

---

JBT

**Examensarbete 1**  
**Thesis**  
**Alnarp 2000**

---

**Ljuddämpning av ventilationsfläktar i djurstallar**

*Reduction of sound from ventilation fans in animal houses*

**Martin Dreber**

Examensarbete för agronomexamen

---

**Sveriges lantbruksuniversitet**  
**Institutionen för jordbrukets**  
**biosystem och teknologi (JBT)**

Box 43  
230 53 ALNARP

Tel: 040 - 41 50 00

Telefax: 040 - 46 04 21

**Swedish University of**  
**Agricultural Sciences**  
**Department of Agricultural**  
**Biosystems and Technology**

P.O. Box 43  
SE-230 53 ALNARP  
SWEDEN

Phone: +46 - 40 41 50 00

Fax: +46 - 40 46 04 21

---



---

## FÖRORD

Buller i djurstallar kan orsaka stress hos djur och människor. En uppenbar bullerkälla i djurstallar är ventilationsfläktarna. För att minimera buller från stallventilationsfläktar installeras därför olika typer av ljuddämpare. Under åren har olika modeller utvecklats och lösningsförslag presenterats. Bl.a. baserat på genomförda provningar, presenterades lämpliga lösningar av Institutionen för lantbrukets byggnadsteknik (LBT) under 1970-talet. Dessa ljuddämpare är emellertid relativt dyra att tillverka och svåra att rengöra.

Genom att fabriksstillverka ljuddämparna bör en rad krav på konstruktion och funktion kunna uppfyllas till ett lågt pris. Målsättningen med examensarbetet var att utföra fältmätningar på ljuddämpare som idag finns monterade i djurstallar för att få en uppfattning om deras effektivitet samt att konstruera och prova egna prototyper.

Under examensarbetet har därför mätningar utförts på en rad fabriksstillverkade ljuddämpare. Ett stort tack till tillverkare, återförsäljare och lantbrukare som har hjälpt till att göra dessa mätningar möjliga. Ljudmätningar har vidare genomförts på ett antal prototyp-ljuddämpare för stallventilationssystem monterade i skultrymmet över ett djurstall. Tack till lantbrukare Lars Eriksson utanför Uppsala för att Du har ställt upp med mätplats och varit till stor hjälp under uppställningens uppförande och mätningarnas genomförande.

Uppsala i april 2000

Martin Dreber

Christer Nilsson

---

# INNEHÅLLSFÖRTECKNING

BETECKNINGAR	4
SAMMANFATTNING	5
SUMMARY	6
1 INLEDNING	7
1.1 Bakgrund	7
1.2 Målsättning	7
2 LITTERATURSTUDIE	8
2.1 Akustiska grundbegrepp	8
2.1.1 Rena toner och frekvensband	8
2.1.2 Decibelbegreppet	9
2.1.3 Riktningfaktor och ljudutbredning i rum	10
2.2 Bulleruppfattning	11
2.3 Buller i djurmiljöer	12
2.4 Fläktars ljudalstring	12
2.4.1 Rotationsljud	12
2.4.2 Turbulens- och virvelljud	13
2.4.3 Fläktljudets karaktärer och ljudeffektnivå	13
2.4.4 Val av fläkt	14
2.5 Ljud i ventilationssystem	14
2.5.1 Ljud i raka kanaler och kanalmyningar	14
2.6 Porösa ljudabsorberande material	15
2.6.1 Ljudabsorberande materials uppbyggnad och funktion	15
2.6.2 Materialval och hygienfrågor	16
2.7 Passiva ljuddämpare	16
2.7.1 Akustiska egenskaper	16
2.7.2 Geometriska former	17
2.7.3 Beräkning av dämpningseffekt	18
3 FUNKTIONSTEST AV LJUDDÄMPARE	20
3.1 Ingående modeller	20
3.1.1 PM-luft	20
3.1.2 Alfa Laval Agri och Funki	20
3.1.3 Stallsystem i Dalby AB	20
3.1.4 Ljuddämpare utvecklade av LBT	20
3.2 Metodval	21
3.2.1 Konstruktion	21
3.2.2 Funktion	21
3.3 Resultat	22
3.4 Slutsats	24
3.4.1 PM-luft	24
3.4.2 Stallsystem i Dalby AB	24
3.4.3 Alfa Laval Agri och Funki	24

3.4.4	Kanalljuddämpare	24
4	KONSTRUKTION OCH PROVNING AV LJUDDÄMPARE	25
4.1	Konstruktion	25
4.2	Försökupställning	26
4.2.1	Mätning av ljudnivå	26
4.2.2	Ljuddämparnas strypning av luftflödet	27
4.3	Mätfel	27
4.3.1	Mätfel av ljudnivå	28
4.3.2	Mätfel av tryckfall	28
4.4	Resultat	28
4.4.1	Ljudmätningar	29
4.4.2	Tryckfallsmätningar	29
4.5	Slutsats	32
5	DISKUSSION	33
6	REFERENSER	34
6.1	Litteratur	34
6.2	Personliga meddelanden	35

## BETECKNINGAR

<i>Beteckning</i>	<i>Storhet</i>	<i>SI-enhet</i>
A	Kanalens fria tvärsnittsarea	m <sup>2</sup>
c	Ljudets utbredningshastighet	m/s
d	Akustisk tvärdimension	m
d <sub>kanal</sub>	Ventilationskanalens diameter	m
f <sub>kr</sub>	Kritisk frekvens	Hz
f <sub>s</sub>	Fläktens grundton eller skovelfrekvens	Hz
I	Ljudintensitet	W/m <sup>2</sup>
k	Konstant	-
P <sub>n</sub>	Fläktmotorns effekt	W
L	Nivåvärde (ljudtrycks- ljudintensitets- och ljudeffektnivå)	dB
L <sub>w</sub>	Ljudeffektnivå	dB
L <sub>p</sub>	Ljudtrycksnivå	dB
ΔL	Ljuddämpning per meter	dB/m
$\bar{m}$	Sannolika mätfelet	-
$\bar{m}_1$	Mätinstrumentets fel	-
$\bar{m}_2$	Mätmetodens fel	-
$\bar{m}_3$	Avläsningsfel	-
$\bar{m}_{LP}$	Relativt mätfel för uppmätt ljudtrycksnivå	-
$\bar{m}_q$	Relativt mätfel för uppmätt tryckfall	-
n	Antal	-
O	Absorptionsmaterialets omkrets	m
P	Ljudeffekt	W
P <sub>d</sub>	Dynamiskt tryckfall	Pa
P <sub>s</sub>	Statiskt tryck	Pa
p	Ljudtryck	Pa
ΔP	Tryckfall	Pa
Q	Riktningfaktor	-
q	Luftflöde	m <sup>3</sup> /s
R	Reflektionsfaktor	-
r	Mätavstånd	m
S	Den yta över vilken ljudet fördelas	m <sup>2</sup>
s	Fläktens varvtal	Hz
v	Lufthastighet	m/s
α	Absorptionsfaktor	-
ρ	Densitet	kg/m <sup>3</sup>

---

## SAMMANFATTNING

Den dominerande kontinuerliga bullerkällan i djurstallar uppkommer från ventilationsfläktar. Eftersom det är bevisat att buller bidrar till stress hos djur och människor restes krav under 1970-talet på högsta tillåtna ljudnivåer för djurstallar. Gränsen för mekaniskt alstrat buller får enligt djurskyddsföreskrifterna endast tillfälligtvis överstiga 65 dBA i djurens närområde. Gränsvärdet tar ingen hänsyn till hur djur uppfattar ljud vid olika frekvenser.

