

## 8. VENTILATION

---

*Jørgen Erik Christensen, Lektor*

*Institut for Byggeri og Anlæg, Danmarks Tekniske Universitet*

*jec@byg.dtu.dk*

*Dette kapitel om ventilation er til supplerende brug for undervisning på ingeniør og maskinmester uddannelsen. Der rettes en stor tak til Børge Howald Petersen, DTU Byg for at stille materiale til rådighed.*

*Kapitlet om ventilation er tænkt til at være af grundlæggende karakter, således at de studerende kan tilegne sig det basale inden for ventilationsteknik. En mere detaljeret gennemgang af ventilation kan findes i den supplerende litteratur.*

*ELFORSK projektet: Indeklima, Facility Management, Ventilation, Opvarmning, CTS, bygnings-dynamik, nøgletal og energirenovering. Alle afsnit behandler det pågældende emne ud fra relevansen i forhold til ”Energirigtig drift af det rette indeklima i bygninger”. Spørgsmål, kommentarer mv. kan rettes til forfatteren.*



**ELFORSK**

Dette kapitel er udarbejdet som del af projektet **Energirigtigt drift af det rette indeklima i bygninger** – ENDRIN støttet af ELFORSK i periode 2016–2017, projektnummer 348-006 ([www.elforsk.dk](http://www.elforsk.dk)).

## 8.1. Indhold

8.1.	Indhold .....	8-2
8.2.	Læringsmål .....	8-4
8.3.	Nomenklatur og sprogbrug .....	8-5
8.4.	Introduktion og formål med ventilation .....	8-10
	Ventilationens formål .....	8-11
8.5.	Ventilationsanlægs opbygning .....	8-12
	Forsyning .....	8-12
	Distribution .....	8-13
	Forbrug .....	8-13
8.6.	Ventilationens størrelse .....	8-14
	Forureningskilder .....	8-14
	Emissioner fra byggematerialer .....	8-16
8.7.	Ventilationsprincipper .....	8-17
	Opholdszone .....	8-18
	Opblandingsventilation .....	8-19
8.8.	Kanalsystem .....	8-23
	Generelt .....	8-23
	Opbygning .....	8-24
	Runde- og rektangulære kanaler .....	8-26
	Kanaldimensionering .....	8-26
8.9.	Tryktabsberegning .....	8-29
	Trykforhold i kanaler .....	8-30
	Dimensionering af et kanalsystem – Trykbalance .....	8-31
	Trykforhold i lige kanal .....	8-33
	Tryktab i enkeltmodstande .....	8-34
8.10.	Lydudbredelse .....	8-35
	Grundbegreber .....	8-35
	Lydens udbredelse .....	8-37
	Decibel begrebet .....	8-38
	Lydintensitet .....	8-39
	Frekvensanalyse .....	8-41

Lydangivelser – ørets lydopfattelse.....	8-42
Oplevet lyd fra armatur .....	8-43
8.11. Litteratur/referencer .....	8-45

## 8.2. Læringsmål

Studerende der læser dette kapitel skal være i stand til at:

- Forklare ventilationsbegrebet – hvad er ventilation, hvordan vi definerer vi det, og hvilke ”komponenter” findes der.
- Bestemme behovet for ventilation ud fra lovmæssige krav og krav til det termiske og atmosfæriske indeklima.
- Fastlægge de fysiske og funktionsmæssige krav til et mekanisk ventilationsanlæg og vælge armaturer for indblæsning og udsugning.
- Vælge et passende ventilationsaggregat i mekaniske ventilationssystemer, som opfylder bygningsreglementets krav energiforbrug

### 8.3. Nomenklatur og sprogbrug

<b>symbol</b>	<b>Enhed</b>	<b>Beskrivelse</b>
$a, b$	$m$	Sidelængde
$A$	$m^2$	Areal, Indvendigt tværsnitsareal
$A_{kanal}$	$m^2$	Kanalsystemets indvendige overfladeareal
$A$	$m^2$	Absorptionsareal (LYD)
$A$	$m$	Armaturnes afstand, fig. 6.10
$A_{af-arm}$	$m$	Armaturnes afstand, fig. 6.10
$A_o$	$m^2$	Kontraheret areal (udløbsarealet)
A-filter	$dB$	A-filter, (6.11)
$b$	$m$	Sidelængde
$b_v$	$m$	Strålens maksimale (vertikale) højde
$b_h$	$m$	Strålens maksimale (horisontale) bredde
$c$	$kg/m^3, m^3/m^3$	Forureningskoncentration for rumluft, se også "G"
$c$	$m/s$	Lydhastighed i luft (LYD, 20 °C 344 m/s)
$c_e$	$kg/m^3$ rumluft $m^3/m^3$ rumluft	Udeluftens koncentration af den forurenende komponent, (e = "exterior")
$c_o$	$kg/m^3$ rumluft $m^3/m^3$ rumluft	Begyndelsesbetingelse $c = c_o$ for $\tau = 0$
$c$	$J/(kg \cdot K)$	Specifik varmekapacitet (2.9)
$c_p$	$J/(kg \cdot K)$	Specifik varmekapacitet (konstant tryk)
$c_{pd}$	$kJ/(kg \text{ damp})$	1,8 kJ/(kg damp) er vanddampens specifikke varmefylde (fugtig luft)
$c_{pl}$	$kJ/(kg \text{ tør luft})$	1,01 kJ/(kg tør luft), luftens specifikke varmefylde (fugtig luft)
$c_v$	$J/(kg \cdot K)$	Specifik varmekapacitet, (konstant volumen)
$d, D$	$m$	Diameter (Hydraulisk)
$d_h$	$m$	Hydraulisk Diameter
$D$	–	Retningsfaktoren (LYD, spredning)
$E_{el}$	$W$	Ventilatorens energiforbrug (Elforbrug)
$f$	$Hz$	Frekvensen (LYD)
$f_{mag}$	–	En del af solvarmen opmagasineres i byggelementerne
$f_{lag}$	–	Med 3 lag glas eller energiruder i stedet for 2 lag glas
$f_{areal}$	–	Rudeareal mindre end murhul
$f_{snavs}$	–	Snavset rude
$f_{skygge}$	–	Skygger fra fx træer og huse
$f_{skærm}$	–	Afskærmning (ud, inde, mellem)
$F$	$N$	Kraft
$F$	–	Gennemgangsfaktor for komponent (LYD)
$g$	$m/s^2$	Tyngdeakseleration
$G$	$m^3/s$	Forureningsintensitet, se også "c" $kg/s$
$h$	$m$	Højde (kote)
$h$	$m$	Lofthøjden indvendig (LYD)
$h_a$	$m$	Højde – anlægskarakteristik
$h_{ru}$	$m, mm$	Ruhed for væg, Ruhedstal

$h_{ru}/d_h$	–	Det relative ruhedstal
$h_t$	$m$	Taps højde
$h$	$W/(m^2K)$	Varmeovergangskoeff. ved konveksion
$I$	$W/m^2$	Lydens intensitet
$K$	–	Multiplikationsfaktor på kastelængde
$l$	$m$	Længde (kanalstrækning)
$l_{gep}$	$m$	Den geometriske længde
$L_{læk}$	$m^3/(s \cdot m^2)$	Lækagekoefficient
$l_v$	$m$	Strålens kastelængde svarende til den valgte isovelhastighed $v$
$l_{0,2}$	$m$	Strålens kastelængde svarende til den valgte isovelhastighed $v$ på 0,2 m/s
$L_p$	$dB$	Lydtrykniveauet i rummet (LYD)
$L_{pA}$	$dB$	Oplevede lydtrykniveau i rummet (LYD)
$L_{pAn}$	$dB$	Oplevede lydtrykniveau fra $n$ lydkilder
$L_w$	$dB$	Lydeffektniveau (LYD)
$L_{Wa}$	$dB$	Lydeffektniveau med indregnet A-filter
$\Delta L_D$	$dB$	Lyddæmpning (LYD)
$\Delta L_{Kanalstøj}$	$dB$	Kanalstøj (LYD)
$\Delta L_R$	$dB$	Rumdæmpning (LYD)
$m$	$kg$	Masse
$M$	$g/mol$	Molekylmasse, relativ
$n$	$h^{-1}$	Luftskifte
$n$	–	Antal ens lydkilder (LYD)
$n$	$min^{-1}$	Omdrejningstal (pumper)
$O$	$m$	Omkreds
$p$	$Pa$	Tryk
$p_d$	$Pa$	Dynamisk tryk
$p_{dm}$	$Pa$	Mættede dampes tryk
$p_s$	$Pa$	Statisk tryk
$p_t$	$Pa$	Total tryk
$\Delta p$	$Pa$	Trykdifferens
$\Delta p_e$	$Pa$	Tryktab i enkeltmodstand, enkelttab $Pa$ $\Delta p_e = \Delta p_{støt}$ (Ventilationsteknik)
$\Delta p_f$	$Pa$	Tryktab i rør/kanal (friktion)
$\Delta p_r$	$Pa$	Tryktab (samlet)
$\Delta p_{t,ventilator}$ $\Delta p_{ventilator}$	$Pa$	Tilvæksten i totaltrykket gennem ventilatoren [ved intet indices "t" underforstås totaltryk]
$P$	$W$	Effekt (pumper, ventilator)
$P$	$W$	Lydeffekt (LYD)
$P_{ref}$	$W$	Referenceeffekt (LYD): $P_{ref} = 10^{-12} W$
$P_{el}$	$W$	Effekten $P_{el}$ fra el-nettet
$P_V$	$W$	Ventilatorens effekt
$q_m$	$kg/s$	Massestrøm
$q_{m,vand}$	$kg/s$	Omdannede vandføring i (2.8)
$q_v$	$m^3/s, m^3/h, l/s$	Volumenstrøm, strømningens flow
$q_{v,læk}$	$m^3/s$	Udsivende luftflow (400 Pa)

$q_{V, udeluft}$	$m^3/s$	Udeluftmængden
$r$	$m$	Radius
$r$	$m$	Afstand fra armatur til referencepunkt (LYD)
$r$		Fordampningsvarme for vand, der varierer omtrent lineært mellem 2500 kJ/kg ved 0°C og 2260 kJ/kg ved 100°C
$r_o$	$kJ/(kg \text{ damp})$	= 2500 kJ/(kg damp) vanddampens specifikke fordampningsvarme ved 0°C
$R$	$J/(mol \cdot K)$	Universelle Gaskonstant, molar
$R$	$Pa/m$	Trykgradient
$R$	$m^2$	Rumkonstanten
$R_{max}$	$Pa/m$	Trykgradient, anbefalet maksimal
$Re$		Reynolds tal
$S$	$m^2$	Areal af flade (LYD: $A = \alpha \cdot S$ )
$S_g$	$m^2$	Gulvarealet pr armatur (LYD)
$SFP$		= Specific Fan Power <sup>7</sup>
$t$	$^{\circ}C$	Temperatur
$t_{eft}$	$s$	Efterklangstid (LYD)
$t_{afkast, før}$	$^{\circ}C$	Temperatur afkastluft før varmeveksler
$t_{efter}$	$^{\circ}C$	Temperatur efter varmeplade
$t_{flade}$	$^{\circ}C$	Temperatur af varmeplade
$t_{før}$	$^{\circ}C$	Temperatur før varmeplade
$t_i$	$^{\circ}C$	Kan være rumtemperatur, se $\Delta t_o$ og $t_o$
$t_{ind}$	$^{\circ}C$	Temperatur ved indstrømning
$t_{rum}$	$^{\circ}C$	Lufttemperatur i rummet
$t_o$	$^{\circ}C$	Ventilationsluftens temperatur ved indblæsningsstedet $x = 0$
$t_{ud}$	$^{\circ}C$	Temperatur ved udstrømning
$t_{ude, efter}$	$^{\circ}C$	Temperatur udeluft efter varmeveksler
$t_{ude, før}$	$^{\circ}C$	Temperatur udeluft før varmeveksler
$t_x$	$^{\circ}C$	Undertemperatur i stråleaksen
$\Delta t$	$^{\circ}C, K$	Temperaturdifferens
$\Delta t_o$	$^{\circ}C$	= $t_i - t_o$ er ventilationsluftens undertemperatur ved indblæsningsstedet $x = 0$
$\Delta t_{ventilator}$	$^{\circ}C$	Temperaturstigning af luft ved passage af ventilator
$t_{95\%}$		Tiden for at fortyndingsligningens tredje led når op på $0,95 \cdot G/(n \cdot V)$
$T$	$K$	Temperatur, absolut
$u$	$m/s$	Hastighed (middel), benyttes i formel for $Re$ for at undgå forveksling
$v$	$m/s$	Hastighed (middel)
$v$	$m/s$	Kanals middelhastighed
$v_{max}$	$m/s$	Øvre grænse for hastighedsintervallet (cirkulært)
$v_o$	$m/s$	Hastighed gennem kontraktionsareal
$V$	$m^3$	Volumen gennem kontraktionsareal
$x, y$	$m$	$x$ er afstanden langs midteraksen og $y$ er afstanden vinkelret på midteraksen ud til punktet på den isovel, der har hastigheden $v$ ,
$x$	$kg/(kg \text{ tør luft})$	Vandindhold i fugtig luft
$x_m$	$kg/(kg \text{ tør luft})$	Luftens mættede vandindhold
$x_1$	$kg/(kg \text{ tør luft})$	Ventilationsluft med vandindhold $x_1$

