivån i stället siffervärdet 25 vid samma fläktverkningsgrader.



FIGUR 2. Grafisk redovisning av ekvation 3 (SI-enheter).

Ekvationen gäller i allmänhet med en noggrannhet av ca ± 4 dB under förutsättning att fläkten är korrekt vald och arbetar inom området med maximal verkningsgrad, dvs. vid lämplig arbetslinje. Värdena avser den ljudeffektnivå som tillförs fläktens in- eller utloppskanal vid sluten montering, dvs. då både fläktens inlopp och utlopp är kanalanslutna.

Ljudeffektnivån mot fläktrummet kommer att reduceras med värden som beror på fläkttyp, flätkåpens plåttjocklek och förekomsten av kanalanslutningar. Som överslagsvärden kan normalt följande värden användas:

- Total ljudeffektnivå till in- eller utloppskanal vid sluten montering: L_{wtot}
- Total ljudeffektnivå till fläktrummet vid sluten montering: $L_{\text{wtot}} - \text{ca } 10 \text{ dB}$
- Total ljudeffektnivå till fläktrummet för friblåsande eller frisugande fläkt: $L_{\text{wtot}} - \text{ca } 6 \text{ dB}$

För fläktar monterade i luftbehandlingsaggregat är det svårare att förutse ljudeffektnivån som påverkas av den akustiska omgivningen i aggregatet på ett sätt som inte går att beräkna utan måste mätas.

**OKTAVBANDS-
FÖRDELNING AV
FLÄKTENS
LJUDEFFEKTIVÅ**

Då de akustiska egenskaperna hos ljudkällor och absorbenter m.fl. är starkt frekvensberoende, se kapitel D/Akustik i byggnader, görs ljudberäkningar normalt med uppdelning av den totala ljudeffektnivån för fläkten på oktavband. För det fallet att man inte har tillgång till leverantörsvärden för detta kan man översiktligt använda en uppdelning enligt följande:

Fläktens totala ljudeffektnivå är fördelad över de olika oktavbanden med det mesta av ljudet inom grundfrekvensens – skoveltonens – oktavband. Man börjar därför med att beräkna fläktens grundfrekvens, se ovan, och hänför den till rätt oktavband.

Inom skoveltonens oktavband och de oktavband som har högre frekvens än skoveltonen, dvs. uppåt på frekvensskalan, kommer ljudeffektnivån för oktavbandet att sjunka med ca 4 dB per oktavband – och nedåt, under grundtonens oktavband, kommer oktavnivåerna sjunka med ca 3 dB per band.

Exempel 2.

En fläkt har följande data:

Luftflöde, $q = 4 \text{ m}^3/\text{s}$; tryckuppsättning, $p = 1 \text{ kPa}$; antal skovlar, $s = 6$; varvtal, $n = 2700 \text{ rpm}$.

Hur stor är ljudeffektnivån på 1000 Hz-bandet?

$$L_{w_{tot}} \text{ (se 3)} = 40 + 10 \cdot \log q + 20 \cdot \log p = 40 + 10 \cdot \log 4 + 20 \cdot \log 1000 = 40 + 10 \cdot 0,6 + 20 \cdot 3 = 106 \text{ dB(över 1 pW)};$$

$$f_s \text{ (se 1)} = n \cdot s = \frac{2700}{60} \cdot 6 = 270 \text{ Hz}$$

Dvs. skoveltonen faller inom 250 Hz-bandet (se figur 3 i kapitel D/Akustik i byggnader);

Oktavband [Hz]	125	250	500	1000	2000	4000
Total ljudeffektnivå $L_{w_{tot}}$	106					
$\Delta L/\text{oktavband}$ [dB]	-7	-4	-8	-12	-16	-20
Ljudeffektnivå för oktavband L_{wok}	99	102	98	94	90	86

Ljudeffektnivån på 1000 Hz-bandet = 94 dB(över 1 pW).

Ljud kan både alstras och dämpas i kanalsystemen. Nära fläkten dominerar ljudet från denna men på större avstånd har fläktljudet hunnit dämpas på olika sätt och då kan sekundära ljudkällor i kanalsystemet komma att dominera – böjar och avgreningar, spjäll och don kan nu vara de ljudkällor som mer än det kvarvarande fläktbullret stör de ventilerade rummen.