En grundton kan urskiljas från ljudet av ventilationsfläktar som beror av fläktens varvtal och antalet skovlar. Bullret utanför grundtonens frekvensområde orsakas av turbulensbildning i luftströmmen. Fläktens totala ljudeffektnivå ökar med luftflödet där experimentella mätningar har visat att ljudeffekten är proportionell mot femte potensen av luftens strömningshastighet.

Ventilationssystem utgör en egen kategori inom akustiken. Ljudet leds via kanalsystemet från källa till mottagarrum där de stora förändringarna av ljudet sker i delar som kanalböjar, kanalmyningar och ljuddämpare.

Installation av ljuddämpare är ett enkelt och effektivt sätt att minska fläktbuller i djurstallar. För ventilationssystem finns det tre generella principer av ljuddämpare:

- Beklädda kanaler
- Parallella baffeldämpare
- Runda ljuddämpare

Allmänt gäller att det krävs tjocka absorbenter för att erhålla en god dämpningseffekt för låga frekvenser. För höga frekvenser avgör avståndet mellan absorbenterna dämpningseffektens storlek.

En funktionsstudie utfördes där fem olika ljuddämpare anpassade för stallventilation studerades i ett antal stallar med avseende på funktion och konstruktion. Alla tre generella principer för ljuddämpare ingick i studien. Resultatet pekar på att bästa dämpningseffekten kan erhållas med baffelljuddämpare och beklädda kanaler.

Det finns en hög koncentration av damm, fukt och gaser i stallar som hänsyn måste tas till i konstruktionsstadiet av stalljuddämpare. Damm som ansamlas i ljuddämpare kan i kombination med fukt bilda en hård kaka som leder till en minskad dämpningseffekt. Härav är det viktigt att ljuddämpare i stallmiljöer kan rengöras på ett enkelt sätt. De korrosiva gaserna leder till att plåtmaterial rostar varför stor hänsyn måste tas till val av material.

En kvadratisk och en cirkulär baffelljuddämpare konstruerades i syfte att dämpa ljudet från en högvarvig och bullrig 50/1400 fläkt till 65 dBA på ett avstånd av 0,6 meter från ljuddämparens inlopp. En försöksupställning tillverkades med syfte att efterlikna ett ventilationssystem för stallar. Ljudnivåer mättes med olika varianter av prototypjuddämparna installerade. Resultatet visade att det med enkla medel går att dämpa ljudet från ventilationsfläktar till en acceptabel nivå med ett lågt tryckfall. Två av de provade ljuddämparna gav en dämpningseffekt med god marginal till gränsvärdet.

Fläktar konstruerade efter samma principer får en någorlunda likartad frekvenssammansättning oberoende av fabrikat. Därför kan mätresultaten ge en uppfattning om den totala ljudnivån efter en ljuddämpare tillsammans med olika fläkttyper.

---

## SUMMARY

The dominating source of mechanically generated noise inside livestock houses is ventilation fans. Demands on a noise criteria for animal houses were raised during the 1970s. According to the animal welfare directive in the Code of Practice issued by the Swedish Board of Agriculture, the mechanically generated noise in livestock buildings is set to a maximum sound level of 65 dBA in the nearness of an animal. The criteria does not take into account how animals tend to apprehend sound at different frequencies.

A distinguish tone can be found among all fans which depends on the speed and the number of wings of the fan. The noise generated at frequencies outside the fan tone is caused by turbulence in the airflow. It is experimentally proved that the sound power generated by a fan is proportionally to the 5<sup>th</sup> power of the flow velocity.

Ventilation systems make out an own category in the acoustics. The sound is led from the source to the recipient by the ventilation ducts. The only relevant changes in sound power come from bends, orifices and silencers.

Installation of a silencer is an easy and effective way of reducing the sound power from a ventilation fan in animal houses. There are three general principles of silencers used in ventilation systems:

- Lined ducts
- Parallel-baffle silencers
- Round silencers

Thick sound absorbing materials have to be used to obtain a good acoustical performance at low frequencies. For sound with high frequencies the performance generally depends on the distance between the absorbers.

A test was carried out among four different models of silencers made specially for ventilation systems used in livestock houses. The function and the construction were studied. All three general principles of silencers were included in the test. According to the results the best function could be obtained with lined ducts and parallel-baffle silencers.

The high concentration of dust, moisture and gases in animal houses has to be taken into account when constructing a silencer to be used in such a building. Dust in combination with moisture on the surface of a sound absorbing material could form a hard layer, which decreases the acoustical performance. It is hereby important that a silencer can be cleaned in an easy way. Because of the high concentration of corrosive gases the material choice also has to be taken into consideration when constructing a silencer.

A parallel-baffle silencer and a round silencer were constructed for the purpose of damping the sound power level from a high speed 50/1400 fan to the sound level of 65 dBA at a distance of 0,6 meters outside the silencer. An experimental arrangement was built to work as a ventilation system used in animal buildings. The sound level was measured according to the Swedish standard SS-ISO 3744 on different versions of the constructed silencers. The result shows that the sound can be lowered to an acceptable level. The sound pressure level measured on two of the versions has a good margin to the noise criteria for animal housing.

Ventilation fans that are constructed according to the same principles obtain a similar frequency curve. Therefore, the obtained results can be used to get a good estimate of the sound pressure level generated by another ventilation fan used together with one of the tested silencers.



---

# 1 INLEDNING

## 1.1 Bakgrund

Buller i stallar kan vid vissa ljudnivåer och frekvenser påverka människans och djurens hälsa negativt. I djurskyddsföreskrifterna står det bland annat att buller ska hållas på en låg nivå och djur endast tillfälligtvis får utsättas för mekaniskt buller som överstiger en ljudnivå på 65 dBA (SJVFS, 1993:129). Den dominerande bullerkällan i stallar utgörs av ventilationsfläktar. En sänkning av ljudnivån från ventilationsinstallationer kan därför bidra till en förbättring av stallklimatet.

Installation av ljuddämpare i ventilationssystemen är det bästa och enklaste sättet att minska det av fläkten genererade ljudet till godtagbar nivå. Vid tillverkning av ljuddämpare för stallventilationssystem måste hänsyn tas till den fuktiga miljö som många gånger råder i stallar samt förekomst av gaser och damm.

## 1.2 Målsättning

Målsättningen med examensarbetet var att utföra fältmätningar på ljuddämpare i drift samt att konstruera och prova egna prototyper. Prototyperna konstruerades med hänsyn till:

- Tillräcklig ljuddämpning
- Lågt strömningsmotstånd
- Hållbara i aktuellt stallklimat
- Lätta att rengöra och sanera
- Litet underhåll
- Möjliga att montera i befintliga anläggningar
- Enkel tillverkning
- Enkla att montera
- Transportvänliga

Som ett inledande moment i arbetet skulle en studie göras med syfte att testa funktionen för ett antal fabrikstillverkade ljuddämpare. Tre installationer av respektive fabrikat testades med avseende på konstruktion och funktion.

## 2 LITTERATURSTUDIE

### 2.1 Akustiska grundbegrepp

Ljud består av tryckvariationer i luften som är mycket små i jämförelse med atmosfärstrycket. En förutsättning för att tryckförändringen ska definieras som ljud är att det finns en levande mottagare som genom ett hörselorgan förmår att uppfatta ljudet (Holgersson & Wikström, 1961). Tryckförändringarna som enklast beskrivs av en vågformation kallas för ljudtryck. Den sträcka som en vågfront rör sig mellan två maxima kallas för våglängd och beror av förhållandet mellan ljudets utbredningshastighet och dess frekvens. Utbredningshastigheten är beroende av mediets elasticitetsmodul och densitet (Andersson, 1998).