$x_2$	kg/(kg tør luft)	Stationær situation et vandindhold i rum
<b>Græske bogstaver</b>		
$\alpha$	–	Absorptionsfaktor for LYD
$1 - \alpha$	–	LYD der reflekteres
$\varepsilon$	–	= $A_0/A$ = Kontraktionsfaktoren
$\varepsilon_t$	–	Temperatureffektivitet
$\theta$	°C	Temperatur
$\Delta\theta_{Køle}$	°C	Undertemperatur ved ventilation
$\lambda$	–	Friktionsfaktor/-koefficient/-tal
$\eta$	–	Virkningsgrad
$\eta_{fr}$	–	Virkningsgrad for motorens frekvens omformer (omløbstal)
$\eta_{mo}$	–	Virkningsgrad for motor
$\eta_{rem}$	–	Virkningsgrad for remtræk
$\eta_t$	–	Temperaturvirkningsgraden
$\eta_v$	–	Virkningsgrad for ventilator alene
$\nu$	$m^2/s$	Kinematisk viskositet
$\nu_l$	$m^2/s$	Kinematisk viskositet, luft $m^2/s$ (= $15,1 \cdot 10^{-6} m^2/s$ ved 20°C)
$\rho$	$kg/m^3$	Densitet ( $\rho_{luft} = 1,2 kg/m^3$ , 20°C)
$\tau$	s	Tid
$\tau$	s	Tid, benyttelsen for ventilator
$\xi$	–	Enkelttabsfaktor
$\zeta_{90}$	–	Tryktabsfaktor for 90°-bøjning
$\Phi$	W	Varmestrøm
$\Phi_{køle}$	W	Køleeffekt
$\Phi_{varme}$	W	Varmeeffekt
$\Phi_{våd}$	W	Rummets tilførte effekt ved omdannelse mellem tilstandsformer (flydende, damp)
<b>Indices</b>		
0		Tallet 0, f.eks. for $x=0$ / $\tau=0$ (For 0 skrives ofte o $\Rightarrow$ Det er forvirrende)
0,2		Isovelhastighed på 0,2 m/s
1, 2		Tværsnit 1 / Tværsnit 2
95%		95% af maksimalværdi
$\infty$		Uendelig, slutværdi
afkast		Afkast
atm		Atmosfære
A		A-filter, [Lydforhold]
d		Dynamisk
d		Vanddamp i fugtig luft (fugt), se ”m” (fugt)
dm		Damptryk mættet
e		Enkelt, enkelttab
e		(e = ”exterior”), ude [komfortventilation]
efter		Efter
el		Energiforbrug til El, ( $E_{el}$ )



<i>f</i>		Friktion
<i>fr</i>		Frekvensomformer
<i>før</i>		Før
<i>g</i>		Gravitation
<i>geo</i>		Geometrisk
<i>i</i>		Ind
<i>ind</i>		Tilstand ved indstrømning
<i>komp</i>		Komponent (LYD)
<i>køle</i>		Køle
<i>l</i>		Luft
<i>l</i>		Tør luft (fugtig luft)
<i>læk</i>		Lækage
<i>m</i>		Masse
<i>m</i>		Mættet (fugtig luft)
<i>mo</i>		Motor
<i>n</i>		Antal ens lydkilder, [Lydforhold]
<i>p</i>		Tryk
<i>o</i>		Overflade i kontraheret tværsnit
<i>t<sub>o</sub></i>	°C	Ventilationsluftens temperatur ved indblæsningsstedet $x = 0$
<i>rem</i>		Remtræk
<i>rum</i>		Rum
<i>ru</i>		Ruhed
<i>s</i>		Statisk
<i>t</i>		Total
<i>ud</i>		Tilstand ved udstrømning
<i>udeluft</i>		Udeluft
<i>v</i>		Hastighed
<i>ventilator</i>		Ventilator
<i>våd</i>		Våd
<i>V</i>		Volumen
<i>vand</i>		Vand
<i>w</i>		Effekt [Lydforhold, $L_w$ Lydeffektniveau]
<i>x</i>		Afstand på x-akse
<i>y</i>		Afstand på y-akse

## 8.4. Introduktion og formål med ventilation

Bag betegnelsen ventilationsanlæg er der et antal forskellige anlægstyper, som tilsammen skal sørge for, at der kommer en luftfornyelse til de lokaler, der bliver forsynet.

- Ventilation sker ved hjælp af en række mekaniske hjælpemidler eller bygningsmæssige hjælpemidler, der bidrager til luftfornyelse på kontrolleret vis.
- Dette modsat infiltration, der forekommer utilsigtet gennem lokalernes begrænsningsflader.

Med den øgede fokus på et lavt energiforbrug er der foretaget store forbedringer for at nedbringe infiltrationen, således at denne ikke på nogen måde kan give tilstrækkeligt med frisk luft i moderne byggeri.

Ordet ventilere kommer fra latin ventilare – svinge noget i luften – og af ventus latin for vind. (Gyldendals Fremmedordbog).

Ventilation er med til at bibringe frisk luft i lokalerne; men det er ikke fyldestgørende at arbejde med frisk luft alene for at skabe et godt atmosfærisk indeklima. Det er også nødvendigt at sørge for, at det termiske indeklima ligger inden for de ønskede rammer, således at personerne i lokalerne oplever en behagelig komfort tilstand. Der må derfor ikke være hverken for varmt eller for koldt. Hvis der i løbet af fyringssæsonen er et varmebehov, kan varme tilføres enten via varmeanlæg eller via en overtemperatur af den indblæste luft eller en kombination af begge.

Hvis der i lokalet er et kølebehov, kan kølende energi tilføres via en underafkølet indblæsningsluft og/eller køleblæser. Det er imidlertid meget vigtigt, at der fokuseres på at nedbringe de interne varmelaster fra el, belysning, personer, etc. samt de eksterne varmelaster i form af solindfald. Hvis dette ikke bringes i orden inden projekteringen af selve ventilationsanlægget, vil det give anledning til et alt for stort energiforbrug, samtidigt med at den tilførte nødvendige køleeffekt kan blive så stor, at der kan opstå komfortmæssige problemer i form af træk gener og lignende. Det er derfor uhyre vigtigt, at ventilationsingeniøren, eller den ansvarlige for beregningen af det termiske indeklima i lokalerne, bliver involveret i den tidligste fase, således at der kan forekomme et integreret designforløb mellem ingeniør og arkitekt. Desværre er dette noget, der ofte bliver forsynet imod, således at arkitekten projekterer et byggeri med meget store glasfacader, i forventning om at ingeniøren kan løse alle de problemer, som opstår som følge af et u hensigtsmæssigt design. Hvis arkitekten i tillæg ikke vil tillade udvendig solafskærmning, kan det let gå helt galt og resultere i et bygningsdesign, som har et meget stort energiforbrug i kombination med et dårligt termisk indeklima. Det er derfor uhyre vigtigt, at den ansvarlige projekterende ingeniør siger tilstrækkeligt klart og tydeligt fra, hvis bygningens design giver anledning til meget store problemer. Den projekterende ingeniør er nødt til at holde sig for øje, at der er mennesker, som skal opholde sig og arbejde i bygningen, og at det er ingeniørens opgave at beskytte dem imod u hensigtsmæssig bygnings design.

Når der projekteres et ventilationsanlæg, vil det ikke kun være af betydning at opnå god komfort, indeklima og arbejdsmiljø. Energiøkonomien og effekten på klimaet har stor betydning, og det er derfor nødvendigt at afsætte de nødvendige ressourcer på at projektere et energirigtigt

ventilationsanlæg for at nedbringe CO<sub>2</sub> – udslippet og energiforbruget. I denne sammenhæng kan der specielt henvises til (Den lille blå om Ventilation, 2016), hvor der er en detaljeret gennemgang af, hvordan energieffektiv ventilation kan opnås ved brug af tips til energirigtig projektering og brug. Dette har stor betydning, eftersom erhvervslivet har et stort forbrug af energi i kroner og kilowatt timer.

## Ventilationens formål

Ventilation anvendes for at tilvejebringe behagelige klimatiske forhold for mennesker, også kaldet godt indeklima. Begrebet indeklima indbefatter det termiske indeklima og det atmosfæriske indeklima.

Det termiske indeklima omfatter luftens temperatur og fugtighed:

- Varme, som bliver dannet af personer, elektrisk udstyr og solindfald
- I sjældne tilfælde anvendes ventilationsanlæg til at tilføre varme
- Fugt. Dette af sundhedsmæssige grunde især for at undgå skimmelsvamp og diverse allergener; men kan også være af hensyn til organisk materiale
- Under helt specielle forhold anvendes ventilationsanlæg til at tilføre fugt

Det atmosfæriske indeklima handler om luftens indhold af fremmede stoffer:

- Menneskeskabt kuldioxid
- Lugte, herunder kropslugte
- Tobaksrøg
- Forurenende gasser og dampe fra bygningsdele og inventar
- Radon
- Partikler, der er trængt ind gennem klimaskærmen, fx pollen

Det optimale er, at en ventilation uden for meget støj og træk kan give et godt indeklima.

Der kan også underindeles i andre begreber:

- **ventilation**, som så omfatter, at ubehandlet luft føres gennem lokaler for at fjerne forskellige former for forurening
- **luftkonditionering**, omfatter indblæsning af luft, der forud er behandlet med hensyn til temperatur og/eller fugtighed

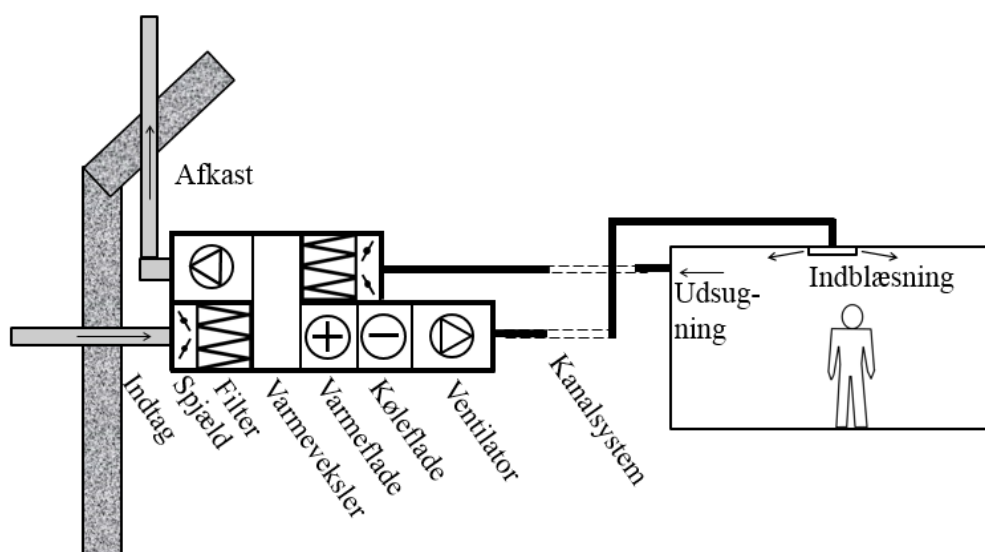
Betegnelsen ventilation vil i dette kapitel blive anvendt om begge begreber. Ligeledes skal anføres at kapitlet vil fokusere på komfortventilation, dvs. kontorer, skoler, sale og boliger; men ikke på industri.

## 8.5. Ventilationsanlægs opbygning

Et ventilationsanlæg kan udføres på en lang række måder afhængig af hvilke krav, der stilles til det. Et ventilationsanlæg består grundlæggende af tre dele:

- Forsyning
- Distribution
- Forbrug

På Figur 8-1 er illustreret et eksempel på et anlæg til kontorventilation med anvendelse af opblandingsventilation.



Figur 8-1 Skematisk eksempel på et anlæg til kontorventilation

### Forsyning

Forsyningsdelen inddeles på følgende måde:

- Aggregat / klimaaggregat, hvor luften behandles
- Kanaler, hvor luften føres mellem udeluften og aggregatet samt mellem aggregat og armaturer

Den friske udeluft suges ind gennem en taghætte eller rist og føres gennem kanaler til aggregatet. I aggregatet går udeluften igennem et filter, og ved behov forvarmes den gennem en varmeveksler, hvor afkast luften afgiver varme til udeluften. Hvis luften ikke er tilstrækkeligt opvarmet, vil den efterfølgende varmeplade øge luftens temperatur til det ønskede før indblæsning i lokalerne. Er der behov for køling på varme dage, vil luften blive ført uden om varmeveksleren videre til kølefladen, hvor den nødvendige undertemperatur opnås. Det er en forudsætning, at kommunen tillader anvendelse af køling. Afsluttende bidrager en ventilator til at give udeluften den nødvendige energi, således at den kan trækkes hele vejen igennem aggregatet samt det forgrenede kanalsystem til de lokaler, som skal forsynes med frisk luft.

Tilsvarende vil en ventilator på afkastsiden suge luften fra lokalet gennem udsugningskanalerne til aggregatet, hvor luften vil gå igennem et spjæld og et filter ind gennem varmeveksleren til forvarmning af udeluft. Derpå til ventilatoren samt videre ud gennem afkastkanalen til afkast hættten. Den luft, der bliver blæst ud gennem afkastkanalen, bør have en så stor hastighed at den spredes godt. Det er også vigtigt, at indtag- og afksthætter er helt adskilt fra hverandre, således at brugt afkast luft ikke suges ind gennem luftindtaget. Under specielle forhold kan aggregatet også indeholde moduler for befugtning eller affugtning af ventilationsluften: men dette er ikke så normalt mere.

## Distribution

De kanaler, der transporterer ventilationsluften mellem aggregatet og bygningens lokaler benævnes distributionsdelen.

Efter aggregatet føres udeluften gennem en hovedkanal og lodret videre til de forskellige etager i bygningen. På de enkelte etager forgrener fordelingskanaler luften, og den videreføres via tilslutningskanaler til armaturerne ind i de enkelte lokaler. På analog måde transporteres luften fra udsugningsarmaturerne tilbage via kanalsystemet til aggregatet. I denne del af kanalsystemet er der spjæld for at skabe den nødvendige korrekte luftbalance, lyddæmpere for at dæmpe utilsigtet støj, samt forskellige kanaldele, der anvendes til opbygning af systemet.

## Forbrug

Til forbrugsdelen regnes de armaturer, der sidder i lokalerne. Armaturerne sørger for at indblæse og udsuge luften. Det er vigtigt at ventilations mængden er i orden, så personer i lokalerne har det tilpas – hverken for varmt eller koldt, der må heller ikke være træk. Evt. støj vil påvirke ens koncentrationsevne. Størrelsen på hele ventilationssystemet bestemmes af forskellige krav til opholdsrummenes indeklime.