Eftersom ljudet som alstras av dessa komponenter starkt påverkas av lufthastigheten i kanaldelarna är det viktigt att hålla denna låg, speciellt nära rummen, något som f.ö. också kan vara fördelaktigt med tanke på energianvändningen. Man bör likaså sträva efter att utforma kanalsystemet så att man försöker undvika stryppjäll – något som beskrivs i avsnittet om Kanalsystem – liksom andra tryckfallskrävande kanalkomponenter såsom tvära böjar och övergångar.

Slut- och startpunkten för luften i kanalsystemet – tilluftsdonet respektive frånluftsdonet – måste väljas med omsorg.

Kontrollera om de ljuddata som tillverkaren anger gäller den typ av kanalanslutning som valts. Om rummet har flera don adderas ljudet från dessa logaritmiskt. Såsom visas i kapitel D/Akustik i byggnader beror den resulterande ljudnivån i en viss punkt i rummet av avståndet till donet, donets riktningsfaktor, Q och rummets ekvivalenta absorptionsyta. Normalt anges ljuddata för don och andra rumsplacerade komponenter som "ljudnivå i dB(A) i ett rum med 10 m² ekvivalent absorptionsyta och i rummets efterklangsfält".

För att man ska undvika störande strömningsgenererat buller bör man:

- Dimensionera kanaler och kanalelement för låga lufthastigheter.
- Undvika onödig turbulens genom att lämna tillräckligt med avstånd mellan komponenterna (minst 3 kanaldiametrar men gärna mer).
- Välja komponenter som ger lugnt flöde genom kanaler, böjar, avgreningar och don.
- Undvika tvära dimensionsförändringar eller tvära riktningsändringar i systemet.

Ljudet från fläkten kommer att reduceras på olika sätt när det transporteras genom kanalsystemet:

- Ljudeffektfordelning.
- Dämpning i sug- och tryckkammare.

- Utläckning genom kanalväggar.
- Dämpning i invändigt beklädda kanaler och böjar.
- Med ljuddämpare i kanalsystemet.

Ljudeffektfordelning.

Ljudet från fläkten kommer, liksom luften från fläkten, vanligen att fördelas på olika anslutande grenkanaler ut mot de betjänade rummen. Den minskning av den totala ljudeffektnivån som tillförs en viss kanalavgrening kan beräknas som en dämpning relaterad till förhållandet mellan delluftflöde och totalflöde:

$$\Delta L = 10 \cdot \log \frac{q_{\text{delflöde}}}{q_{\text{totalflöde}}} \quad (4)$$

Där:

ΔL = ljuddämpning p.g.a. ljudeffektfordelning
[dB(över 1pW)]

$q_{\text{delflöde}}$ = grenkanalens luftflöde [m³/s]

$q_{\text{totalflöde}}$ = det totala luftflödet från fläkten [m³/s]

Exempel 3.

Fläktens luftflöde = 10 m³/s; grenkanalens luftflöde = 100 l/s.

Dämpning mot aktuell grenkanal:

$$\begin{aligned} \Delta L &= 10 \cdot \log \frac{q_{\text{delflöde}}}{q_{\text{totalflöde}}} = 10 \cdot \log \frac{0,1}{10} = 10 \cdot \log 10^{-2} = \\ &= 10 \cdot (-2) = -20 \text{ dB(över 1 pW)} \end{aligned}$$

Om flödesförhållandet uttrycks i procent [$(q_{\text{delflöde}}/q_{\text{totalflöde}}) \cdot 100$] fås t.ex. följande värden:

Flödesförhållande [%]	50	33	25	20	10	5	2	1	0,5	%
Dämpning ΔL	3	5	6	7	10	13	17	20	23	dB

Som vanligt i ljudsammanhang får man ta till logaritmer vid beräkningen.

Dämpning i sug- och tryckkammare.

Ett kanalsystem för tilluft kan byggas upp med en tryckkammare närmast efter fläkten. Luften fördelas sedan från denna kammare, eller

rektangulära kanal, genom anslutna cirkulära kanaler till de olika ventilerade rummen. Den här lösningen har också fördelar när man ska hindra det kanaltransmitterade fläktbullret från att störa.