Enligt Andersson (1998) definieras ljudintensiteten som den mängd energi som passerar en yta under ett tidsintervall. Ljudintensiteten i en viss punkt i rummet är relaterad till den totala ljudeffekten från en ljudkälla. Varken ljudintensitet eller ljudeffekt går att mäta. Begreppen är dock intressanta för akustiska beräkningar och kan bestämmas indirekt med hjälp av ljudtrycket. Ljudtryck, ljudintensitet och ljudeffekt förhåller sig till varandra enligt ekvation 1.

$$I = \frac{P}{S} = \frac{p^2}{\rho \times c} \quad (1)$$

där

$I$  = ljudintensitet ( $W/m^2$ )

$P$  = ljudeffekt ( $W$ )

$S$  = den yta över vilken ljudet fördelas ( $m^2$ )

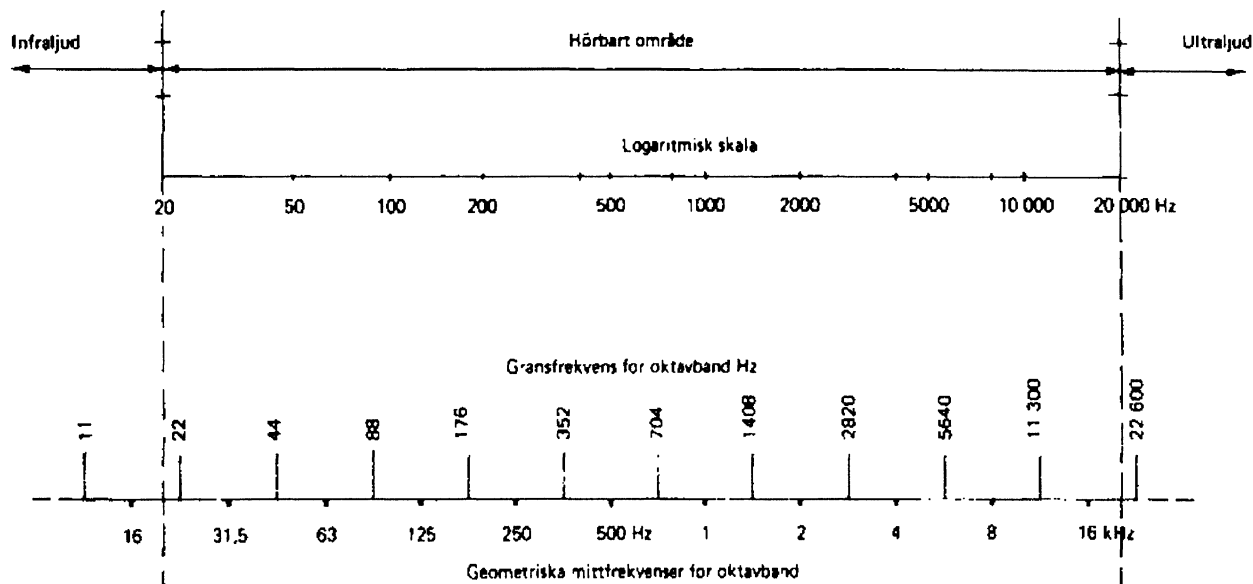
$p$  = ljudtryck ( $Pa$ )

$c$  = ljudets utbredningshastighet ( $m/s$ )

$\rho$  = densitet hos utbredningsmediet ( $kg/m^3$ )

#### 2.1.1 Rena toner och frekvensband

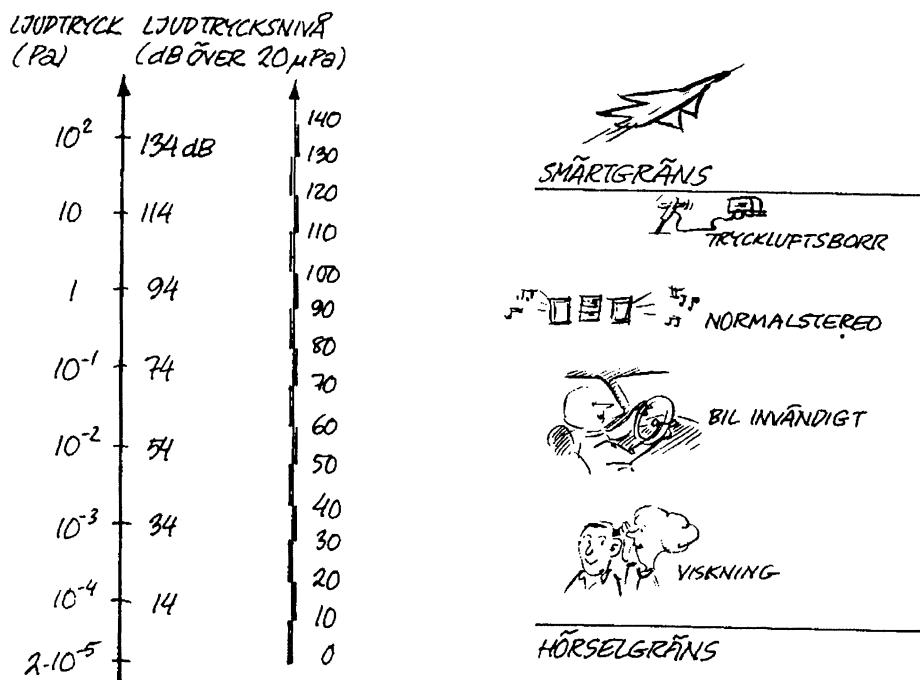
Ljud som består av en enda frekvens kallas för en ren ton. Tonen kan beskrivas med hjälp av en sinusfunktion. Flera rena toner kan adderas och delas upp enligt Fouriers serieteori. I normala fall består dock ljudet av en blandning av frekvenser med varierande ljudtryck. För att karakterisera ljudet delas det upp med hjälp av ett diagram där ljudtrycket anges för varje frekvens. Ett diagram över hela det hörbara frekvensområdet är tidskrävande att göra och kräver instrument som kan filtrera ljud med en smal bandbredd. Vid enklare ljudmätningar delas ljudet istället upp i en s k frekvensbandsuppdelning. Indelningen sker med hjälp av oktavband vars bandbredd mellan den nedre och den övre frekvensgränsen förhåller sig som 2:1. Oktavbanden benämns efter sina geometriska mittfrekvenser enligt figur 1 och är fastställda i internationell standard (Andersson, 1998).



Figur 1. Det hörbara ljudets frekvensuppdelning inom akustiken enligt Andersson (1998).

## 2.1.2 Decibelbegreppet

Eftersom ljudtrycket inom det hörbara området kan variera med storleksordningen  $10^6$  enheter har ett nivåbegrepp införts inom akustiken. Begreppet innebär att ljudets tryck, intensitet eller effekt jämförs med ett referensvärde vilket sedan logaritmeras. För att kunna jämföra mätningar med varandra har referensvärdena standardiserats. Referensvärdet för ljudtrycket har satts till  $20 \mu\text{Pa}$  vilket är det lägsta ljudtryck som det mänskliga örat förmår att höra. De beräknade nivåvärdena inom människans hörtröskel och smärtgräns hamnar mellan 0 och 140 dB. En ökning av ljudtrycket med ca 10 dB upplevs som en fördubbling av ljudet. Figur 2 visar dB-skalan med ljudtrycksnivåer för olika bullerkällor. För att skilja dB-slagen åt anges det referensvärde som enheten i fråga har efter dB (Andersson, 1998 & Nilsson, 1977).