I mange tilfælde ønskes der balanceret ventilation, hvormed menes at indblæsnings- og udsugningsluftmængden er lige stor. Fra køkkener og toiletter foretages ofte kun udsugning for at opretholde et undertryk, der kan sørge for, at der ikke siver luft ud til de omkringliggende rum. Disse afvigelser med hensyn til den forøgede udsugede luftmængde er det nødvendigt at tage hensyn til i det samlede ventilationssystem.

## 8.6. Ventilationens størrelse

I forbindelse med valg af ventilationssystem er det af stor betydning at kende både ventilationsbehovet og maksimums- og minimumsværdier i løbet af et døgn samt behovene i de enkelte timer for de personer, der skal opholde sig i lokalerne. For at opnå dette er det nødvendigt at sørge for et tilfredsstillende indeklima for såvel det atmosfæriske som det termiske indeklima. I dette kapitel vil forhold omhandlende ventilationsbehovet for det atmosfæriske og det termiske indeklima blive gennemgået, dog henvises til kapitel 14 om Bygningsdynamik vedr. nærmere beregning af det termiske indeklima.

En samlet undersøgelse af det termiske indeklima i et lokale er et resultat af et kompliceret samspil mellem bygningens udformning, klimaanlægget, de termiske belastninger og udeklima. For at undersøge dette nærmere og dermed beregne ventilationsanlæggets størrelse er det nødvendigt at opstille en varmebalance, hvor en lang række faktorer indgår. Da dette er en kompliceret problemstilling, er der truffet det valg, at dette vil blive mere detaljeret forklaret i kapitel 14 om Bygningsdynamik

Ved undersøgelse af indeklimaet er der mange krav, der skal tages hensyn til, og det er ikke muligt at anvende standardløsninger i alle tilfælde. Det er nødvendigt at tage hensyn til den specifikke problemstilling såsom hvilke aktiviteter og processer, der kommer til at foregå i bygningen. I dette afsnit vil der derfor blive fokuseret på, at kunne opstille en systematisk metodik for at opnå nogle vejledende retningslinjer, der kan anvendes i forbindelse med specifikke projekter.

I forbindelse med indeklima undersøgelser vil de enkelte krav fordre forskellig størrelse ventilationsluftmængde, og det vil normalt være de største af disse krav, som vil være gældende. I forbindelse med forureningskoncentrationer er det nødvendigt, at disse kan måles, og at der ud fra disse målinger kan fastsættes en maksimalværdi, som kan indgå i den samlede vurdering. For store lokale forureningskilder gælder, at punkt udsugning bør overvejes; men dette ligger uden for rammerne af dette kapitel, da det kun omfatter komfortventilation.

### Forureningskilder

Forureningskilder vil kun i kortere omfang blive omtalt på dette sted. For en nærmere beskrivelse af dette emne henvises til kapitel 4 Indeklima.

Normalt forekommende forureningskilder af forskellig art kan være følgende:

- Lugte
- Tobaksrøg
- Kuldioxid
- Radon
- Partikler
- Fugt

I det følgende vil de enkelte forureningskilder blive omtalt i kort form.

### *Lugte*

Lugte fra mennesker vil sædvanligvis være et komfortproblem, hvorimod det generelt ikke vil være et sundhedsproblem. Menneskeskabte lugte kommer fra sved sekretion gennem huden, fra fordøjelsessystemet og fra snavset og fugtigt tøj.

Ud over dette kan lugte komme fra madlavning, toilet aktiviteter, rygning samt diverse andre lugtkilder. Der er stor forskel på hvordan mennesker oplever disse lugte. Ved en persons ophold i et lokale vil dennes opfattelse af en lugt blive tilpasset og accepteret i løbet af et kort stykke tid. Dette i modsætning til når en person fra et renere miljø træder ind i et lokale, der er fyldt med lugte.

En vurdering af om et lokales lugtniveau er acceptabelt, baseres på at personer, som kommer ind i rummet udefra, oplever et lokale uden lugtgener, som kunne give anledning til at beklage sig.

### *Tobaksrøg*

Tobaksrøg i lokaler har tidligere været et stort problem og givet anledning til store ventilationsluftmængder. Med de forøgede krav til indeklime i de senere år er der kommet et generelt forbud imod rygning de fleste steder, hvilket gør en stor forskel, idet luften i et lokale forurenes seks gange mere af en ryger end af en ikke-ryger. Tobaksrøg kan give anledning til irritation af tilstedeværende personers øjne og næse region; røgen er meget skadelig og kan resultere i lungecancer.

### *Kuldioxid*

Kuldioxid CO<sub>2</sub> forekommer naturligt i atmosfæren i en koncentration på ca. 0,04 vol.pct.; men er stigende, som følge af den globale store CO<sub>2</sub> udledning.

Luftarten indgår som en væsentlig faktor i hele klimaændringsdebatten, hvor den forøgede koncentration resulterer i drivhuseffekten, hvorved jordkloden bliver varmere og får mere ekstremt klima.

Årsagen til at CO<sub>2</sub> har stor interesse i ventilationsteknisk sammenhæng, er at det er en god indikator til at vurdere kvaliteten af et lokales luft. Som før nævnt er der ganske lidt CO<sub>2</sub> i den luft et menneske indånder, mens der i udåndingsluften er en koncentration på 4 vol.pct.

Det er således lettere at måle CO<sub>2</sub> indholdet i luften end menneskets øvrige bioeffluenter (det, der udskilles af menneskekroppen). En stor del af fornemmelsen af at være i et rum med dårlig luft har at gøre med udskillelsen af disse bioeffluenter og deriblandt altså også udskillelsen af kuldioxid fra udåndingsluften. Af denne årsag anvendes mængden af denne luftart til at sætte grænseværdier for indeluft. I komfortanlæg ønskes ikke værdier over til 0,1 vol.pct; men dette afhænger af den ønskede luftkvalitet, hvilket gennemgås andre steder i undervisningsmaterialet.

Det er menneskenes trivsel og velvære i lokalerne, der danner en forudsætning for kravene i forbindelse med komfortventilation. Det er vigtigt, at de tilstedeværendes arbejds- og koncentrationsevne samt velbefindende understøttes.

Kuldioxid i sig selv er ikke sundhedsskadelig; men der er sat nogle grænseværdier på arbejdspladser på 0,5 %, da der ved denne værdi vil kunne opleves f.eks. hovedpine og træthed samt generel utilpashed.

Som allerede nævnt i afsnittet om lugte vil en persons opfattelse af luften i et rum meget hurtigt blive tilpasset og tilvænnet. Dette i modsætning til når en person fra et renere miljø træder ind i et lokale, der er fyldt med dårlig luft. Det er derfor denne første oplevelse af luftkvaliteten, der bør anvendes i ventilationsteknisk sammenhæng.

Et menneskes udskillelse af kuldioxid (CO<sub>2</sub>) er proportional med stofskiftet M (met). Et voksent menneskes udskillelse af kuldioxid regnes i l/h ( $q_{V,CO_2}$ ):

$$q_{V,CO_2} = 17 \cdot M$$

*Ligning 8-1*

## Emissioner fra byggematerialer

Emission – (latin), udsendelse, udstråling

- Kan være faste, flydende eller gasformige produkter
- Disse forekommer normalt ikke i den atmosfæriske luft

Opmærksomheden skal henledes på, at især ved nybyggeri sker der en del luftforurening. Formaldehyd og forskellige organiske opløsningsmidler udskilles af byggematerialer som maling, gulvbelægning, fugemasse og lim. Diverse overfladebehandlinger, som kan være f.eks. lak, olie og maling, kan også afgive skadelige partikler og dermed påvirke indeluften. Udskillelsen aftager dog med tiden. Der kan også være forurening i ventilationsanlæg.

## Radon

Radon er en farveløs og lugtfri luftart, der udsender alfastråling. Den forekommer naturligt i undergrunden og siver herfra ind i bygninger. Den kan under uheldige forhold samles i store koncentrationer. Eftersom Radon hæfter sig på støvpartikler indåndes den, og da alfastrålingen forøger risikoen for lungecancer, er radonniveauet vigtigt. Alfastrålingens intensitet måles i Bq/m<sup>3</sup> (becquerel pr kubikmeter luft), hvor 1 Bq svarer til 1 radioaktiv omdannelse pr sekund. Der kan ikke fastsættes nogen sundhedsskadelig grænseværdi, men værdier under 200 Bq/m<sup>3</sup> anbefales af energistyrelsen, som også anbefaler ved forbedringer af en bygning, at sørge for at radonniveauet kommer under 100 Bq/m<sup>3</sup>. Grundig ventilation af lokaler er en metode til at reducere radonstrålingen på. Emnet vil ikke blive yderligere beskrevet her; men der henvises til speciallitteratur.

## Partikler

Et lokale indeholder altid forskellige fremmedelemerter f.eks. bakterier, vira, hudskæl, pollen, mikroorganismer, papirstøv og fiberstøv fra tekstiler. Et fremmedelement, som er mindre end 50



$\mu\text{m}$  benævnes en partikel, og kan grundet den meget lille størrelse holde sig svævende i lang tid. I denne forbindelse skal især bemærkes, at en partikel kan påvirkes af luftstrømme fra ventilationsanlæg.

### *Fugt*

Mennesket er ikke særligt påvirket af luftfugtighed, så længe den relative luftfugtighed ligger mellem 30 og 70 %. Hvis den relative luftfugtighed kommer under 30 %, kan der ikke påvises skadelige virkninger; men det resulterer i, at næsens slimhinder tørrer ud, hvilket medfører at bakterier og vira ikke bliver opfanget og derfor føres videre i luftvejene, så hals- og lungeinfektioner fremmes. En relativ luftfugtighed på over 70 % bør undgås, da det giver grobund for mug og gode vilkår for husstøvmider. Høj relativ luftfugtighed kan også resultere i at metalgenstande kan ruste, og organisk materiale kan nedbrydes.

Om vinteren kan der være kølige overflader, som f.eks. et koldt vindue, og her vil en relativ høj fugtighed resultere i, at vanddampene mættes og kondenserer til vand. Dette giver en forøget fare for mikrovækst. Derfor bør den relative fugtighed holdes lavere end 50 % om vinteren.

Eftersom den relative luftfugtighed har begrænset indflydelse på menneskets velbefindende, har bygningsreglementet opstillet krav om, at befugtning af lokaler kun må finde sted under helt særlige forhold.

## **8.7. Ventilationsprincipper**

I forbindelse med opbygning af et ventilationsanlæg er det vigtigt at vælge det rette ventilationsprincip for det pågældende rum og brugen af det – samt at sikre sig et tilfredsstillende atmosfærisk- og termisk indeklima.

Inden beregning af et ventilationsanlæg påbegyndes vil det være naturligt først at vurdere om et mekanisk ventilationsanlæg kan undværes. I (Den lille blå om Ventilation, 2016) er skematisk vist beslutningsprocessen i forbindelse med en ventilationsopgave, se Figur 8-2.

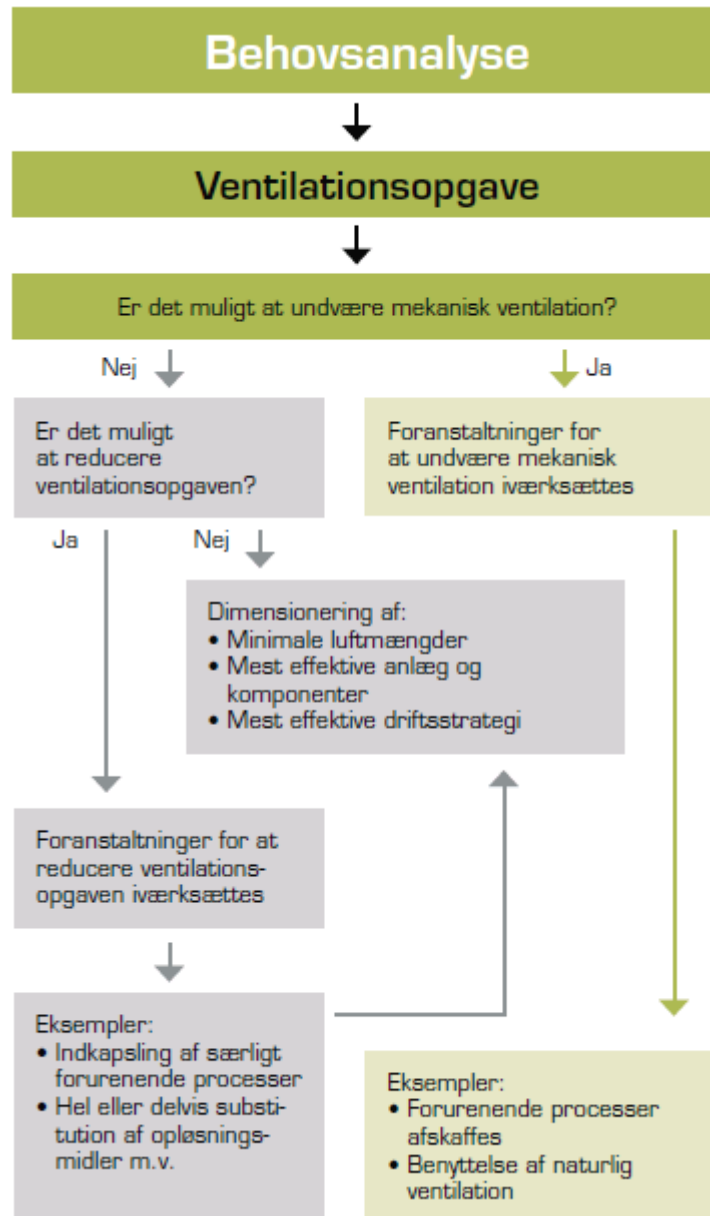
Ventilationsprincipper deles op i to hovedgrupper:

- komfortventilation omfatter ventilation af kontorer, boliger, og større forsamlingslokaler af forskellig art, etc. Komfortventilation har til formål at etablere et godt indeklima.
- procesventilation omfatter lokal ventilation (udsugning) fra forskellige forurenende processer. Procesventilation har til formål at forhindre forurening og varme i at forplante sig til den øvrige del af arbejdslokalet, således at det vil være nødvendigt at øge komfortventilation betragteligt

I dette kapitel vil kun komfortventilation blive behandlet, idet der henvises til speciallitteratur for yderligere information om procesventilation.