Ljudet kommer, när det passerar genom den invändigt absorbent-beklädda kammaren att dämpas i proportion till ljudets svårighet att hitta ut ur kammaren. Ju mindre utloppsöppningen är i förhållande till den totalt beklädda ytan desto fler gånger tvingas ljudet att studsa mot den beklädda ytan och desto mer kommer ljudet därvid att dämpas. Det är givetvis viktigt att in- och utloppsöppningar inte placeras mitt emot varandra i kammaren då man kan riskera att ljudet strålar tvärs över. Tvingas man placera en utloppsöppning på detta sätt så bör man förse kammaren med en invändig vägg, beklädd på båda sidor med absorbentmaterial, som placeras mellan öppningarna och som tvingar ljudet att ta omvägen runt skärmväggen.

Dämpningen i kammaren kan överslagsmässigt beräknas som:

$$\Delta L = 10 \cdot \log \frac{S_0 \cdot \alpha}{S_1} \text{ dB} \quad (5)$$

Där:

S_0 = kammarens invändigt beklädda yta inklusive öppningsareor [m^2]

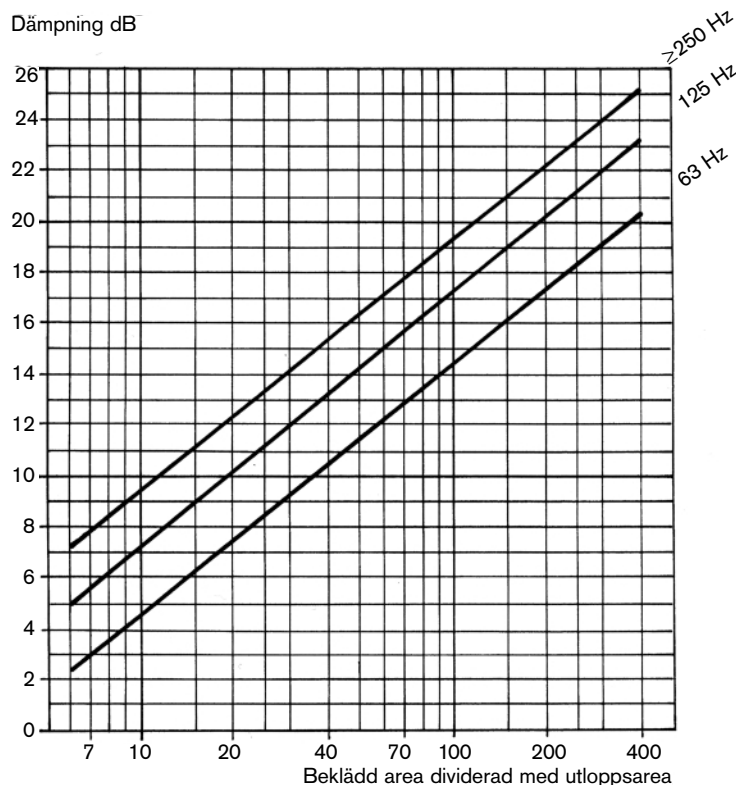
α = beklädnadsmateriallets absorptionsfaktor (se kapitel D/Akustik i byggnader) [-]

S_1 = utloppsöppningen mot den aktuella kanaldelen [m^2]

Ekvationen kan också lösas grafiskt. Se figur 3 på nästa sida, gällande en kammare invändigt beklädd med 10 cm mineralull.

Oinklädda kanaler.

Oinklädda kanaler av plåt kan dämpa ljud vid lägre frekvenser genom att den tunna kanalplåten sätts i svängningsrörelse av ljudet i kanalen och då arbetar som en membranabsorbent, se kapitel D/Akustik i byggnader. Den har relativt hög dämpning kring plåtens resonansfrekvens men är selektiv med låg dämpning på ömse sidor om resonansfrekvensen. Det går inte att beräkna denna dämpning då den bestäms av alltför många variabler: kanalplåtens tjocklek och uppstyvning, förhållandet mellan den fria arean och kanalens omkrets och hur kanalen är fäst mot byggnadskonstruktionen.



FIGUR 3. Grafisk redovisning av ekvation 5; dämpning i sug- eller tryckkammare invändigt beklädd med 10 cm mineralull.

När kanalplåten sätts i svängningsrörelse av ljudet på insidan kommer den samtidigt att svänga på utsidan och alstra nytt luftburet ljud i rummet; insidan tjänstgör därvid som ett mikrofonmembran och plåtens utsida som ett högtalarmembran. Ljudet kommer att ”läcka ut” ur kanalen. Den här typen av dämpning kan således ofta få negativa följdverkningar då ljudnivån höjs i det omgivande rummet.