Figur 2. Ljudtryck och ljudnivå för olika ljudkällor enligt Andersson (1998).

### 2.1.3 Riktningfaktor och ljudutbredning i rum

Utan några reflekterande föremål i vägen breder ljud ut sig likformigt i alla riktningar där varje avståndsfördubbling medför en minskning av ljudtrycksnivån på sex dB. Många gånger begränsas ljudets utbredning av en eller flera ytor. Ljudet kan inte längre breda ut sig sfäriskt och utbredningens geometri begränsas till delar av en sfär där den utstrålade effekten koncentreras. Genom införande av riktningfaktorer kan ljudtrycksnivån beräknas med hjälp av ekvation 2 oberoende av ljudkällans placering i rummet. Figur 3 visar riktningfaktorn vid olika placeringar av ljudkällan (Andersson, 1998; Nilsson, 1977).

$$L_p = L_w - 10 \times \log \frac{Q}{4\pi r^2} \quad (2)$$

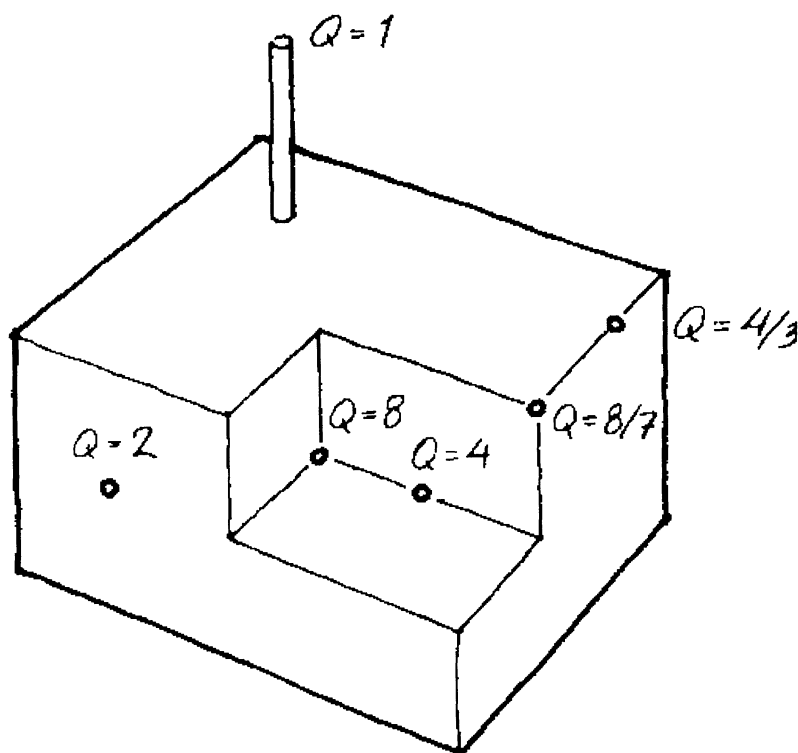
där

$L_p$  = ljudtrycksnivå (dB)

$L_w$  = ljudeffektnivå (dB)

$Q$  = riktningfaktor enligt figur 3

$r$  = mätavstånd från ljudkälla (m)



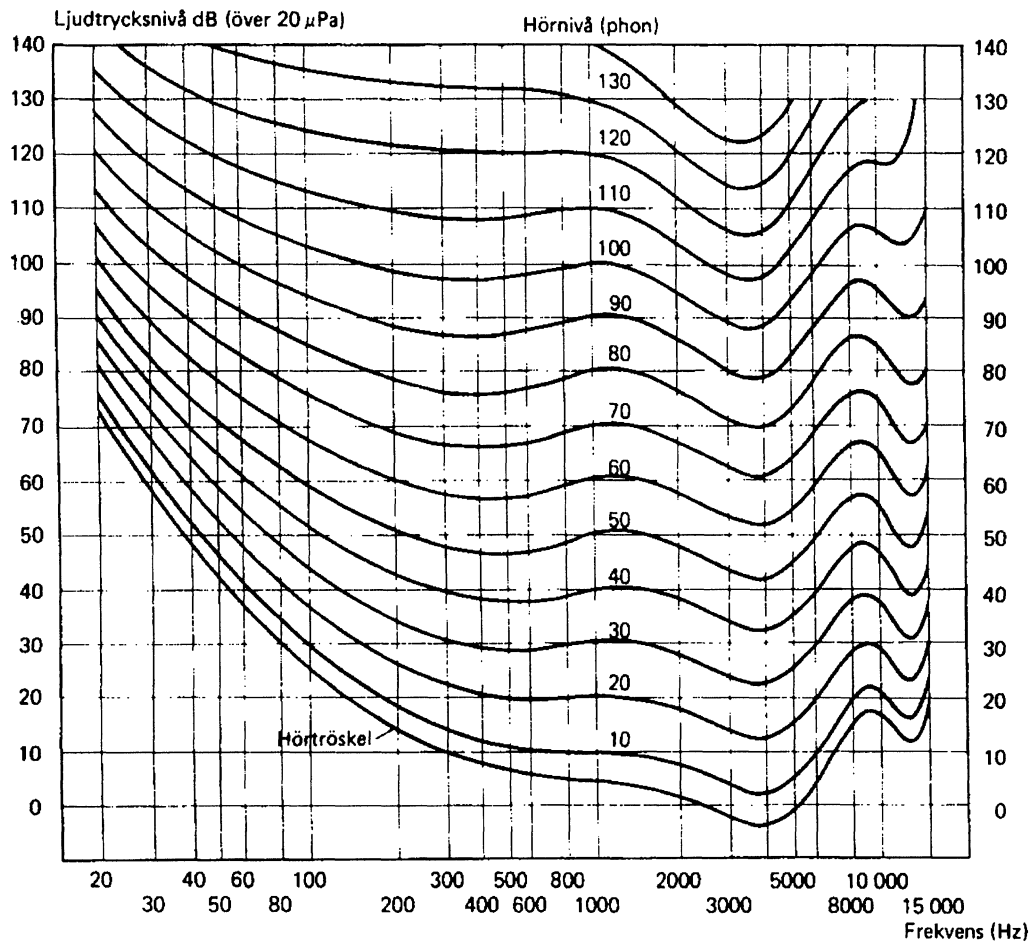
Figur 3. Riktningfaktorns värde vid olika placering av ljudkällan i ett rum enligt Andersson (1998).

I ett rum utan ljudabsorberande material reflekteras det mesta av ljudet tills det dör ut. Efterklangstiden är ett mått som definieras som den tid det tar för ljudtrycksnivån att sjunka 60 dB i ett rum. I bullriga lokaler ska efterklangstiden vara så kort som möjlig (Hamrin, 1996). I ett rum där en eller två längddimensioner är betydligt större än de andra existerar knappt något efterklangsfält. I laboratoriemiljöer har det konstaterats att ljudutbredningen då uppträder som i fritt fält. I praktiska fall är ljudutbredningen en blandning mellan utbredning i fritt fält och i "normala" rum (Nilsson, 1977).

Mätningar gjorda av Nilsson (1977) visar att stallbyggnader kan räknas in i den grupp av lokaler där det knappt existerar något efterklangsfält. Följderna av detta gör det svårt att förutsäga effekten av bullerdämpande åtgärder som att beklä väggar och tak med ett absorptionsmaterial (Nilsson, 1977).