I forbindelse med komfortventilation anvendes primært to indblæsningsprincipper:

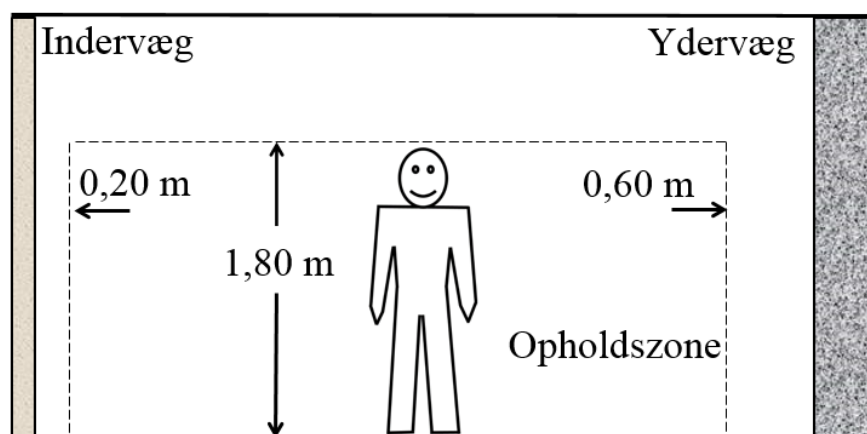
- opblandingsventilation
- fortrængningsventilation



Figur 8-2 Behovsanalyse ved ventilationsopgave. (Den lille blå om Ventilation, 2016) ”*venter for svar mht. tilladelse – Jakob ordner dette generelt*”

## Opholdszone

Når et lokale skal ventileres, er det et ønske at fokusere på de områder, hvor mennesker sædvanligvis befinder sig, og derfor defineres en opholdszone, som det område hvor det ønskede indeklima bør være til stede. På Figur 8-3 er illustreret definitionen på en opholdszone, og denne er kendetegnet ved et område fra gulv til en højde på 1,80 m, en afstand fra ydervægge på 0,6 m med vinduer og 0,3 m uden vinduer, og for indervægge en afstand på 0,2 m. I BR18; § 421 henvises til DS447 (2005) for projektering af ventilationsanlæg, og i DS447; 3.3.8 defineres opholdszonen. Det er altid den sidste reference, som er gældende.



Figur 8-3 Opholdszone er det område, hvor mennesker sædvanligvis befinder sig og hvor det ønskede indeklima bør være til stede

## Opblandingsventilation

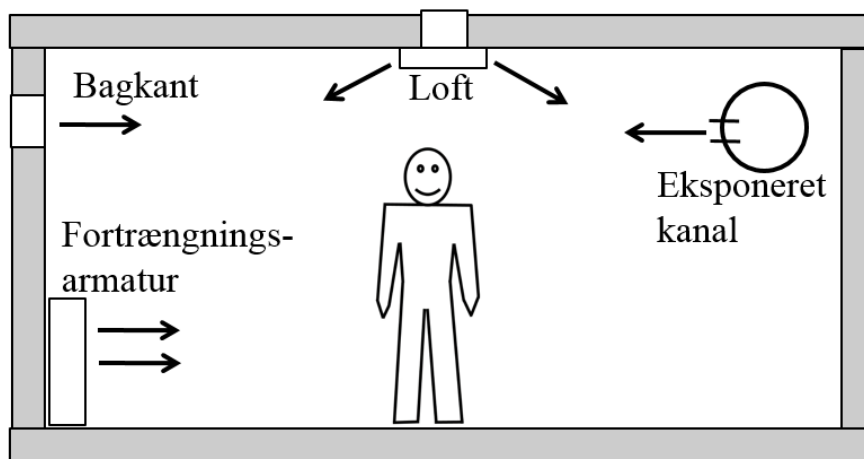
### Armaturlacering – Indblæsning

Når der anvendes opblandingsventilation har det stor betydning at placere indblæsningsarmaturerne på en fornuftig måde ud fra rummets geometri. I mange tilfælde vil konstruktionsmæssige dragere og søjler give en naturlig placering for armaturerne, da tilslutningskanalerne skal have den nødvendige plads og derfor i mange tilfælde føres parallelt med dragere af pladmæssige årsager. I tillæg vil det også være hensigtsmæssigt at placere armaturerne i centrum for kvadratiske flader for at opnå tilnærmelsesvis samme geometriske længder i begge retninger i fladens plan, se senere.

Figur 8-4 viser tre mulige indblæsningsmåder for opblandingsventilation

- En placering midt i rummet enten i selve loftet eller i nogen afstand fra loftet. Denne løsning er udmærket ved store, ikke for højloftede lokaler
- En placering ved en væg eller i loft ved en væg. Denne løsning er udmærket ved små rum hvor ventilationens rækkevidde er tilfredsstillende
- En placering ved at en kanal føres gennem rummet og indblæsning foregår herfra. Denne løsning anvendes hvor der ikke er plads til en skjult kanalføring eller der er højloftede lokaler

Ved placering af indblæsningsarmaturer er det vigtigt, at der kommer en god gennemluftning af lokalet samtidig, med at generende træk i opholdszonen undgås, og kravene fra bygningsreglementet overholdes.



Figur 8-4 Viser hvordan der ved opblandingsventilation kan anvendes forskellige indblæsningsmuligheder: 1) Loft / midt i lokale, 2) Bagkant / ved væg, 3) Eksponeret kanal. Vist er også placeringen af et fortrængningsarmatur ved gulv.

### Indblæsning – kastelængde

Den anbefalede hastighed for tilslutningskanaler til armaturer er på 2-3 m/s, og dette er hastigheden luften forlader armaturet med. Denne hastighed bliver reduceret i retning af opholdszonen, fordi den kommer i kontakt med den stillestående luft i opholdszonen.

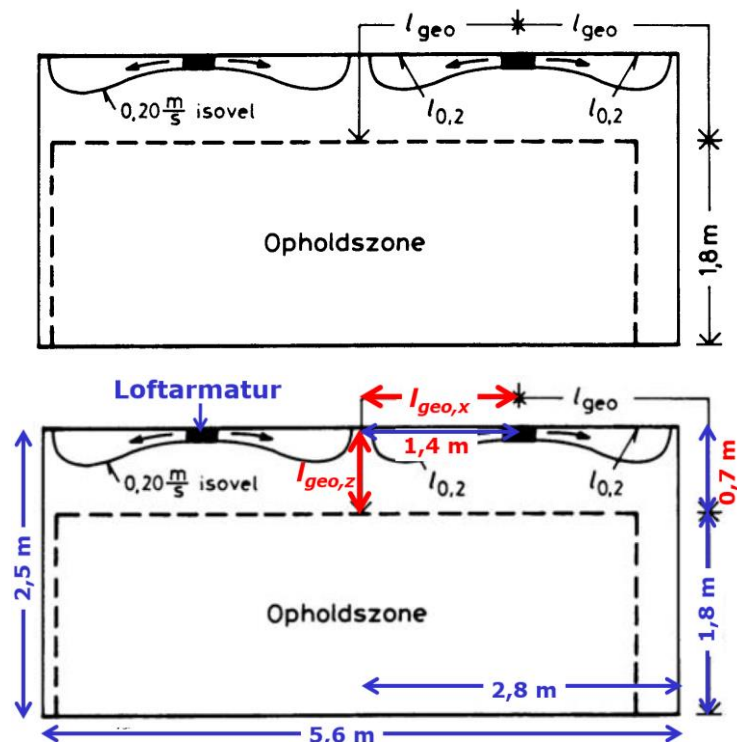
I forbindelse med dimensionering af armaturer anvendes begrebet kastelængde  $l_v$ , som er betegnelsen for den største afstand mellem indblæsningsåbningen og den geometriske flade (isovelen), hvor hastigheden hvor som helst sættes til  $v$  m/s.

Betegnelsen isoveler bruges om punkter med samme hastighed i en luftbevægelse f.eks. fra en indblæsningsåbning. Begrebet er analogt til begrebet vejrkortets isobarer, hvor trykket er det samme i de pågældende linjer.

Normalt anvendes en hastighed på 0,2 m i forbindelse med kastelængden, og denne betegnes med kastelængden  $l_{0,2}$ , hvilket svarer til at hastigheden i denne isoveler er på 0,2 m/s, se fig. 6.2. Ved at vælge en hastighed på 0,2 m/s sikres at hastigheden i opholdszonen ikke kommer over denne hastighed. Normalt er der et krav i en opholdszone at lufthastigheden ikke må overstige 0,15 m/s, og således er hastigheden på de 0,2 m/s svarende til kastelængden  $l_{0,2}$ . I praksis har dette ikke den store betydning, da det kun er i opholdszonens begrænsningsflader at hastigheden kortvarigt er lidt større.

Kastelængden er defineret ved afstanden fra armaturets midte til isovelens fjerneste punkt, se Figur 8-5.

I forbindelse med vurderingen af kvaliteten på indblæsningen indgår begrebet geometrisk længde  $l_{geo}$ , der er afstanden fra armaturets midte til en væg eller en modsatgående luftstrøm, som får indblæsningsluften til at dreje nedad mod opholdszonen. Den geometriske længde får således en vandret komponent fra armaturets midte til væggen  $l_{geo,x}$ , og en lodret komponent fra undersiden af det nedhængte loft til opholdszonen  $l_{geo,z}$ , se Figur 8-5. Opmærksomheden henledes på at den vandrette komponent for den geometriske længde har to vandrette komponenter i XY-planet  $l_{geo,x}$ , og  $l_{geo,y}$ .



Figur 8-5 Definition af kastelængde  $l_{0,2}$  og geometrisk længde  $l_{geo}$ . Den nederste figur er et eksempel med tal indsat.

Der ønskes en god gennemluftning af rummet, og dette opnås ved en stor kastelængde. Samtidig må kastelængden ikke blive for lang, og for at undgå dette er det nødvendigt, at kastelængden er mindre end eller lig den geometriske længde, hvilket resulterer i at forholdet mellem kastelængden og den geometriske længde skal være mindre end eller lig 1. Samtidig må kastelængden ikke være for kort, da dette kan resultere i en dårlig gennemluftning af rummet. Forholdet mellem kastelængden og den geometriske længde bør derfor opfylde ulighederne i:

$$0,5 \leq (\text{"Skal"}) \frac{l_{0,2}}{l_{geo}} \leq 1 \quad 0,75 \leq (\text{"Bør"}) \frac{l_{0,2}}{l_{geo}} \leq 1 \quad \text{Ligning 8-2}$$

Kriteriet i den højre del af ligning giver den bedste gennemluftning af rummet, og er det, der bør tilstræbes, og at betingelsen med 0,75 er klart at foretrække. Der kan imidlertid i mange tilfælde være problemer med at opfylde dette kriterium, når lydkrav og dermed støjgener skal indgå i den samlede vurdering. Kravet er specielt et problem i forbindelse med boligventilation, hvor luftmængderne er relativt lave. Derfor kan det være nødvendigt at slække på kriterierne eftersom krav til støj og træk er væsentligere end krav til god gennemluftning, og derfor kan den venstre ligning blive aktuell med en mindste værdi på 0,5 og en maksimalværdi på 1,0. Det er imidlertid ubetinget nødvendigt, at værdien ikke kommer ned under 0,5, da der derved vil være stor fare for, at der ikke forekommer opblanding i lokalet, og ventilationen ikke har den tilsigtede effekt.

Dette betyder, at luften ikke bliver udskiftet så effektivt i rummet. Desuden skal der gøres opmærksom på, at en værdi nede omkring 0,5 ikke er ønskelig.

Selve strømningsbilledet i et lokale er et kompliceret samspil, idet træk fra åbne døre og vinduer, fra utætte bygningsdele og fra radiatorer i kombination med indblæsning fra armaturerne giver et meget komplekst strømningsbillede. Samlet set kan der derfor godt komme lufthastigheder, der overstiger den maksimale lufthastighed i opholdszonen.

I det foregående er der ikke blevet omtalt ventilationsluftens temperatur i forhold til rumluftens temperatur. Der er tre muligheder for sammenhængen mellem de to temperaturer:

- Ventilationsluftens temperatur er den samme som rumluftens temperatur – Isoterme forhold
- Opvarmning: Ventilationsluftens temperatur er højere end rumluftens temperatur – Ikke-isoterme forhold
- Køling: Ventilationsluftens temperatur er lavere end rumluftens temperatur – Ikke-isoterme forhold

### *Isoterme forhold*

Hvis ventilationsluften har samme temperatur som rumluften er der isoterme forhold, og Ligning 8-2 kan umiddelbart anvendes.

### *Ikke-isoterme forhold – Opvarmning*

Det er ikke så ofte, at ventilationsluften benyttes til opvarmning; men hvis den anvendes, er det vigtigt, at stråleretningen rettes nedad, eftersom den varme luft har en højere temperatur og dermed en lavere densitet.