När rektangulära kanaler dras genom ljudkänsliga utrymmen behöver man därför dels styva upp kanalen genom kryssknäckning, rillning eller utvändiga stagjärn – se avsnittet om Kanalsystem – och dels eventuellt också klä in kanalen, t.ex. med mineralull och gipsskivor – se vidare i nedanstående textavsnitt om ljudöverföring mellan kanal och rum.

Oinklädda rektangulära kanaler.

Raka oinklädda rektangulära kanaler som inte är uppstyvade ger – liksom andra membranabsorbenter, se kapitel D/Akustik i byggnader – relativt god lågfrekvent dämpning, se tabell 1.

Oinklädda cirkulära kanaler.

Spiralfalsade cirkulära kanaler ("Spirokanaler") är betydligt mer stabila än rektangulära kanaler och har därför betydligt lägre lågfrekvensdämpning och därmed också mindre "ljudutläckning", se tabell 1.

TABELL 1. Dämpning i raka stålplåtskanaler (1 mm plåttjocklek).

Kanaldimension	Dämpning i dB/m vid olika oktavband [Hz]				
	63	125	250	500	≥1 000
Rektangulära kanaler					
75–200 mm	0,60	0,60	0,45	0,30	0,30
200–400 mm	0,60	0,60	0,45	0,30	0,20
400–800 mm	0,60	0,60	0,30	0,15	0,15
800–1 000 mm	0,45	0,30	0,15	0,10	0,06
Cirkulära kanaler					
Ø 75–200 mm	0,10	0,10	0,15	0,15	0,30
Ø 200–400 mm	0,06	0,10	0,10	0,15	0,20
Ø 400–800 mm	0,03	0,06	0,06	0,10	0,15
Ø 800–1 600 mm	0,03	0,03	0,03	0,06	0,06

Oinklädda kanalböjar.

Beroende av kanaldimensionernas förhållande till ljudets våglängd kommer en större eller mindre andel av ljudet att reflekteras tillbaka i kanalen vid böjar i systemet. För runda kanalböjar kommer denna återreflektion naturligtvis att vara relativt liten; den tilltar med ökad frekvens hos ljudet och har ett maximum av ca 3 dB, se tabell 2.

TABELL 2. Ungefärlig dämpning i runda böjar.

Kanaldiameter [mm]	Dämpning i dB vid olika oktavband [Hz]					
	125	250	500	1k	2k	≥4k
125–250	0	0	0	1	2	3
280–500	0	0	1	2	3	3
530–1 000	0	1	2	3	3	3
1 050–2 000	1	2	3	3	3	3

I rektangulära beklädda böjar kommer dämpningen att bli betydligt större, speciellt för frekvenser vars våglängd har samma storleksordning som kanalbredden. Om böjen förses med invändig absorberbektädnad ökar dämpningen väsentligt.

Invändigt absorberbektädda kanaler och böjar.

Dämpningen hos invändigt beklädda kanaler kan beräknas ur:

$$\Delta L = 1,05 \cdot \frac{P}{A} \cdot \alpha^{1,4} \quad (6)$$

Där:

ΔL = dämpningen [dB/m]

P = absorbentbeklädd omkrets (perimeter) [m]

A = tvärsnittsarea, fri area [m²]

α = beklädnads materialets absorptionsfaktor för aktuellt oktavband [-]

Det lönar sig inte att bekläda större kanallängd än ca fem gånger kanaldimensionen. Ljudvågen kommer sedan att bli plan och fortskrida, framförallt för högre frekvenser, relativt odämpad i kanalens mitt (en viss dämpning sker dock även här genom s.k. diffraktion – att ljudvågen böjer av).

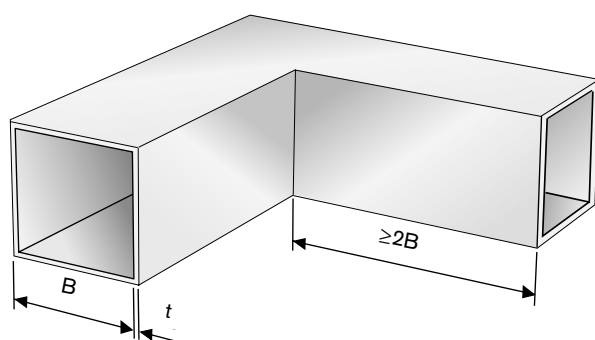
När man dämpar ljud med invändig beklädnad i kanalerna skall man välja rätt materialkvalitet – det måste vara motståndskraftigt mot luften som passerar och får inte erodera och därigenom avge partiklar och det måste gå att rengöra med normala metoder, något som även beskrivs i avsnittet om Kanalsystem. För att undvika erosion av materialet kan man skydda absorptionsytan med perforerad plåt, eventuellt kompletterat med en underliggande tunn textilduk. Detta kommer inte att minska absorptionsförmågan jämfört med en helt öppen absorptionsyta under förutsättning att man väljer en plåt med en fri area av minst 20% (dvs. 80% av ytan är täckt av plåt). Skälet till detta är att ljudvågorna böjer av mot de öppna hålen i plåten (något som således kallas för diffraktion).