## 2.2 Bulleruppfattning

Örats känslighet för ljud är frekvensberoende och är som störst i frekvensområdet två till fem kHz. Vid högre och lägre frekvenser avtar känsligheten. I försök har personer fått lyssna till ljud av en viss frekvens och ljudtrycksnivå. Frekvensen har ändrats varpå försökspersonen själv har fått ställa in ljudtrycksnivån så att de två tonerna uppfattas som lika starka. Med utgångsfrekvensen 1000 Hz har kurvor erhållits som visar örats känslighet vid olika frekvenser och utgångsnivåer i ljudtryck. Kurvorna i figur 4 kallas för Phonkurvor och benämns efter ljudtryckets utgångsnivå vid 1000 Hz (Andersson, 1998).



Figur 4. Diagrammet kallas för Fletcher-Munson diagram efter två amerikanska forskare som utförde försöken för första gången (Andersson, 1998).

För att efterlikna örats funktion vid ljudmätning har standardiserade vägningsfilter införts. Den ursprungliga tanken var att använda tre olika filter beroende på ljudets stryka. Ljudtrycksnivåer under 55 dB var tänkt att vägas efter ett filter, A-filtret (dBA), vars egenskaper påminner om phonkurvorna mellan 0 och 55 Phon. För ljudtrycksnivåer mellan 55 och 85 dB finns ett filter som benämns B-filter (dBB). Nivåer över 85 dB där örat reagerar mer eller mindre rätlinjigt oberoende av frekvensen benämns kurvan C-filter (dBC). Eftersom maximal ljudtrycksnivå för olika lokaltyper i Boverkets Byggregler anges i dBA har A-filtret blivit det mest använda. Uttrycket ljudnivå är ett förkortat skrivsätt för frekvensvägd ljudtrycksnivå (Andersson, 1998; Arbetarskyddsstyrelsen, 1981).

## 2.3 Buller i djurmiljöer

Under 1970-talet stod det klart att bullerstörningar i djurmiljöer inom lantbruket blivit allt vanligare. Det har konstaterats att förekomsten av stressrelaterade sjukdomar ökar hos djur som utsätts för höga ljudnivåer. Enligt Algers och Ekesbo (1977) påverkas de organ som innefattas av det sympatiska nervsystemet. Stresssymptomen uppkommer inte av att en viss ljudnivå överskridits i stallet under en viss tid. Istället är symptomen beroende av en mängd faktorer och reaktionsmönster (Algers & Ekesbo, 1977). Djurens beteende påverkas där plötsligt ljud gör att vissa djur kan stanna upp i sina aktiviteter medan andra försöker att fly (Algers & Strömberg, 1973).

Från djurhälso- och djurskyddsaspekter restes under 1970-talet krav på normer för högsta tillåtna bullernivåer i djurmiljöer. Enligt en orienterande undersökning av Algers och Strömberg (1973) fanns det ingenting som tydde på att djurens reaktion för buller avviker från människans. Därför ansågs det rimligt att ställa samma krav på normer för tillåtna ljudnivåer i djurmiljöer som för människan. Som ett maximalt värde på ljudnivån i tomma stallar med mekanisk ventilation föreslogs 45 dBC respektive 35 dBA (Algers & Strömberg, 1973).

I djurskyddsförordningens 2 § första stycket står det bl a att "Buller ska hållas på låg nivå". I L100, 1 kap 19 § står följande skrivet (SJVFS, 1993:129):

*"Bullret i stallar får inte ha en sådan nivå och frekvens att det påverkar djurens hälsa menligt. I stall får djur endast tillfälligtvis utsättas för mekaniskt buller överstigande 65 dBA."*

Enligt Jordbruksverket är den tillåtna ljudnivån anpassad efter att det med enkla medel går att sänka ljudet från ventilationsfläktar till 65 dBA. Det finns ingen hänsyn tagen till hur djur uppfattar ljud vid varierande frekvenser (Nilsson, 1999).

## 2.4 Fläktars ljudalstring

Buller från ventilationsfläktar kommer av fläktens driftljud och det aerodynamiskt alstrade ljudet. Driftljudet kan bl a härledas från fläktens motor, lager och obalanser. Det aerodynamiska ljudet uppkommer av fläktvingarnas rotation och kan delas upp i två komponenter: rotationsljud och turbulensljud som bildas av luftflödet (Harris, 1957). Enligt Andersson (1998) är driftljudet vanligtvis av mindre betydelse och påverkar inte nämnvärt den totala bullernivån.

### 2.4.1 Rotationsljud

Rotationsljudet har samma egenskaper oberoende av fläkttyp. Det uppkommer varje gång luften får en impuls från en fläktvinge och är den mest utpräglade tonen från en fläkt. Tonen som bildas kallas för fläktens grundton. Beroende på fläktens utformning erhåller grundtonen olika höga ljudtrycksnivåer. Nivåerna går att påverka vid konstruktionen av fläkten. Ökas vingbredden minskar vanligtvis grundtonens ljudtrycksnivå. Vingarnas tjocklek är av mindre betydelse för ljudalstringen (Harris, 1957). Enligt Andersson (1998) kan en fläkts grundton uttryckas som:

$$f_s = n \times s \quad (3)$$

där

$f_s$  = fläktens grundton eller skovelfrekvens (Hz)

$n$  = skovelantal

$s$  = varvtal (Hz)

Antalet fläktvingar och deras placering kring fläktens axel påverkar den alstrade ljudtrycksnivån. Varje gång som en fläktvinge passerar en tänkt yta i rotationsområdet hos en axialfläkt erhåller luften där en impuls. Impuls ljudet

kan med hjälp av Fourieranalys delas upp i en grundton och ett antal övertoner. Fördubblas antalet fläktvingar och placeras symmetriskt tar övertonerna ut varandra genom att ljudet från vingarna fasförskjuts 180 grader. En ny grundton med en lägre ljudtrycksnivå erhålls samtidigt som fläktens kapacitet ökar (Harris, 1957).

## 2.4.2 Turbulens- och virvelljud

När fläktvingarna hos en axialfläkt roterar byggs en tryckgradient upp i riktning med luftströmmen. Ljudnivåerna hålls på en låg nivå om tryckgradienten är konstant. Felaktigt konstruerade eller dimensionerade axialfläktar samt fläktar som arbetar strypta ger upphov till kraftiga virvelbildningar i luftströmmen. Ett lokalt återflöde av luft med virvelbildningar uppkommer när fläktbladet inte kan ge en jämn tryckstegring. Ljudtrycksnivån ökar på grund av virvelbildningarna i luften (Harris, 1957; Ehrlemark, 1999).

Ljud bildas även i zonen mellan strömmande och stillastående luft. Ett ökat avstånd mellan vingspetsen och de fasta delarna av fläkttrumman minskar hastighetsgradienten mellan stillastående luft och luft i rörelse varvid ljudtrycket minskar (Andersson, 1998). En minskning av lufthastigheten minskar även det alstrade ljudtrycket (Harris, 1957). Turbulens- och virvelljud dominerar hos fläktar så snart det alstrade ljudets frekvenser befinner sig utanför det frekvensområde där fläktens skovel- och övertoner är märkbara (Andersson, 1998).

## 2.4.3 Fläktljudets karaktärer och ljudeffektnivå

För att kunna beräkna och förutsäga fläktars ljudtrycksnivåer måste fläktljudets karaktär beskrivas. Ljudet kan delas upp i tre grundläggande aerodynamiska källor, monopolen, dipolen samt kvadrupolen. Ljud av kvadrupol typ uppkommer endast i tekniska tillämpningar med höga strömningshastigheter som t ex flyg- och raketmotorer varför det utelämnas här.