### *Ikke-isoterme forhold – Køling*

Hvis ventilationsluften benyttes til at køle med vil indblæsningstemperaturen fra armaturet have en lavere temperatur end rumluften og der er tale om ikke-isoterme forhold. Der kan indblæses med undertemperaturer op til 12 K; men det er meget vigtigt, at armaturet er udviklet til at kunne håndtere så stor en temperaturforskel ellers risikeres, at der kommer utilsigtet kuldenedfald og dermed uacceptable forhold. Når der indblæses med en undertemperatur, vil de ikke-isoterme forhold bevirke at luften drejer nedad, da den kolde luft har en højere densitet end rumluften. Dette influerer på størrelsen af kastelængden, som bliver reduceret med 1,5 % pr. grads underafkøling. På denne måde bliver kriterierne for om kastelængderne opfylder kriterierne i forhold til de geometriske længder mere komplicerede, og kravene bliver derfor følgende:

$$0,5 \cdot \frac{1}{1 - (\Delta\theta_{Køle} \cdot 0,015)} \leq ("Skal") \frac{l_{0,2}}{l_{geo}} \leq 1$$

$$0,75 \cdot \frac{1}{1 - (\Delta\theta_{Køle} \cdot 0,015)} \leq ("Bør") \frac{l_{0,2}}{l_{geo}} \leq 1$$

Ligning 8-3

### Armaturlacering – Udsugning

Placering af udsugningsarmaturer er langt mindre kompliceret end for indblæsningsarmaturer. Dette hænger sammen med at udsugning kun giver større hastigheder i et lokalt område meget tæt på udsugningsåbningen. Det kan illustreres med, at det er let at puste et lys ud svarende til indblæsningsarmatur, hvorimod at det er næsten umuligt at suge et lys ud svarende til et udsugningsarmatur. Af denne årsag er der relativ stor frihed med hensyn til placering af udsugningsarmatur, eftersom luften fra indblæsning kun i mindre grad påvirker udsugningen. Der er nogle enkle kriterier, som der bør overholdes for udsugningsarmatur:

- Udsugningsåbningen bør placeres så indblæsningen af den isoterme luft ikke kommer direkte ind i udsugningen
- For at den varme luft bliver opsamlet, er det en fordel, at udsugningsåbningen anbringes højt oppe
- Hvis der er klimaskærm bør udsugningsåbningen ikke anbringes i nærheden, fordi det dannede undertryk i området kan trække kold luft ind.
- Hvis der er forureningskilder bør udsugningsåbningen placeres herved så nær som muligt

Det er således muligt at anvende enkle armaturer til udsugning. Af arkitektoniske årsager for at opnå et harmonisk udseende i rummet anvendes dog ofte samme armaturtype.

## 8.8. Kanalsystem

### Generelt

Efter det er blevet bestemt, hvorledes kanaler for luftindtag samt kanaler for afkast skal placeres, skal selve kanalsystemet udformes. Det er her vigtigt at være opmærksom på, at kanalsystemet optager meget plads, og det derfor skal ind i projekteringen i en tidlig fase. Af denne årsag skal et forslag til kanalføringer med den nødvendige plads til kanalerne, drøftes med arkitekten allerede ved første fremlæggelse af skitser for bygningen.

Ligeledes er det vigtigt at fremlægge et detailprojekt for ventilationsanlægget, når totalprojektet præsenteres. Dette detailprojekt skal udformes med bygningstegninger for ventilationskanalerne, som er indtegnet i målestoksforhold 1:20 eller 1:50, for at der allerede på dette tidspunkt afsættes den fornødne plads til kanalsystemets gennemføringer, ligesom der skal gøres overvejelser vedr. bærende konstruktioner og andre installationer. Det er også vigtigt at tage hensyn til evt. isolering af kanalerne, ligesom der skal afsættes plads til lyddæmpere i anlægget.

Et kanalsystem kan inddeles i følgende, se Figur 8-1:

- Indblæsning: Forsyningsdel mellem udeluft og aggregat
- Indblæsning: Fra aggregat via forgrenet kanalsystem til armatur i de enkelte rum
- Udsugning: Fra armatur i de enkelte rum via forgrenet kanalsystem til aggregat
- Udsugning: Afkastningsdel mellem aggregat og udeluft

Det er et krav fra Bygningsreglementet, at alle bygninger med undtagelse af enfamiliehuse skal have mekanisk ventilation.

Sædvanligvis anvendes balanceret mekanisk ventilation, hvilket vil sige, at den luftmængde, der føres ind gennem kanal for indtag, er den samme eller næsten den samme, som den luftmængde, der føres ud gennem kanal for afkast.

Prisen for selve kanalsystemet i et ventilationsanlæg udgør mellem 15 og 40% af den totale anlægspris. Den mest optimale værdi opnås, hvis der tages hensyn til at:

- brug af trykregulerende komponenter begrænses. Dette sker når anlægget opbygges symmetrisk, hvorved luftmassen gøres til genstand for næsten ens tryktab
- der i forbindelse med dimensioneringen arbejdes med fordeling af volumenstrømmene i anlægget, så der opnås en balance.
- tryktabet i kanalsystemet er rigtigt dimensioneret i tryktabsberegningen og udformet så strømlinet som muligt, f.eks. med bøjninger i stedet for knæk.
- kanalsystemets lækage minimeres ved valg af optimal tæthedsklasse, samt en begrænsning af kanalsystemets indvendige overflade, fastsættelse af driftstryk og valg af tæthedsklasse minimerer kanalsystemets lækage.
- der etableres en samlet kanalstrækning, som er så kort som mulig ved opbygning af kanalsystemets konstruktion og placering af aggregatet.

En asymmetrisk opbygning af anlægget vil resultere i at der skal optages store trykdifferencer over den nærmeste ventil og dette kan skabe risiko for ubehagelig lyd. Af denne årsag vil det være en fordel at opbygge anlægget symmetrisk. For at opnå den bedste udformning af anlægget kan det også være en fordel at opdele ventilationsanlægget i flere mindre enheder.

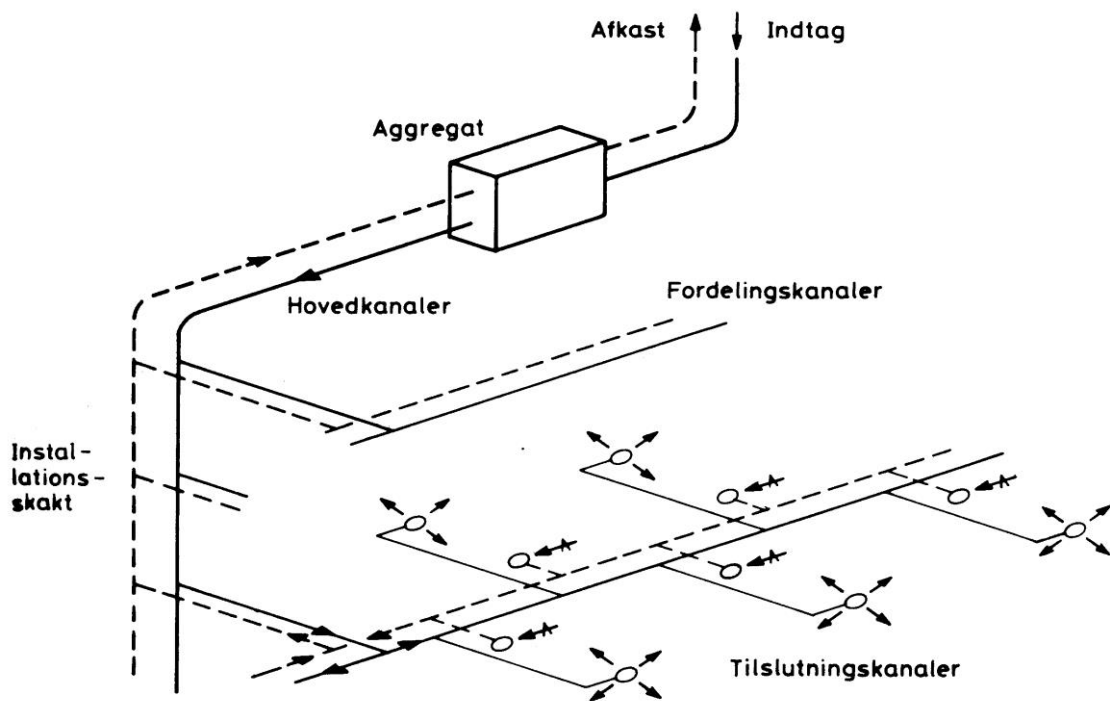
## Opbygning

Opbygningen af et kanalsystem i et ventilationsanlæg er vist i skematisk form på Figur 8-6.

Kanalsystemet består af to dele:

- Kanaler for luftindtag
- Kanaler for afkast





Figur 8-6 I skematisk form er vist opbygning af kanalsystem i et ventilationsanlæg med kanaler til indtag og afkast. Desuden er vist aggregat og tilslutningskanaler til armaturer

Fra indtaget via taghætten føres luften til aggregatet. Fra aggregatet videreføres luften gennem hovedkanaler, som går til installationsskakten, hvor luften viderebringes opad eller nedad til de enkelte etager i bygningen. På de enkelte etager fører fordelingskanaler luften frem til tilslutningskanalerne, hvor de enkelte armaturer forsynes. På tilsvarende måde foregår udsugningen den modsatte vej gennem udsugningskanalerne.

### Støj

For at undgå problemer med støj er det en fordel, at hovedkanaler og fordelingskanaler bliver placeret i bygningens mindst støjfølsomme områder. Hovedkanaler føres i installationsskakte, og fordelingskanaler føres i korridorer over nedhængte lofter. I tillæg bør kanaler kun føres til og fra rum og ikke imellem dem for på denne måde at reducere støjoverførsel mellem rum.

### Isolering

Hvis der er behov for køling i ventilationsanlægget, og der derfor er behov for, at indblæsningssystemet fører luft med stor undertemperatur i en større del af driftstiden, vil det være nødvendigt at isolere kanalerne med en 30-40 mm tyk kappe af mineraluld. Isoleringen er for at modvirke, at energi tabes ved passage af lokaler uden kølebehov, således at luften med undertemperaturer bliver ført frem til, hvor selve behovet er. Ligeledes skal isoleringen modvirke kondensdannelse.

## Runde- og rektangulære kanaler

Det er muligt at udforme kanaltværsnit på to hovedformer:

- Runde kanaler
- Rektangulære kanaler

Runde kanaler vil for et givet areal have den mindste omkreds og dermed også det mindste materialeforbrug. For rektangulære kanaler gælder, at omkredsen tiltager med øgende sideforhold, og et kvadratisk tværsnit vil derfor være det bedste valg for en rektangulær kanal. Det er anerkendt viden, at runde kanaler giver det mindste tryktab for et givet tværsnitsareal, og herudover vil det gælde for rektangulære kanaler, at tryktabet stiger når sideforholdet øges.

### *Runde kanaler*

Runde kanaler bliver anvendt i langt de fleste tilfælde og kun under særlige forhold anvendes rektangulære kanaler. Årsagen til dette er, at runde kanaler i forhold til rektangulære kanaler har følgende fordele:

- lavere pris i produktion og montering
- mindre lækage og dermed bedre tæthed
- lettere at isolere
- mere overskuelig lagerføring

Runde lige kanaler er primært spiralfalsede tyndpladerør, i daglig tale betegnet Spirorør. Disse fremstilles som forholdsvis lette rør med vægtykkelser fra 0,4 mm til 1,5 mm og en længde på normalt 6 m. I tillæg passer de til mange normalt lagerførte standardiserede faconstykker.

### *Rektangulære kanaler*

Som det fremgår af det forrige afsnit, er runde kanaler mere optimale end rektangulære, og derfor skal brug af rektangulære kanaler begrænses til områder i kanalsystemet, hvor der er begrænset plads, som ved passage af bærende konstruktioner, andre installationer eller over nedhængt loft hvor der ikke er plads til runde kanaler. Herudover anvendes de i forbindelse med aggregatet som overgangstykker til kanalsystemet med runde kanaler.

Kanal- og faconstykker kan udarbejdes i mange varianter, idet det dog anbefales at benytte dimensioner på højde og bredde, der er delelige med 50 mm.

Som tidligere beskrevet har kvadratiske kanaler den bedste ydeevne for rektangulære kanaler. Dog vil der netop ved en begrænset plads være behov for at reducere højden af kanalen for at få den fornødne plads. Fordelen ved anvendelse af rektangulære kanaler er, at de kan benyttes til at løse problematiske forhold, hvor der kun er begrænset plads til rådighed.

## Kanaldimensionering

Ved dimensionering af kanalsystemet kan der teoretisk set vælges kanaldimensioner helt vilkårligt, blot der sørges for, at der i projektet er et tilstrækkeligt antal spjæld. Dette for at anlægget kan reguleres således, at der kommer den korrekte luftmængde til de enkelt rum i

kombination med, at der er et aggregat, som kan give det nødvendige tryk. Dette vil imidlertid give anledning til, at der over et stort antal ventiler skal optages unødvendigt store trykforskelle, hvilket vil resultere i et højt energiforbrug. Ligeledes vil det give lydgener fra de enkelte ventiler, som optager trykkene. Det er derfor nødvendigt at foretage en kanaldimensionering, der kan give det bedst mulige forhold for energiforbrug, luftmængde og lydforhold.

Et ventilationsanlæg vil altid indstille sig i en trykbalance, hvor tryktabet fra f.eks. aggregatet til de enkelte ventiler vil være lige stort, eftersom trykket ude i rummet vil være 0. At ventilationsanlægget er i trykbalance, er imidlertid ikke det samme som, at der kommer de ønskede luftmængder til de enkelte rum. Det er derfor nødvendigt at anvende en dimensioneringsmetode, hvor anlægget via spjæld kan indreguleres således, at der kommer den projekterede luftmængde til de enkelte rum.

I forbindelse med kanaldimensioneringen bestemmes kanalernes tværsnitsdimensioner, som er et kompromis mellem behovet for lave hastigheder (store dimensioner) og små dimensioner af pladshensyn. Små dimensioner kan imidlertid resultere i kanalstøj, og derfor er det en balancegang, samtidig med at små dimensioner vil give et større tryktab og dermed et større energitab.

### *Konstant hastighed for kanaltyper*

Størrelsen på kanalerne afhænger af kanaltypen:

- Tilslutningskanaler: 2 – 3 m/s
- Fordelingskanaler:
  - Til rum 2 – 4 m/s
  - Mellem rum 4 – 6 m/s
- Hovedkanaler: 6 – 8 m/s

I forbindelse med VAV-anlæg skal man være opmærksom på, at spjældene afgiver en del støj, så af denne årsag dimensioneres der i fordelingskanalerne med en maksimal hastighed på 4 m/s.