Invändig absorbentbeklädnad i kanalsystem är effektivt som bullerdämpning under förutsättning att materialet placeras så att det träffas av ljudvågorna. Absorptionsmaterialet bör därför monteras i kanaler efter formförändringar och böjar, där ljudflödet är turbulent. Det är t.ex. effektivt att beklä insidan av anslutningskanalen till fläktutloppet med absorptionsmaterial. Här är ljudvågorna mycket turbulenta efter att ha lämnat fläkthjulet och innan de har riktats upp av reflektioner mot kanalväggen. Placering av absorptionsmaterial här gör att det kommer att träffas av många studsar. Denna effektiva placering av absorptionsmaterialet benämns ofta tvärvågsdämpning.

När absorbenten placeras i en böj på kanalsystemet kommer den att dämpa både ljudet som direkt träffar ytan och reflektionerna upp-

ströms och nedströms om böjen. Hur mycket som dämpas i böjen beror av förhållandet mellan kanaldimensionerna och ljudets våglängd i kanalen.

Tabell 3 visar värden som gäller för en bøj där de invändigt beklädda kanalbenen före och efter böjens innerhörn har en längd av minst två gånger den invändiga kanalbredden samt där beklädnads materialet har en tjocklek, t , motsvarande minst 10% av kanalbredden, B . Se figur 4.



FIGUR 4. Bøj med invändig beklädnad för dämpning.

TABELL 3. Dämpning i rektangulära böjar med och utan absorptionsbeklädnad.

Invändig kanalbredd [mm]	Dämpning i dB vid olika oktavband [Hz]						
	125	250	500	1k	2k	4k	8k
Bøj utan absorptionsbeklädnad:							
125				6	8	4	3
250			6	8	4	3	3
500		6	8	4	3	3	3
1 000	6	8	4	3	3	3	3
Bøj med absorptionsbeklädnad före knäet:							
125				6	8	6	8
250			6	8	6	8	11
500		6	8	6	8	11	11
1 000	6	8	6	11	11	11	11
Bøj med absorptionsbeklädnad efter knäet:							
125				7	11	10	10
250			7	11	10	10	10
500		7	11	10	10	10	10
1 000	7	11	10	10	10	10	10
Bøj med absorptionsbeklädnad både före och efter knäet:							
125				7	12	14	16
250			7	12	14	16	18
500		7	12	14	16	18	18
1 000	7	12	14	16	18	18	18

Flexibla kanaler.

En flexibel kanalanslutning mellan en stålplåtskanal och ett tilluftsdon kan vara ett bekvämt sätt att anpassa donets placering till rutmönstret i ett undertak. Här måste man emellertid vara försiktig, en sneddragning av den flexibla kanalen kan leda till en kraftig ökning av ljudalstringen hos donet jämfört med en rak anslutning.

LJUDÖVERFÖRING MELLAN KANAL OCH RUM

Beskrivningen ovan visar vad som händer med ljudet i kanalen och hur det dämpas när kanalplåten sätts i svängningsrörelse. Det följande visar hur man kan beräkna den ljudläckande kanalen som en ljudkälla i det rum den passerar. Hur ljudberäkningar generellt går till visas i kapitel D/Akustik i byggnader; här beskrivs hur man beräknar ljudeffektnivån för en kanal som ljudkälla i ett rum.

När en kanal passerar genom ett rum utan att vare sig lämna eller hämta luft kan ljudläckaget ut ur kanalen till rummet eller tvärtom ge ett problem som kräver att kanalen kläds in eller att man vidtar någon annan förbättrande åtgärd.