### *Monopolen*

Ljud av monopol typ uppkommer genom att en kraft eller ett värmefflöde med ett oregelbundet intervall påverkar en gas eller vätska. De mekaniska vågor som den monopola källan ger upphov till liknas enklast med en pulserande sfär. Några exempel är en kapslad högtalare utan riktningssverkan eller värmeutstrålning från en pulserande laserstråle (Beranek & Vér, 1992). Ljudeffekten för en monopol är proportionell mot fjärde potensen av medelhastigheten hos det flöde som orsakar turbulensen. En fördubbling av strömningshastigheten bidrar till en ökning av ljudtrycksnivån med 12 dB (Andersson, 1998).

### *Dipolen*

Det dipolära ljudet kan enklast beskrivas med hjälp av två pulserande sfärer vars inbördes avstånd är kortare än det alstrade ljudets våglängd. Sfärerna pulserar med en fasförskjutning på 180 grader. Det vågmönster som uppstår från dipolen kan närmast efterliknas av siffran åtta. Ljud av dipol karaktär uppstår när ett oregelbundet flöde påverkar en yta eller en kropp varvid ett över- respektive undertryck växelvis uppträder på båda sidor om ytan eller kroppen. Dipolära källor kan t ex vara strängar på ett musikinstrument, kraftledning i blåst eller fläktljud. Ljudet kan även uppkomma på stora skillnader i densitet hos en strömmande vätska.

Eftersom ljudkällorna delvis motarbetar varandra kommer ljudtrycket som uppstår att minska relativt mot två stycken av varandra oberoende pulserande monopola källor (Beranek & Vér, 1992). Ljudeffekten för en dipol är proportionell mot sjätte potensen av det strömmande mediets hastighet. En fördubbling av hastigheten hos det flöde som orsakar det dipolära ljudet bidrar till en nivåökning på 18 dB (Andersson, 1998).

### *Beräkning av fläktars ljudeffektnivå*

Enligt Andersson (1998) och Nilsson (1977) kan den totala ljudeffektnivån som en fläkt alstrar uppskattas med hjälp av empiriska formler. Experimentella mätningar har visat att fläktars ljudalstring är en kombination av

monopol- och dipolkaraktär och att ljudeffekten för dessa är proportionell mot femte potensen av mediets strömningshastighet. Genom att utveckla grundformeln kan ljudeffektnivån bli uttryckt som i ekvation 4 och 5.

$$L_w = 25 + 10 \times \log q + 20 \times \log P_s \quad (4)$$

$$L_w = 130 + 20 \times \log P_f - 10 \times \log q \quad (5)$$

där

$L_w$  = fläktens alstrade ljudeffektnivå (dB)

$q$  = luftflöde ( $m^3/h$ )

$P_s$  = statiskt tryck (Pa)

$P_f$  = fläktmotorns effekt (kW)

Under förutsättning att fläkten arbetar inom området för maximal verkningsgrad gäller formlerna med en noggrannhet på  $\pm 10$  dB vid en sluten montering av fläkten. Formlerna har verifierats med en mängd mätningar och kan användas för att göra överslagsberäkningar då data på ljudeffektnivån hos en fläkt saknas eller för att kontrollera uppgifter från en tillverkare (Andersson, 1998; Nilsson, 1977).

#### 2.4.4 Val av fläkt

Valet av ventilationsfläkt ska göras utifrån anläggningens karaktäristika för luftflöden och tryck. Från ren driftsynpunkt kan kapacitetsbehovet normalt klaras av genom att välja olika storlekar av samma fläktkonstruktion. En fläkt med ett högre varvtal och en mindre diameter kan göra samma arbete som en fläkt med ett lägre varvtal och en större diameter. Ljudalstringen kan dock skilja mellan fläktarna där högvarviga fläktar bullrar mer än lågvarviga. Likaså ökar ljudnivån från en fläkt som inte arbetar vid optimal verkningsgrad. Det är viktigt att ta hänsyn till fläktbullrets karaktär eftersom dämpning av lågfrekvent buller är svårare än dämpning av högfrekvent (Billgren, m fl, 1992).

### 2.5 Ljud i ventilationssystem

Ljud i ventilationssystem bildar en egen kategori inom akustiken. Ljudet från den primära ljudkällan fortplantar sig utmed kanalsystemet. Förutsatt att det inte finns något strömmande medium i kanalsystemet sker den enda stora förändringen av ljudet i delar som kanalböjar och ljuddämpare. I en lång kanal med tunga och stabila väggar sjunker ljudtrycket i samma storleksordning som luftens molekyler absorberar energi.

Ljudet från en ventilationsfläkt breder ut sig lika bra oberoende av systemets strömningsriktning. I ett ventilationssystem som skapar ett undertryck kan det bortses från att ljudet och det strömmande mediet har olika riktningar eftersom ljudets hastighet i allmänhet är mycket större (Sharland, 1972).

#### 2.5.1 Ljud i raka kanaler och kanalmynnningar

Strömmande medier i kanalsystem alstrar ljud. Ett tryckfall uppstår hos det strömmande mediet på grund av friktionen mot kanalens begränsningsytor. Ljudalstringen står i proportion till kanalens friktionskoefficient, kanalens dimensioner samt det strömmande mediets hastighet. Mätningar har visat att den i kanaler alstrade ljudeffekten har samma hastighetsberoende som fläktar (Andersson, 1998). Ett maximalt medelvärde på lufthastigheten i ventilationstrummor rekommenderas därför av Nyman & Danielsson (1998) till sju m/s.

Ventilationskanalen fungerar även som ljuddämpare. Dämpningen som sker kan vara av två olika typer: membran- och absorptionsdämpning. Membrandämpningen har störst effekt i oisolerade kanaler av tunn plåt. En membranabsorbent utgörs av en elastisk skiva som sätts i svängning av en ljudvåg. Ljudvågens energi omvandlas



till värme via friktionsförluster i skivans infästningar. En membranabsorbent fungerar som bäst vid lägre frekvenser och i ett smalt frekvensband. I speciella fall då ljudets frekvens överensstämmer med kanalens egenfrekvens kan dämpningen uppgå till 10 dB per meter (Andersson, 1998).

I invändigt isolerade kanaler är absorptionsdämpningen av betydande vikt. Detta diskuteras närmare i kapitlet om passiva ljuddämpare nedan.

En ofta oönskad källa till ljudminskning i kanaler är det ljudläckage som uppstår till följd av kanalväggens låga reduktionstal (Nyman & Danielsson, 1998). Reduktionstalet är ett mått på en skiljeväggs förmåga att reducera ljud som når den via luften. Kanalutformningen spelar roll för reduktionstalet där runda kanaler läcker mindre ljud. Den effekt som läckaget bidrar till är en ljuddämpning mellan 0 och 0,6 dB per meter. Givetvis varierar dämpningen mellan frekvensbanden (Andersson, 1998).

Luftens akustiska egenskaper är i princip konstant i ett kanalsystem. I ventilationssystemets mynning mot ett rum förändras de akustiska egenskaperna. Eftersom rummets totala volym är mycket större än ventilationskanalens volym sker en förändring av luftens akustiska impedans  $d$  v s luftens motstånd mot ljudutbredning. En ökning av impedansen medför att delar av ljudvågorna reflekteras tillbaka in i ventilationskanalen. Reflexionens storlek beror av förhållandet mellan ljudets frekvens och mynningens tvärsnittsarea (Sharland, 1972).