Det nødvendige kanaltværsnit kan beregnes på baggrund af kontinuitetsligningen:

$$q_V = v \cdot A$$

*Ligning 8-4*

På baggrund af ventilationsdiagrammet kendes de enkelte luftmængder for de enkelte strækninger, i kombination med at typen af kanalen kendes med den tilhørende ønskede hastighed, hvorfra arealet  $A$  kan findes. I de fleste tilfælde anvendes runde kanaler, og her kan den ønskede mindste diameter findes ved indsættelse af den øvre grænsehastighed for hastighedsintervallet,  $v_{\max}$ :

$$d > \sqrt{\frac{4 \cdot q_V}{\pi \cdot v_{\max}}}$$

Ligning 8-5

Ud fra funden mindste diameter kan størrelsen på standarddimension for runde kanaler vurderes, og den nærmeste større dimension vælges.

### Konstant tryktab

Ved konstant tryktabsmetode benyttes en maksimal trykgradient for de tre kanaltyper. Denne trykgradient kan f eks være  $R_{\max} = 1 \text{ Pa/m}$ . Trykgradienten  $R$  beregnes ved brug af Colebrooks formel, se Ligning 8-11 og Ligning 8-13:

$$\frac{v}{\sqrt{dR/\rho}} = -1,23 \cdot \ln \left[ \frac{1,8 \cdot \nu_1}{\sqrt{dR/\rho} \cdot d} + \frac{h_{ru}}{3,7 \cdot d} \right]$$

Ligning 8-6

hvor

$\rho$  er luftens densitet (=  $1,2 \text{ kg/m}^3$  ved  $20^\circ\text{C}$ )

$\nu_1$  er luftens kinematiske viskositet  
(=  $15,1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  ved  $20^\circ\text{C}$ )

$h_{ru}$  er vægruheden (=  $0,15 \text{ mm}$  for tyndpladekanaler)

Colebrooks formel er gældende for fuldt udviklet turbulent strømning, som er opfyldt når  $R$  er på  $1 \text{ Pa/m}$ .

Med en trykgradient  $R$  på  $1 \text{ Pascal/m}$  kan der for en given diameter beregnes den maksimale hastighed og volumenstrøm, hvilket er vist på **Fejl! Henvisningskilde ikke fundet.** og disse værdier kan benyttes som vejledende værdier ved dimensionering ved denne trykgradient.

Tabel 8-1 Maksimal hastighed og volumenstrøm i kanaler med trykgradient 1 Pa/m

Diameter (mm)	Maksimal hastighed (m/s)	Maksimal Volumenstrøm (m <sup>3</sup> /s)	Trykgradient (Pa/m)
100	2,3	0,018	1
125	2,7	0,034	1
160	3,3	0,065	1
200	3,8	0,119	1
250	4,4	0,216	1
315	5,1	0,400	1
400	6,0	0,750	1
500	6,9	1,360	1
630	8,0	2,500	1

## 8.9. Tryktabsberegning

For at opnå den korrekte luftfordeling i de enkelte rum er det nødvendigt at beregne tryktabet i kanalsystemet. Hvis denne beregning udføres omhyggeligt, vil det også kunne give anledning til at reducere energiforbruget. Beregningen af tryktabet i kanalsystemet vil være forbundet med en vis usikkerhed; men dette skal ses i forhold til, at når anlægget udføres i praksis, vil de forskellige bygningsmæssige forhold give anledning til afvigelser i forhold til det beregnede kanalsystem. Disse afvigelser må derefter klares ved hjælp af en korrekt indregulering. Beregningen af kanalsystemet er med til at dimensionere ventilatorerne, som skal drive luften ind og ud af bygningen.

Tryktabsberegningen kan også hjælpe med at bestemme de aktuelle tryktab, der skal indgå i kanalsystemet med reguleringsspjæld for at opnå de ønskede luftstrømme i de enkelte rum. Spjældmodstandene har betydning for lydforholdene, og for store tryktab i spjældene kan give anledning til lydgener.

## Trykforhold i kanaler

Ved beregning af trykforhold i kanaler anvendes tre slags tryk:

$$\begin{array}{rcl} p_t & = & p_s + p_d \\ \text{totalt} & & \text{statisk} \quad \text{dynamisk} \\ \text{tryk} & & \text{tryk} \quad \text{tryk} \end{array} \qquad \text{Ligning 8-7}$$

- $P_t$  (Pa) det totale tryk, som kan være positivt, 0 eller negativt. Det totale tryk vil aftage i strømretningen, med mindre strømmingen modtager energi fra f. eks. en ventilator.
- $P_s$  (Pa) det statiske tryk i luftstrømmen, som kan være positivt, 0 eller negativt, og repræsenterer et overtryk i forhold til atmosfæretrykket. Det virker ens i alle retninger.
- $P_d$  (Pa) det dynamiske tryk/hastighedstrykket er betegnelsen for den kinetiske energi af en volumenenhed af den strømmende luft. Det virker i luftens bevægelsesretning og er altid positivt

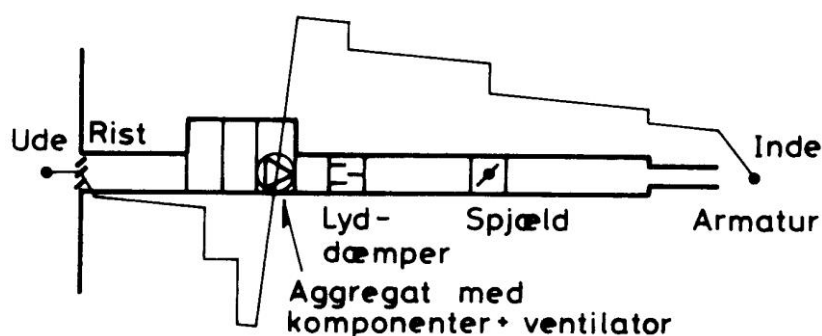
Det dynamiske tryk  $p_d$  er betegnelsen for den kinetiske energi og beregnes af denne ligning:

$$P_d = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \qquad \text{Ligning 8-8}$$

Hvis luften har en temperatur på 20 °C kan ovenstående ligning tilnærmes som følger:

$$P_d \approx 0,6 \cdot v^2 \qquad \text{Ligning 8-9}$$

På nedenstående figur ses illustreret hvorledes det totale tryk og det dynamiske tryk varierer gennem en enkeltkanal. Som det kan bemærkes varierer trykkene i hele kanalsystemet. Det totale tryk indeholder luftens totale energi, der forårsaget af enkeltmodstande og friktion omsættes til varme. Det dynamiske tryk repræsenterer hastighedsenergien. På figuren fremgår det, at forløbet fra luftindtaget til ventilatoren er negativt, og efter energitilførsel fra ventilatoren får et positivt forløb, indtil trykket vender tilbage til nul i forbindelse med indblæsningen af luften gennem armaturet til rummet. Opmærksomheden skal henledes på, at det tryk, som ventilatoren skal frembringe, er den numeriske sum af minimumstrykket før ventilatoren plus maksimumstrykket efter ventilatoren.



Figur 8-7 Det totale tryk er negativt fra luftindtag til ventilator i aggregat og positivt videre herfra til indblæsningsarmatur. Det totale tryk består af statisk og dynamisk tryk

Uden for taghætten er det statiske tryk nul, hvorpå luften bliver accelereret i indløbet til taghætten, hvorved der opstår et negativt statisk tryk, der numerisk er lig med det dynamiske tryk.

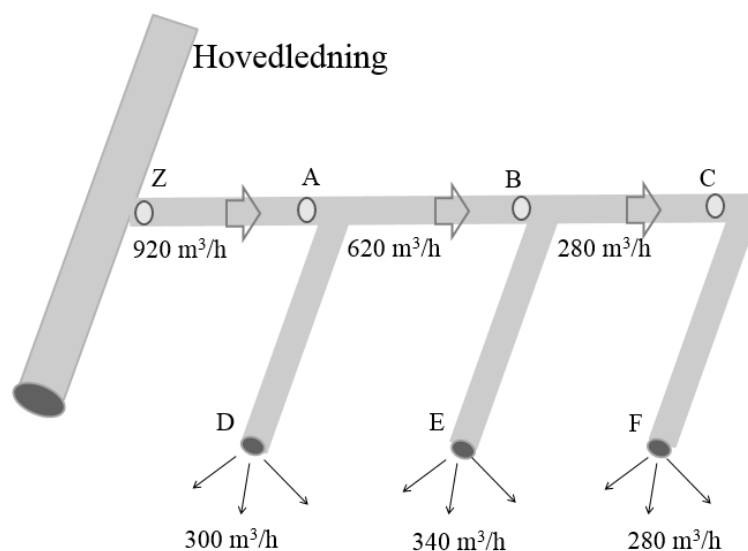
Generelt foretages beregningerne af tryktabet i kanalsystemet ved brug af edb-programmer, der i sin enkleste form består af regneark, hvor alle de nødvendige formler er indlagt. Et enkelt eksempel på et sådant program er (KAT programmet, 2018), der kan håndtere beregningen af tryktab i hele kanalsystemet for både indblæsning og udsugning. (KAT programmet, 2018) anvendes både af de studerende på DTU BYG og Maskinmesterskolen i København. Generelt set er det vigtigt, at ingeniører og maskinmestre kan vurdere beregningsprogrammernes korrekthed. Derfor skal de have de grundlæggende faglige kompetencer til selv at kunne beregne opbygning af et kanalsystem for at være i stand til at kunne foretage de nødvendige kontroller.

I nærværende publikation vil hele gennemgangen af beregningsark for opbygning af et kanalsystem ikke blive gennemgået, idet der henvises til KOMFORTVENTILATION og beskrivelsen af (KAT programmet, 2016). Der vil i stedet blive fokuseret på gennemgangen af de grundlæggende elementer for en tryktabsberegning i et kanalsystem, således at delelementerne i EDB programmerne kan vurderes og forstås.

## Dimensionering af et kanalsystem – Trykbalance

I forbindelse med dimensionering af et kanalsystem er målet, at der kommer de korrekte luftmængder til de enkelte rum. For at illustrere denne problemstilling og hvordan det løses, gennemgås begrebet trykbalance i et mindre del kanalnet.

På Figur 8-8 er vist et mindre udsnit af et kanalnet, der skal levere de viste volumenstrømme. Dette sker imidlertid ikke automatisk, da luften altid vil forsøge at finde den letteste/korteste vej. I dette tilfælde vil det være fra Z via A til D, hvis denne strækning har det laveste tryk i forhold til de længere strækninger via B-E og C-F. På denne måde vil den største luftmængde komme til armaturet D på bekostning af E og F.



Figur 8-8 For at opnå at der kommer de korrekte luftmængder til de enkelte rum, er det nødvendigt med trykbalance i kanalnettet.

Fra det givne tryk i punktet Z til punkterne D, E og F er der den samme trykforskel, da det totale tryk efter udløbet fra armaturerne vil blive lig med nul. Det er derfor nødvendigt at tilpasse tryktabet på hver enkelt strækning samt skabe en trykbalance svarende til de ønskede volumenstrømme, således at luften overalt møder en ensartet strømningsmodstand.

For at foretage beregningen til at skabe trykbalance i det mindre kanaludsnit startes ved det fjerneste armatur F, der har den største afstand til Z og derfor også forventeligt det største tryktab. Dette kan selvfølgelig også afstemmes ved brug af forskellige kanaldiametre, således at en meget lav diameter i strækningen A-D teoretisk set kan give et større tryktab end strækningen A-B-C-F, hvis der på denne strækning anvendes en stor dimension (i hvert fald på strækningen A-B-C). I armatur F vil der, når luften er blæst gennem armaturet ud i rummet, forekomme et tryk på nul (regnet i overtryk over atmosfæretryk). Fra armaturet F arbejdes op mod hovedledningen (punkt Z) idet tryk i punkterne C, B og A beregnes for at der kan skabes en trykbalance svarende til de ønskede volumenstrømme. I det følgende forklares principper for beregning.

Efter dette fortsættes med armatur E med tryk nul fra rumluften, og der regnes baglæns til punkt B. Tryktabet på strækningen fra F-C-B og tryktabet fra E-B vil med al sandsynlighed være forskelligt, og tryktabet på strækningen E-B vil forventeligt være det mindste. På denne måde er der opstået en ubalance, som det er nødvendigt at genetablere, og dette kan ske ved at placere et spjæld med en passende åbningsgrad, således at tryktabet på strækningen B-E bliver forøget lige netop tilstrækkeligt til at udligne tryktabet fra B-C-F.

På analog måde behandles strækningen A-D til bestemmelse af den nødvendige spjældmodstand i armatur D. På denne måde er det muligt at få skabt en trykbalance i det udvalgte kanaludsnit.

Denne beregning kan udvides på tilsvarende måde til andre kanaludsnit, og der kan beregnes de nødvendige zonespjæld svarende til Figur 8-8 punkt Z.



I dette eksempel forekommer tre armaturer D, E, F for CAV med indbyggede spjæld, der kan anvendes i forbindelse med at skabe den nødvendige trykbalance. Opmærksomheden henledes dog på, at grundet evt. støjgener vil de indbyggede spjæld ikke være i stand til at klare de helt store tryktab, da det ikke vil være muligt at foretage den nødvendige støj dæmpning. Dette i modsætning til pladespjæld i kanalerne, hvor der efterfølgende kan placeres en lyddæmper til at optage støjen.

Når det projekterede ventilationsanlæg er opført, vil der altid optræde afvigelser i forhold til det projekterede, og der vil derfor være behov for at indstille spjældene i forbindelse med indreguleringen for at levere de ønskede ventilationsmængder. Disse indstillinger kan afvige noget i forhold til de beregnede.