Beräkningen liknar den som görs för en rumsvägg som skiljer ett bullrande rum från ett tyst och som visas i kapitel D/Akustik i byggnader. Beteckningarna och de påverkande faktorerna skiljer sig dock något från detta:

$$L_{w(utsida)} = L_{w(insida)} + 10 \cdot \log \left(\frac{S}{A} \right) - R_{kanal} \quad (7)$$

Där:

$L_{w(utsida)}$ = ljudeffektnivån som avges från kanalens utsida mot rummet [dB(över 1 pW)]

$L_{w(insida)}$ = ljudeffektnivån för ljudet i kanalen [dB(över 1 pW)]

S = den yta hos kanalen som avger ljud mot rummet [m²]

A = tvärsnittsytan hos kanalen [m²]

R_{kanal} = reduktionstalet för kanalväggen [dB]

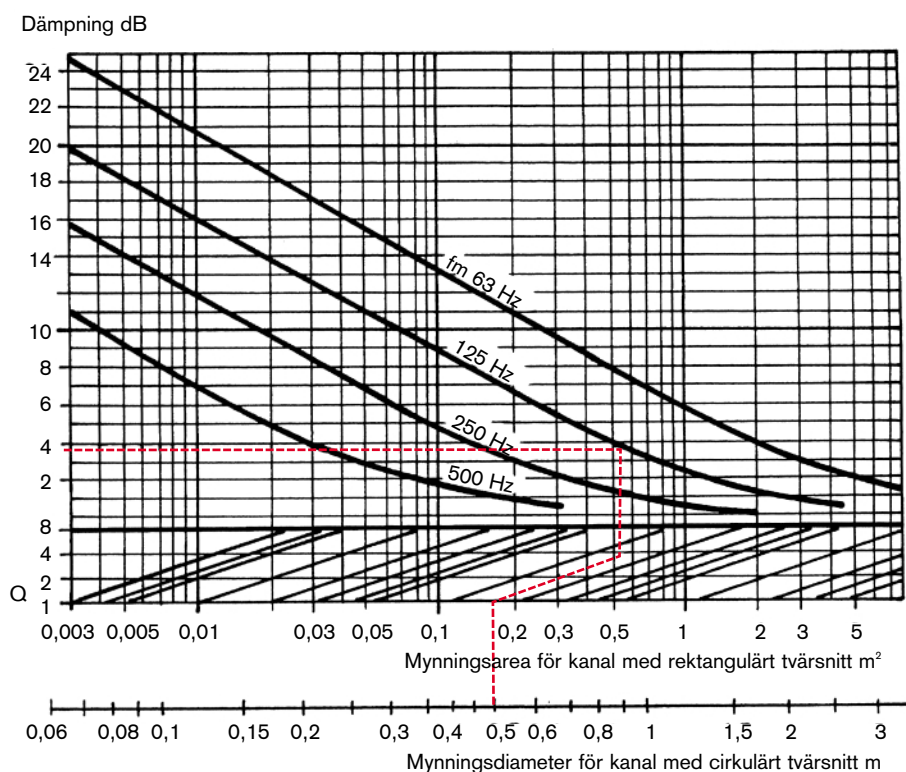
Reduktionstalet R_{kanal} varierar med:

- Kanalform – rektangulär eller cirkulär; en spiralfalsad cirkulär kanal är styvare än en rektangulär med samma fria area och får därmed ett högre reduktionstal.
- Kanalens dimension, ju större t.ex. tvärmåttet är på en rektangulär kanal desto lättare vibrerar den och läcker ljud.

- Om kanalplåten är uppstyvad t.ex. med kryssknäckning, se avsnittet om Kanalsystem, får den ett högre reduktionstal än en icke uppstyvad med samma dimensioner.
- Frekvensen; reduktionstalet är frekvensberoende; rektangulära kanaler har högre värden vid högre frekvenser än vid lägre; för spiralfalsade cirkulära kanaler är det tvärtom.

Vid kanalöppningen mot rummet uppstår en lågfrekvent mynningsdämpning genom återreflektion tillbaka in i kanalen. Ljuddämpningen som då uppstår beror av öppningens storlek och placering i förhållande till väggar och tak (dvs. av riktningfaktorn Q , se även kapitel D/Akustik i byggnader), se figur 5.

ÄNDRREFLEKTION



FIGUR 5. Dämpning för don och kanalmykning. Den streckade linjen exemplifierar följande fall: Riktningfaktorn, $Q=4$. Cirkulär kanal med diametern 0,5 m. Dämpning vid frekvensen 125 Hz blir 4 dB.