## 2.6 Porösa ljudabsorberande material

Ljudabsorberande material kan ha två olika funktioner. Det kan omvandla den energi som finns hos ljudvågorna till andra energiformer. Materialet kan även användas för att hindra ljud att spridas från ett rum till ett annat. Mineralull, träullsplattor och olika skumplastprodukter är några typer av ljudabsorberande material. Ett mått på materialets ljudabsorberande egenskaper är absorptionsfaktorn,  $\alpha$ . Absorptionsfaktorn som anger förhållandet mellan absorberad ljudenergi i förhållande till den infallande beror av ljudets frekvens. Vid val av ljudabsorbenter är det viktigt att förutom de akustiska egenskaperna även ta hänsyn till materialens hygieniska och fysikaliska egenskaper (Beranek & VÉR, 1992).

### 2.6.1 Ljudabsorberande materials uppbyggnad och funktion

Porösa ljudabsorbenter består av en hård eller en mjuk fiberstruktur. Mellan fibrerna finns det porer och kanaler där luft kan strömma igenom. I materialet finns även kanaler som inte står i förbindelse med utsidan. I dessa "återvändsgränder" kommer luften att sättas i vibration av ljudvågor som tränger in i materialet varvid ljudet dämpas (Beranek, 1960).

Dämpningen kan ske på adiabatisk- eller isoterisk väg. Vid höga frekvenser är ljuddämpningen adiabatisk. Växlingarna mellan över- och undertryck i luften är så snabba att ingen värmeöverföring hinner ske mellan luften och ljudabsorbentens fibrer. Ljudvågen förlorar istället energi genom att en hastighetsgradient i luften byggs upp när ljudet breder ut sig. Hastighetsgradienten bildas av friktionen mellan luftens molekyler och ljudabsorbentens fibrer. Luftens viskositet gör att energi flyttas mellan ljudvågen och materialets fibrer. Låga frekvenser dämpas på isoterisk väg. Den värme som bildas när ljudvågen komprimerar luften leds över till ljudabsorbentens material (Beranek, 1960). Dämpning av ljud med höga frekvenser är mer effektiv än dämpning av låga frekvenser. Härav krävs det tjocka ljudabsorbenter för att dämpa lågfrekvent ljud (Harris, 1957).

För att ljud ska absorberas i ett akustiskt material måste dess specifika strömningsmotstånd hållas inom vissa gränser. Det specifika strömningsmotståndet definieras som förhållandet mellan tryckförändringen över ett material med en bestämd tjocklek och flödes hastigheten genom materialet. Är motståndet för högt kan inte ljudet breda ut sig i materialet utan kommer i stället att reflekteras mot dess yta. Är det specifika strömningsmotståndet för lågt kommer ingen ljudabsorption att ske (Beranek & VÉR, 1992).

## 2.6.2 Materialval och hygienfrågor

Den vanligaste ljudabsorbenten i ljuddämpare är tillverkad av mineralull. Absorbenten skyddas vanligen med hjälp av en ytbeklädnad mot fibermedryckning och nedsmutsning. Enligt Harris (1957) bör skyddets specifika strömningsmotstånd vara lägre än ljudabsorbentens för att inte påverka den totala ljudabsorptionen. Skyddet kan t ex vara en perforerad plåt eller en ytbeklädnad av glasfiberväv. Enligt Ekberg (1999) påverkas inte ljudabsorptionen av glasfiberväven. Andersson (1998) skriver att en perforerad plåt med en hålandel större än 20 % knappt påverkar den totala absorptionsförmågan. Fenomenet kallas för diffraktion och beror av ljudvågors förmåga att böja av mot ett ljudabsorberande material. I dammiga och fuktiga miljöer kan ljudabsorptionen minska. Johansson (1999) menar att dammet som fastnar i plåtens perforering i kombination med fukt bildar en hård kaka som reflekterar ljudet.

Keramiska ljudabsorbenter förekommer också. Fördelarna är deras höga mekaniska hållfasthet och beständighet mot omgivningens klimat. Tyvärr har dessa absorbenter dålig förmåga att absorbera ljud vid låga frekvenser (Munjal, 1987).

Mellan åren 1979 till 1984 gjorde Livsmedelsverket en undersökning av ljudabsorbenters tålighet mot rengöring. I undersökningen ingick fyra ljudabsorbenter avsedda att användas i lokaler inom livsmedelsindustrin. Ljudabsorbenterna var baserade på mineralull och försedda med olika ytbeklädnader. Ytbeklädnader av aluminiumfolie, plastfolie, perforerad aluminiumplåt och en ljudabsorbent med målad yta ingick i undersökningen.

Absorbenterna utsattes löpande för rengöring med högtrycksvätt och efterföljande torkning. Resultat från ljudmätningar visade att rengöring ej försämrade ljudabsorptionen. Däremot visade undersökningen på rivskador i aluminiumfolieytorna vilket troligtvis kan ha orsakats av ett högtrycksmunstycke på kort avstånd. Ytskiktet med plastfolie klarade sig utan skador. Ljudabsorbenten med målad yta visade att blåsor och skador i färgskiktet kan uppkomma. Ytskiktet av perforerad aluminiumplåt var svårt att rengöra och fodrade en noggrann högtrycksspolning. En manuell rengöring visade sig inte vara möjlig att genomföra på ett tillfredsställande sätt (Brådenmark & Elvhammar, 1984).

## 2.7 Passiva ljuddämpare

Passiva ljuddämpare bygger på olika geometriska funktioner och materials förmåga att absorbera ljudenergi och omvandla det till värme. Beroende på vilken av egenskaperna som överväger delas konstruktionerna in i två grupper, reflekterande- och resistiva ljuddämpare. Gemensamt för ljuddämparna är att de används till att dämpa ljud som uppkommer i samband med strömmande gaser (Beranek & Vér, 1992). Reflekterande ljuddämpare används i första hand till att dämpa ljud från förbränningsmotorer. Dessa är inte lika känsliga för höga temperaturer, höga strömningshastigheter och för partiklar som sätter igen ljudabsorbenten. Resistiva ljuddämpare används när förhållandet mellan mediets strömningshastighet och ljudets hastighet har storleksordningen 0,05 (Munjal, 1987).

### 2.7.1 Akustiska egenskaper

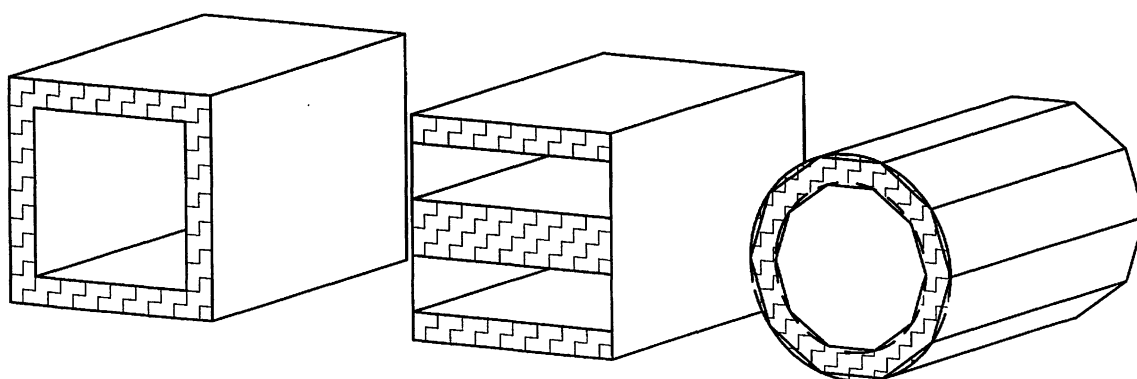
En ljuddämpares akustiska egenskaper beskrivs som nettoförändringen av den totala ljudeffektnivån. Det finns flera sätt att uttrycka, mäta och beräkna nettoförändringen. Ett sätt är en ljuddämpares insättningsförlust (IL). IL definieras som skillnaden i ljudtrycksnivån mätt i samma punkt före och efter installation av en ljuddämpare. Enligt Johansson (2000) kan tillvägagångssättet inte användas vid mätning av en ljuddämpares dämpningseffekt. Systemets akustiska egenskaper förändras varför de erhållna värdena ej blir jämförbara. Johansson (2000) menar att det bästa sättet att bestämma dämpningseffekten är att mäta en ljuddämpares ljudreduktion (NR). Ljudtrycket mäts direkt före och efter ljuddämparen. Problem uppstår dock eftersom det krävs konstruktioner som förhindrar ljudvågor att reflekteras tillbaka in i ljuddämparen