## Trykforhold i lige kanal

Friktionstabet  $\Delta p_f$  i lange lige kanaler er proportionalt med kanalstrækningens længde  $l$

$$\Delta p_f = R \cdot l \quad \text{Ligning 8-10}$$

I denne formel indgår trykgradienten  $R$  [Pa/m], og denne størrelse angiver det totale tryktab pr længdeenhed kanalstrækning. Det er muligt at beregne trykgradienten  $R$  ved brug af Colebrooks Ligning 8-11, der er angivet på implicit form med tilhørende stor nøjagtighed:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -0,87 \cdot \ln \left( \frac{2,5}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} + \frac{h_{ru}}{3,7 \cdot D} \right) \quad \text{Ligning 8-11}$$

med forkortelsen  $\lambda$  i Ligning 8-11, der kan skrives på følgende form:

$$\lambda = \frac{g \cdot D \cdot S}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2} = \frac{D \cdot R}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2} \theta_u \quad \text{hvor: } R = g \cdot S \quad \text{Ligning 8-12}$$

I Ligning 8-11 afhænger  $\lambda$  kun af den relative ruhed  $h_{ru}/D$  og Reynolds tal  $Re$ .

For praktiske forhold er det ofte lettere at anvende Colebrooks formel på eksplicit form med tilhørende større unøjagtighed. Denne unøjagtighed er dog uden praktisk betydning i forhold til de mange andre usikkerhedsmomenter, der er forbundet med projektering og bygning af et ventilationsanlæg. Af denne årsag anvendes den eksplicite form af Colebrooks formel for trykgradienten  $R$ :

$$R = \frac{0,66 \cdot \rho \cdot v^2}{d \left[ \ln \left[ \frac{5,8}{Re^{0,9}} + \frac{h_{ru}}{3,7 \cdot d} \right] \right]^2} \quad \text{Ligning 8-13}$$

Ligning 8-13 anvendes hvis strømning er fuldt udviklet turbulent, hvilket sker når Reynolds tal  $Re$  er større end 3000 á 4000:

$$Re = \frac{u \cdot d}{\nu_l} \quad \text{Ligning 8-14}$$

hvor

$\rho$  er luftens densitet (= 1,2 kg/m<sup>3</sup> ved 20°C)

$u$  er luftens hastighed – benyttet her i stedet for "v" for at undgå forveksling med symbol for  $\nu_l$

$\nu_l$  er luftens kinematiske viskositet (= 15,1·10<sup>-6</sup> m<sup>2</sup>/s ved 20°C)

$h_{ru}$  er vægruheden (= 0,15 mm for tyndpladekanaler)

Formelen kræver, at der er en fuldt udviklet turbulent strømning, hvilket normalt vil være opfyldt, idet der dog for tilslutningskanaler er gældende, at middelhastigheden skal være over 0,4 m/sek.

Da Ligning 8-13 for trykgradienten, beregnet ved brug af Colebrooks formel på eksplicit form, er lidt vanskelig at anvende umiddelbart, kan det være hensigtsmæssigt at anvende enkle regnearksprogrammer, som f.eks. KAT-programmet.

### Tryktab i enkeltmodstande

Enkeltmodstande forekommer lokalt i kanalsystemet pga. tværsnitsændringer, bøjninger, afgreninger samt indsatte komponenter, og dette giver anledning til ændringer i strømningsforløbet.

Tryktabet for en enkeltmodstand i kanalsystemet er givet på formelen:

$$\Delta p_e = \zeta \cdot p_d \quad \text{Ligning 8-15}$$

Der gælder at tryktabsfaktoren  $\zeta$  for en enkeltmodstand er en funktion af Reynolds tal, der dog i det turbulente område er så lille, at tryktabsfaktoren kan betragtes som en konstant for den pågældende geometriske form af enkeltmodstanden. I praksis forekommer tryktabet fra en enkeltmodstand over en vis kanallængde og indbefatter derfor også et friktionstab; men normalt ses der bort fra dette, og enkeltmodstanden tilknyttes blot den pågældende geometriske form.

Det er vigtigt ved angivelse af tryktabsfaktoren, at angive om den er koblet til det dynamiske tryk før eller efter enkeltmodstanden.

Enkeltmodstande kan normalt ikke beregnes, men findes ved brug af praktiske forsøg, og resultaterne fra disse fremgår af fabrikanternes kataloger.

$\zeta$ -værdierne måles i laboratorieforsøg under gunstige forhold og forudsætter, at der er en lige strækning på mindst seks gange den hydrauliske diameter før enkeltmodstanden.

I en del tilfælde vil en afstand på seks gange den hydrauliske diameter ikke kunne opnås, og ved montage af enkeltmodstande tæt efter hverandre vil der for den sidste enkeltmodstand opstå et meget turbulent forløb, og  $\zeta$ -værdien kan blive mangedoblet.

## 8.10. Lydudbredelse

I bygninger kommer en stor del af støjgenerne fra installationer, og det er derfor vigtigt allerede på projekteringsstadiet at inkorporere problemløsninger i bestræbelserne på at reducere støjgener. Ved en fornuftig projektering er det relativt let at undgå støjgener fra installationer.

Dette afsnit omhandler teori og baggrund for at kunne foretage de nødvendige indgreb, således at lydudbredelse kan reduceres til et acceptabelt niveau.

### Grundbegreber

Lyd er betegnelsen for hørbare tryksvingninger, og disse svingninger kan finde sted i luft, væsker eller faste stoffer. Når tryksvingninger rammer øret, bliver de bearbejdet af hjernen, og lyden kan således føles behagelig som f.eks. ved fuglesang eller irriterende, som f.eks. lyden fra en motor. Den måde, som vi oplever lyden på, er afgørende, og når den føles irriterende betegnes den som støj.

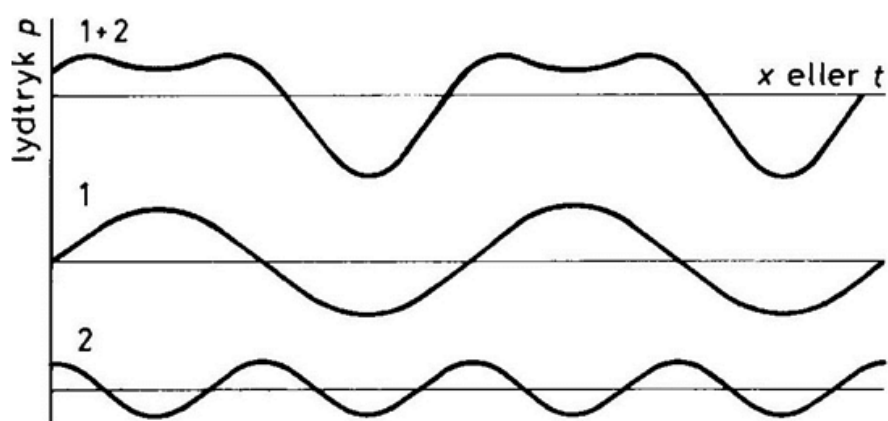
Lydudbredelse sker i form af en bølgebevægelse, og denne kan f.eks. opstå, når en højtalers membran svinger omkring en ligevægtstilstand. Når højtalerens membran svinger frem fra ligevægtstilstanden, vil luften blive presset sammen, og dette resulterer i, at der sker en trykstigning. Når membranen svinger tilbage, bliver der større afstand mellem luftmolekylerne, og der sker en reduktion af lufttrykket. Disse tryksvingninger vil forplante sig i lydudbredelsens retning, således at de tilstødende områder luft vil få en bølgebevægelse, hvor trykket svinger omkring atmosfærens tryk. Disse trykvariationer er kun ca. 1/1000 af atmosfære trykket selv ved meget høj lyd. Tryksvingningernes frekvens betegnes med Hz. Eftersom ørets måde at opfatte lyden på er frekvensafhængig, er det derfor nødvendigt at have standardiserede frekvensafhængige støjkriterier. Dette kan f.eks. være en NR-kurve (Noise Rating Curves), der er udført af ISO.

For at en lyd kan opfattes som lyd, skal hjernen være i stand til at opfatte den. For det menneskelige øre er den nedre frekvensgrænse omkring 20 Hz (20 svingninger pr. sekund) og den øvre frekvensgrænse omkring 20.000 Hz. Med alderen forsvinder evnen til at høre højere frekvenser, hvorfor ældre mennesker kun kan høre op til 10.000 Hz. En anden faktor, der har betydning, er lydtrykket, der beskriver lydets fysiske styrke, hvorvidt den er kraftig eller svag. Lydtrykket betegnes med måleenheden Pascal, og denne forkortes Pa. Den svageste lyd, et menneske kan opfatte som hørbar lyd, ligger på ca. 0,00002 Pa. I den anden ende af skalaen vil en lyd på 20 Pa opleves som en meget høj lyd, der giver anledning til smerte.

Ved lyd, der er så kraftig, at det er nødvendigt at benytte høreværn, vil trykket kun svinge 1/100.000 del af atmosfæretrykket svarende til atmosfæretrykket mellem 0,99999 og 1,00001.

Lyden fra et ventilationsanlæg har en kompliceret sammenhæng, som hvis den er periodisk, vil være i stand til at blive opløst i rene sinussvingninger.

På Figur 8-9 er illustreret to harmoniske svingninger, hvor lydbølge 1 har den dobbelte bølgelængde i forhold til lydbølge 2. Hvis de to lydbølger lægges sammen forekommer den sammensatte lydbølge 1+2 og formen på lydbølgen vil blive mere kompleks. I praksis består lyd af mange forskellige harmoniske bølger, der har hver deres amplitude og frekvens.



Figur 8-9 To harmoniske lydbølger adderet til en sammensat lydbølge (1+2)

### Lydens hastighed

Bølgelængden er afstanden mellem bølgetoppene i en bølgebevægelse målt i en periode og angivet som  $\lambda$ .

Svingningstiden  $T$  er varigheden af en periode til at udføre en komplet svingning, se Figur 8-9 To harmoniske lydbølger adderet til en sammensat lydbølge

Frekvensen  $f$  er det antal svingninger, der foretages i løbet af et sekund.

Sammenhængen mellem frekvensen  $f$  og svingningstidens længde  $T$  er givet ved ligningen:

$$f = 1 / T = \omega / 2 \cdot \pi$$

Ligning 8-16

For lydens hastighed i den sinusformede bølgebevægelse gælder sammenhængen:

Frekvensen  $f$  er ved en harmonisk lydbølge forbundet med bølgelængden  $\lambda$  som vist på følgende ligning:

$$c = f \cdot \lambda \qquad \text{Ligning 8-17}$$

Her er  $c$  lydens hastighed i luft, som er beregnet til 344 m/s ved stuetemperatur. Heraf følger at bølgelængder vil være fra 17m til 17mm ved frekvensintervallerne fra 20 Hz til 20kHz.

For luft med en temperatur på  $\theta$  grader celsius kan lydens hastighed skrives som ligningen:

$$c = 332 + 0,6 \cdot t [m / s] \qquad \text{Ligning 8-18}$$

Lydens hastighed er uafhængig af frekvensen. Normalt vil hastigheden i forbindelse med beregninger i ventilationsanlæg blive sat til 340 m/sek.

## Lydens udbredelse

Lydens udbredelse afhænger af lydkildens fysiske form. En punktformig lydkilde vil således udbrede sig som sfæriske lydbølger, hvilket betyder at luftpartiklerne, som svinger i fase, danner kugleformede lydbølger. Jo større afstanden fra den punktformige kilde bliver, jo mindre bliver krumningen på kuglen og i en vis afstand vil lydbølgerne opfattes som plane.

Hvis lyden befinder sig i et rum, vil lydudbredelsen fra en punktformig kilde efter kort tid ramme begrænsningsfladerne fra de seks omgivende flader, og efter kort tid vil der opstå så mange forskellige lydbølger og indfaldsvinkler fra alle sider, at lydfeltet vil have samme energi i en vis afstand fra den punktformige kilde. Dette lydfelt betegnes som et diffust lydfelt.

I realiteten vil plane eller diffuse lydfelter kun forekomme meget sjældent; men af hensyn til ventilationstekniske beregninger tages der udgangspunkt i disse forhold, hvilket er tilladeligt under hensyntagen til den unøjagtighed, der er forbundet med beregning af lydudbredelse fra ventilationstekniske genstande.

Der kan for en sinusformet harmonisk lydbølge angives et lydtryks størrelse på baggrund af trykamplituden. I praksis består lydbølger af en sammensætning af en lang række sinusformede harmonisk lydbølger, og dette resulterer i, at de ikke har nogen amplitude, og de beskrives derfor af deres effektive tryk  $p_{eff}$ . Beregning af det effektive tryk  $p_{eff}$  foretages ved at tage kvadratet på det effektive tryk og sætte det lig med kvadratet på det aktuelle tryk målt over et passende langt tidsrum  $T$ :

$$p_{eff}^2 = \frac{1}{T} \int_0^T p^2 dt$$

Ligning 8-19

Trykamplituden divideret med  $\sqrt{2}$  giver det effektive tryk for en harmonisk bølge.

Som tidligere nævnt er de effektive tryk, der arbejdes med, ret små. De effektive tryk varierer fra det netop hørbare på ca. 20  $\mu\text{Pa}$  til ørets smertegrænse på omkring 20 Pa. Da dette dækker et meget stort interval, er det en fordel at angive lydtrykket ved brug af 10-tals logaritmen i form af et lydtrykniveau  $L_p$ :

$$L_p = 10 \log \frac{p_{eff}^2}{p_{ref}^2} = 20 \log \frac{p_{eff}}{p_{ref}}$$

Ligning 8-20

Det er defineret, at  $p_{ref}$  sættes lig med den netop hørbare værdi på 20  $\mu\text{Pa}$ .

Årsagen til at formlen indeholder kvadratet på lydtrykket er, at denne værdi er proportional med lydkildens lydeffekt.

Ligningens logaritmiske del angiver lydtrykniveauet i enheden bel og hele højre siden af Ligning 8-20 får derfor enheden decibel (dB).

## Decibel begrebet

Der er meget stor forskel på den lydintensitet, der netop er hørbar (tærskelværdien) på 20  $\mu\text{Pa}$  og den lydintensitet, der frembringer smerte i øret på 20 Pa. Forholdet mellem disse to lydintensiteter er på ca.  $10^{12}$ . Det er derfor uhensigtsmæssigt at anvende en lineær måleskala. Da den måde, som øret opfatter lyden på, samtidig er stort set logaritmisk, virker det logisk at anvende den logaritmiske decibel skala.