Ljuddämpare ska normalt placeras så nära ljudkällan som möjligt men ändå på tillräckligt avstånd för att luftströmningen i kanalen ska få en någorlunda jämn hastighet när den passerar in i dämparen. Som

LJUDDÄMPARE

det mesta i naturen strömmar även ljud från en högre nivå till en lägre, tystare. När man ska dämpa kanaltransmitterat ljud från en fläkt uppställd i ett fläktrum ska dämparen därför anslutas mot kanalen vid vägganslutningen. Man förhindrar då att det ljud som fläkten avger till fläktrummet, som kan ha en högre nivå än nivån i kanalen efter dämparen, återtransmitteras in i kanalen genom att kanalplåten sätts i svängningsrörelse. Om denna placering av platskäl inte är möjlig bör man kläda in kanalen t.ex. med mineralull och gipsskivor.

Ekvation 6 ovan visar hur ljuddämpningen i en invändigt beklädd kanal beror på absorptionsfaktorn α och av förhållandet mellan omkretsen hos den invändigt beklädda kanalytan och den fria arean, P/A . Om man således ökar förhållandet P/A för en given fri area så kommer ljuddämparen att bli mer effektiv. Detta har man utnyttjat i förtillverkade ljuddämpare där man ökar den invändigt beklädda absorptionsytan genom att placera dubbelsidigt beklädda tvärväggar, ”bafflar”, i luftströmningsriktningen. Avståndet mellan de beklädda ytorna påverkar dämpningen, ju kortare avståndet är desto mer effektiv blir dämparen (samtidigt som tryckfallet kan öka).

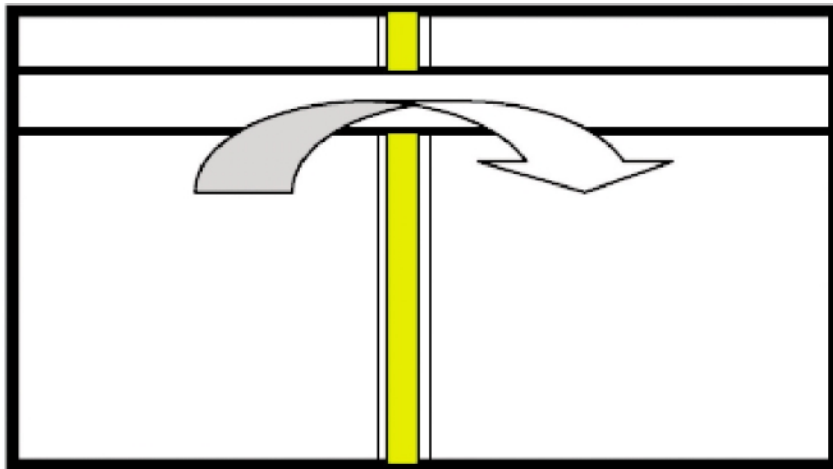
För att förbättra dämpningsförmågan vid låga frekvenser, där porösa absorbenter har låg dämpning, se tabell 6 i kapitel D/Akustik i byggnader, kombineras ibland dämpare av porös typ med membranabsorbenters goda dämpning vid låga frekvenser. Man kan t.ex. åstadkomma detta genom att bekläda en del av den porösa absorbentytan med plåt som sätts i svängningsrörelse av det infallande ljudet och som i kombination med absorptionsmaterialet ger god lågfrekvensdämpning.

Ljuddämparen inte bara dämpar ljud, den alstrar också ljud liksom alla andra kanalmonterade komponenter och liksom för dessa ökar egenljudalstringen med ökande lufthastighet. Vid val av dämpare kan det därför vara viktigt att kontrollera tillverkarnas data för båda dessa egenskaper, ljuddämpning och egenljudalstring.

För att underlätta eventuell rengöring av kanalerna bör ljuddämpare, speciellt sådana med bafflar och som är monterade i tilluftskanaler, vara möjliga att demontera vid rengöringen. Rengöring av kanaler behandlas vidare i avsnittet om Kanalsystem.

Överhörningsljuddämpare.

Det är ofta viktigt att talljud inte kan överföras mellan arbetsplatser och rum i en byggnad, dels av sekretesskäl men också för att inte störa



FIGUR 6. Överhörning mellan två rum via ventilationskanal.

en eftersträvd lugn bakgrundsnivå. I kapitel D/Akustik i byggnader beskrivs hur detta t.ex. påverkar valet av mellanväggar med tillräckliga reduktionsvärden och lufttätethet.

När rummen är anslutna till en gemensam tilluftskanal och/eller frånluftskanal är det viktigt att talat ljud inte kan överföras via kanalen mellan rummen. Under dagtid när ventilationssystemet är i drift är detta normalt inget problem – ljudet från systemet ger en bakgrundsnivå som är tillräckligt hög för att överrösta talljudet. När systemet kanske stängs av vid slutet av dagen ändras förhållandet, ventilationens dämpande förmåga försvinner. Tillufts- och frånluftsdonen bör därför vara tillräckligt ljuddämpande när luftflödet upphör för att effektivt dämpa ljudöverföringen via kanalsystemet. Ett alternativ till detta är att kanalanslutningarna till donen kompletteras med ljuddämpare (ibland kallade ”telefonljuddämpare”) för att minska överhörningen.

Placeringen av tillufts- och frånluftsdon påverkar ljudspridningen i ett rum. Väggar och tak kommer att reflektera ljudet från donen – jämför med en megafon. Donet har således en riktningsfaktor, se avsnittet om Kanalsystem. Om donet är placerat i ett hörn av rummet kommer det att omges av tre reflekterande ytor. Detta kommer – på samma avstånd från donet – att resultera i en högre ljudnivå än om donet placeras på vägg vid tak (två reflekterande ytor) eller mitt i taket (en reflekterande yta). För varje tillkommande yta kommer ljudet på samma avstånd från donet att öka med 3 dB.

DON

Ljuddata för don redovisas normalt som ”ljudnivå i dB(A) i ett rum med 10 m² ekvivalent absorptionsyta och i rummets efterklangsfält”. Det är viktigt att kontrollera att dessa förutsättningar för värdet är relevanta för den aktuella installationen:

- Vilken inställning ska donet ha för önskat luftflöde och spridningsbild?
- Hur är donet anslutet till kanalen – rakt eller med böj?
- Är riktningsfaktorn angiven?
- Hur påverkas ljudet av ojämn luftströmning genom donet (störningar t.ex. alstrade av justeringsspjäll i kanalen)?

Justera värdet om verkligheten inte överensstämmer med katalogdata, t.ex. för avstånd och lokalens ekvivalenta absorptionsyta, och lägg till den ökning som beror av flera parallella don i rummet.

**AKTIV
BULLERDÄMPNING**

Aktiva ljuddämpare är idag ovanliga men kan kanske bli vanligare i framtiden. De är speciellt lämpliga för att dämpa lågfrekvent buller, där vanliga ljuddämpare är ineffektiva. Den aktiva ljuddämparen producerar ljudvågor i motfas mot det buller som finns i kanalen.

En mikrofon placerad i kanalväggen uppströms i kanalen mäter ljudet som analyseras varefter en ”spegelbild” av det uppmätta bullret med samma amplitud sänds till kanalen genom en högtalare placerad i kanalväggen nedströms om mikrofonen. Detta återsända ljud i motfas kommer att effektivt interferera med bullret i kanalen och dämpa detta. Systemet kompletteras med en kontrollmikrofon som mäter nivån efter dämparen och justerar analysatorn för att förbättra dämpningen. Eftersom alla delar är placerade utanför luftströmmen har dämparen inget tryckfall och ingen egenljudalstring.

Luft hastigheten och turbulensen hos luftflödet får inte vara för höga om dämparen ska fungera. Mikrofoner som används för ljudmätning kan inte skilja på ljud – som definieras som ”tryckfortplantning i ett elastiskt medium” i kapitel D/Akustik i byggnader – och tryckförändringar som beror av luftrörelser i kanalen. Det är av samma skäl som TV-reportrar har stora vindskärmar på mikrofonerna när de intervjuar folk utomhus.

Den aktiva dämparen bör därför endast användas i kanaler där luft hastigheten inte överskrider ca 8 m/s och på tillräckligt avstånd från turbulensalstrande kanalkomponenter uppströms, \geq ca 5 diametrar, och nedströms, \geq ca 3 diametrar.

Andersson J, Akustik & Buller – En praktisk handbok,
4:e upplagan, AB Svensk Byggtjänst, Stockholm, 1998

LITTERATUR

Andersson J, Carrie R, Wouters P. Improving Ductwork
– A time for Tighter Air Distribution Systems,
EU Project SAVE-DUCT, Brussels, 1999