Det menneskelige øre kan lige akkurat skelne en forskel mellem to lydtrykniveauer på 1 dB, så derfor angives decibel værdier normalt ikke med decimaler. Ved en fordobling af  $p_{eff}^2$  vokser lydtrykniveauet med  $10 \cdot \log 2 = 3$  dB.

## Regneregler for dB-værdier

I forbindelse med vurdering af lydniveauer er det nødvendigt at udføre forskellige beregninger med decibel-værdier. Det er derfor en fordel at indføre en række regneregler:

Addition af dB-værdier  $L_1, L_2, \dots, L_n$ :

$$L = 10 \cdot \log \left( 10^{\frac{L_1}{10}} + 10^{\frac{L_2}{10}} + \dots + 10^{\frac{L_n}{10}} \right) \quad [dB]$$

Ligning 8-21

Subtraktion af dB-værdien  $L_2$  fra dB-værdien  $L_1$ :

$$L_1 - L_2 = 10 \cdot \log \left( 10^{\frac{L_1}{10}} - 10^{\frac{L_2}{10}} \right) [dB] \quad \text{Ligning 8-22}$$

Samlet værdi af  $n$  lige store dB-værdier  $L_1$ :

$$L = L_1 + 10 \cdot \log n \quad [dB] \quad \text{Ligning 8-23}$$

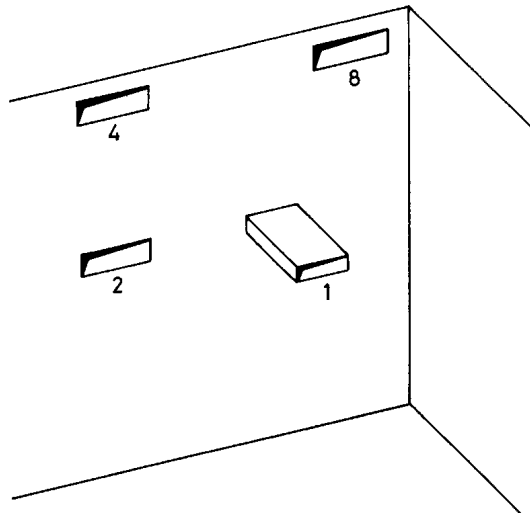
## Lydintensitet

Når en punktførmig lydkilde afgiver ens energiudstråling i alle retninger vil energien udbrede sig som en kugleskal med arealet  $4 \cdot \pi \cdot r^2$ .

Lydintensiteten angiver, at mål for lydstyrken kan beregnes i et frit felt uden refleksioner:

$$I = \frac{P}{4 \cdot \pi \cdot r^2} \quad \text{Ligning 8-24}$$

I praksis vil en lydkilde i et ventilationsanlæg ikke udbrede sig i et frit felt i alle retninger; men være begrænset i et rum af sideflader og gulv/lofts flader. Af denne årsag indføres retningsfaktoren  $D$ , der kan kompensere for, at spredningen er begrænset. Retningsfaktoren  $D$  er influeret af lydkildens placering i forhold til vægge og gulv/loft, Figur 8-10.



Figur 8-10 Lydkildens placering i forhold til vægge og gulv/loft påvirker retningsfaktoren  $D$ .

Lydintensiteten kan således beregnes i et rum ved brug af Figur 8-10 og Ligning 8-25:

$$I = D \cdot \frac{P}{4 \cdot \pi \cdot r^2}$$

Ligning 8-25

Hvis et armatur placeres midt på væggen oppe under loftet, bliver spredningen kun i et kvart rum, og  $D$  bliver derfor lig med 4. Er armaturet i stedet placeret midt på væggen, sker spredningen i et halvt rum, og  $D$  får værdien 2.

I et rum er intensiteten det samlede bidrag for alle lydkilder inkl. al reflekteret lyd fra genstande og begrænsende flader og vægge.

I en ventilationskanal hvor der er en plan lydbølge og ved en punktformig lydkilde hvor der er kugleformede lydbølger er intensiteten og det effektive tryk forbundet, dette findes ved:

$$I = \frac{P_{eff}^2}{\rho c}$$

Ligning 8-26

Vigtige formål ved udførelse af lydberegninger er:

- på en given lokalitet at omsætte lydkildernes effekt til lydtryk
- justere dette lydtryk, så det svarer til ørets lydopfattelse

Ved at sammenkoble Ligning 8-25 og Ligning 8-26 og benytte 10-tals logaritmen kan sammenhængen skrives på følgende ligning:



$$L_p = L_w + 10 \cdot \log \frac{D}{4\pi r^2}$$

Ligning 8-27

## Frekvensanalyse

For at udføre en lydberegning er det nødvendigt at kende frekvensfordelingen. Lydens påvirkning på det menneskelige øre er meget afhængig af frekvensen, eftersom ørets evne til at opfatte lyd er frekvensafhængig. For at tage hensyn til dette bliver den totale lyd opdelt i frekvensintervaller, og de enkelte intervaller bliver opfattet som separate lydgivere. Til praktisk brug er de derfor inddelt i otte oktaver som vist i **Fejl! Henvisningskilde ikke fundet..**

Tabel 8-2 Frekvensintervaller for oktavbånd

Centerfrekvens $f_c$ [Hz]	Frekvensinterval $f_{\text{nedre}} - f_{\text{øvre}}$ [Hz]
63	45 – 90
125	90 – 180
250	180 – 350
500	350 – 700
1000	700 – 1400
2000	1400 – 2800
4000	2800 – 5600
8000	5600 – 11300

I forbindelse med beregningerne benyttes der for hvert frekvensinterval en centerfrekvens ( $f_c$ ). De otte oktaver får således en centerfrekvens på 63 Hz, 125 Hz..... til 8000 HZ, **Fejl!** **Henvisningskilde ikke fundet.** I ventilationsanlæg er det frekvensintervallerne med centerfrekvensen 125, 250 og 500 Hz, der har den største interesse. For hvert oktavbånd (frekvensinterval) måles det samlede lydeffekt niveau i det pågældende oktavbånd, og af dette fremkommer lydeffekt niveauets oktavværdi  $L_{w,ok}$ . På denne baggrund kan der foretages en logaritmisk addition, og derved fremkommer en sum på det totale lydeffekt niveau  $L_w$ , se afsnittet "Regneregler for dB værdier". Hvis der er behov for en større nøjagtighed, kan oktavbåndene inddeles i terts bånd, hvorved de enkelte oktavbånd inddeles i tre dele.

### Lydangivelser – ørets lydopfattelse

Ørets lydopfattelse er i høj grad afhængig af frekvenser, hvor nogle høres meget tydeligt, f.eks. 1000 Hz, hvorimod oktavbåndet 63 Hz er langt vanskeligere for øret at opfatte. For at tage hensyn til dette udføres måleinstrumenter med standardiserede filtre, der kan indsættes i måleinstrumenterne, således at resultatet tager hensyn til ørets evne til at opfatte lyden. Der forefindes følgende standardiserede filtre: A, B og C. Når disse filtre indsættes i måleinstrumenter, vil de primært reducere de lavere frekvenser, og de målte værdier betegnes  $L_A$ -,  $L_B$ -, og  $L_C$ - værdier. I praksis anvendes normalt kun  $L_A$ - værdierne.

7For et givet lydspektrum kan  $L_A$ - værdien beregnes ved først at fratække A-filterets værdier og derpå sammenlægge de korrigerede værdier logaritmisk.

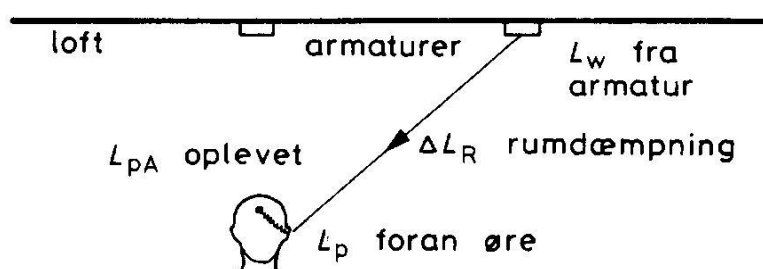
$L_A$ - værdien i sig selv er ikke særlig anvendelig til støjbekæmpelse, da den ikke indeholder nogen information om frekvensfordelingen af støj. I forbindelse med kontrolmålinger er  $L_A$ - værdien velegnet, da det er en enkel måde at lave kontrolmålinger, og de kan udføres med måleinstrumenter, der ikke er så dyre.

Vurdering af støjs skadelige virkning influeres af støjniveauet og den periode, som støjen virker i. I forbindelse med dimensionering af et anlæg er det vigtigt på forhånd at være klar over hvilke resultater, der kan antages.

## Oplevet lyd fra armatur

For at kunne vurdere det oplevede lydtryk niveau foran øret er det nødvendigt at opstille de nødvendige opstillingsudtryk.

På Figur 8-11. Oplevelse af lydets udbredelser illustreret hvordan lydtryk niveauet foran øret er afhængig af lydkildens lydeffekt niveau, lydkildens placering og afstanden fra lydkilden til målestedet. På figuren er lydkilden et armatur, og afstanden er fra armaturet til øret. I et lukket rum bliver lydtryk niveauet foran øret i tillæg påvirket af rumgeometrien, overflade beklædningen og rummets dimensioner, hvilket kan sammensættes til lokalets rumdæmpning  $\Delta L_R$ .



Figur 8-11. Oplevelse af lydets udbredelse fra armatur til hjerne.

Ved beregning af installationer til ventilation udregnes det statistisk mest sandsynlige gennemsnits lydfelt i rummet.

I de fleste tilfælde vil en person være mere end ca. 1 m fra lydkilden, hvor det frie felt fra den direkte lyd fra armaturet vil være dominerende. I en afstand af mindre end ca. 1 m fra lydkilden er det frie felt fra den direkte lyd fra armaturet dominerende. Når øret er længere væk end 1 m, vil dominans af den reflekterede lyd være til stede, og denne lyd er uafhængig af stedets placering i forhold til lydkilden.

I tillæg til dette skal der tages hensyn til ørets lydoplevelse i hjernen, og dette gøres ved at introducere A-filteret, der dæmper de enkelte frekvenser, så det svarer til ørets opfattelse af frekvenserne i forhold til hinanden. Det oplevede lydtryk niveau  $L_{pA}$  beregnes ved, at der fra lydeffekt niveauet  $L_w$  fratrækkes rumdæmpningen  $\Delta L_R$  og adderes A-filteret:

$$L_{pA} = L_w - \Delta L_R + A\text{-filter}$$

Ligning 8-28

I de fleste tilfælde har leverandørerne allerede indregnet A-filteret i de opgivne lydeffekt niveauer, der betegnes  $L_{wA}$  :

$$L_{pA} = L_{wA} - \Delta L_R$$

Ligning 8-29

I bygningsreglementet er det lydtryk niveauet  $L_{pA}$ , der stilles krav til:

- dB (decibel) måleenhed for svingninger her relative lydstyrke
- dB (A), betegnelse, der nogle gange anvendes, når A-filteret er indregnet

Opmærksomheden henledes på, at der i nogle leverandørers kataloger bliver angivet lydtryk niveauet  $L_{pA}$ , hvor de som standard går ud fra en rumdæmpning for kontorer på 4 dB. For at finde de tilsvarende lydeffekt niveauer  $L_{wA}$  lægges dernæst 4 dB til katalogernes  $L_{pA}$ .

Eksempler på rumdæmpning hentet fra \*Ventilation STÅBI er vist på **Fejl! Henvisningskilde ikke fundet.**

Tabel 8-3 Frekvensintervaller for oktavnåbånd

Rumtype	$\Delta L_R$	Beskrivelse
Enkeltkontor	4 dB	Tæppe på gulvet
Kontorlandskab	12 dB	Tæppe og lydabsorberende loft
Konferencerum	10 dB	Tæppe og lydabsorberende loft
Skolelokale	7 dB	Absorberende loft og 2 opslagstavler
Soverum	4 dB	

Hvis der er mere end en lydkilde i rummet, er det nødvendigt at addere lydtryk niveauerne logaritmisk, og dette er beskrevet i afsnittet "Regneregler for dB-værdier"

I de foregående beregninger er der ikke taget hensyn til den støj, der kommer via kanalsystemet. En del af denne støj udspringer fra aggregatet og sammen med andre mindre støjkluder i kanalsystemet og dæmpning i kanalsystemet, er det muligt at beregne den ekstra lyd, der fremkommer fra kanalsystemet. Dette er imidlertid en lidt krævende beregning, og derfor forenkles denne i stedet ved at forhøje armaturets lydeffekt niveau  $L_{wA}$  med 3 dB ( $\Delta L_{Kanalstøj}$ ).

$$L_{pA} = L_{wA} - \Delta L_R + \Delta L_{Kanalstøj}$$

Ligning 8-30

## 8.11. Litteratur/referencer

BR18 – Bygningsreglementet 2018. (2018). <http://bygningsreglementet.dk/>

DS447, Dansk Standard. (2005), Norm for mekaniske ventilationsanlæg, 2. udgave, 2005, DS 447:2005, ICS: 91.140.30. Danmark.

Dansk Standard. (2007). DS/EN 15251 – Input-parametre til indeklimaet ved design og bestemmelse af bygningers energimæssige ydeevne vedrørende indendørs luftkvalitet, termisk miljø, belysning og akustik. DS/EN 15251:2007. ICS: 91.040.01. Danmark.

Den lille blå om Ventilation, 2016, Claus M. Hvenegaard & Christian Drivsholm, Dansk Energi, 3. udgave 2016, ISBN 87-988903-0-1

Hansen, H.E. (ed.), Kjerulf-Jensen, P. (ed.) & Stampe, O.B. (ed.), 1988, *DANVAK – Varme- og klimateknik grundbog*, 1. udgave, ISBN: 87-982652-1-0, DANVAK ApS, Danmark.

Hansen, H.E. (ed.), Kjerulf-Jensen, P. (ed.) & Stampe, O.B. (ed.), 2006, *DANVAK – Varme- og klimateknik grundbog*, 3. udgave, ISBN: 87-982652-8-8, DANVAK ApS, Danmark.