Ytterligare en metod att beskriva dämpningseffekten är genom ljuddämparens transmissionsförluster (TL). TL definieras som förhållandet mellan den tillförda ljudeffekten och den ljudeffekt som strömmar ut ur ljuddämparen. Metoden kan användas för att på analytisk väg beskriva en ljuddämpares funktion. Det går inte att mäta TL eftersom det inte finns något instrument som mäter ljudeffektnivåer (Beranek, 1960).

Enligt Holgersson och Wikström (1961) har ljuddämpare alltid en egen ljudalstring. Härav kan ljudet efter en ljuddämpare aldrig bli lägre än den ljudtrycksnivå ljuddämparen själv ger upphov till. En ljuddämpare som alstrar mer ljud än den dämpar kallas för delvis ljuddämpande.

## 2.7.2 Geometriska former

Beranek och Vér (1992) anger tre generella utformningar av resistiva ljuddämpare vilka visas i figur 5. Ljuddämparna benämns i följande ordning: beklädda kanaler, parallell baffelljuddämpare och cirkulär ljuddämpare.



Figur 5. Principskisser av tre generella utformningar av resistiva ljuddämpare.

### *Beklädda kanaler*

En beklädd kanal består av en ventilationskanal vars insida är täckt med ett poröst akustiskt material. För att erhålla maximal dämpning bör beklädnads materialet monteras i böjar och avstick där luftströmmen blir turbulent och ändrar riktning. Dämpningen är som mest effektiv vid frekvenser under 1000 Hz. Eftersom ljudvågor av höga frekvenser har en förmåga att bli plana och fortskrida i kanalens mitt bör inte en längre sträcka än ca fem gånger kanaldimensionen förses med en ljudabsorbent (Andersson, 1998; Nyman & Danielsson, 1998).

### *Kvadratiska baffelljuddämpare*

Parallella baffelljuddämpare är en vidareutveckling av beklädda kanaler där kanalen delas upp i två eller flera sektioner med hjälp av en ljudabsorbent som kallas för baffel (Beranek, 1960). Baffelljuddämpare kan konstrueras för en god absorptionsförmåga i hela frekvensområdet. Specifika frekvensområden kan även dämpas genom att konstruera bafflarna som resonansabsorbenter (Beranek & Vér, 1992).

För att ljudvågorna ska penetrera det ljudabsorberande materialet krävs att avståndet mellan bafflarna är mindre än ljudets våglängd. Materialet måste vara tillräckligt poröst för att ljudvågorna inte ska reflekteras och samtidigt ha en god förmåga att omvandla ljudets energi till värme.

Generellt ska baffeltjockleken vara minst en åttondel av ljudets våglängd för att erhålla en god dämpning för lägre frekvensområden. Ljuddämpningen i det högre frekvensområdet beror främst på avståndet mellan bafflarna (Beranek & Vér, 1992).

### *Cirkulära ljuddämpare*

Cirkulära ljuddämpare används först och främst i runda kanalsystem. Den runda formen ger ljuddämparen en större styvhet och materialet kommer inte i egensvängning lika lätt vilket ger en bättre lågfrekvensisolering gentemot omgivningen (Billgren, m fl, 1992). Den cirkulära ljuddämparens egenskaper liknar den rektangulära baffelljuddämparens. Dämpningseffekten beror av absorberens akustiska egenskaper och dess tjocklek. Diametern på tvärsnittet som det strömmande mediet passerar genom är också av betydelse (Beranek & Vér, 1992).

Generellt för cirkulära ljuddämpare gäller att dämpningseffekten ökar med ljudets frekvens till dess våglängd motsvarar ljuddämparens diameter. För högre frekvenser sjunker dämpningsförmågan. Genom att placera en cirkulär mittkropp i ljuddämparens centrum kan dämpningen ökas för ljud vars våglängd är kortare än ljuddämparens tvärsnittsdialoger. I stället för en cirkulär mittkropp kan en baffel monteras för att uppnå samma effekt (Beranek & Vér, 1992).

### **2.7.3 Beräkning av dämpningseffekt**

Den totala dämpningseffekten beror av ljuddämparens längd, geometri, samt ljudabsorberens och ljudets egenskaper (Munjäl, 1987). Det finns metoder att utifrån de nämnda faktorerna beräkna den teoretiska dämpnings effekten. En metod bygger på en analys av ljudets utbredning där ljudförlusterna kan beräknas med hjälp av ett linjärt samband. Metoden är tidsödande eftersom resultatet itereras fram (Munjäl, 1987).

Dämpningseffekten för olika frekvenser kan enligt Nilsson (1977) beräknas med hjälp av ekvation 6, där konstanten  $k$  beräknas med hjälp av ekvation 7 och figur 6. Beranek (1960) skriver att sambandet förlorar sin noggrannhet vid höga frekvenser.

$$\Delta L = k \times \alpha^{1,4} \times \frac{O}{A} \quad (6)$$

där

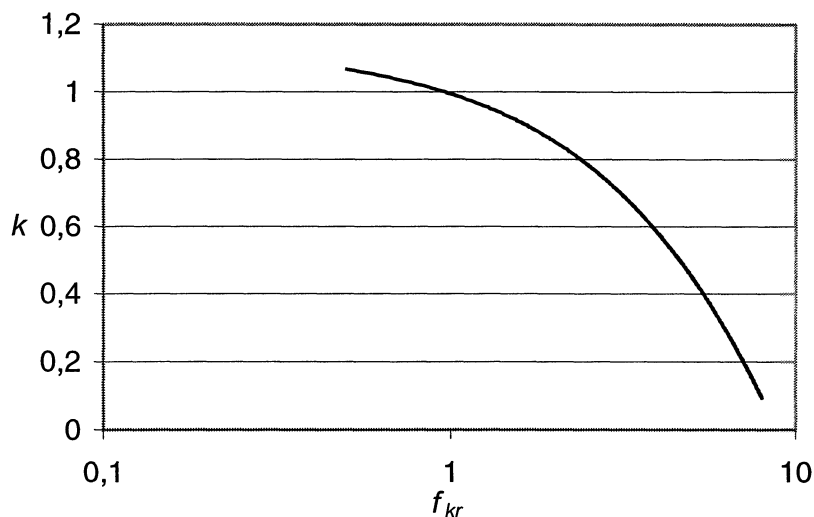
$\Delta L$  = dämpningseffekt per meter (dB/m)

$k$  = konstant som bestäms enligt figur 6

$\alpha$  = absorptionsfaktor

$O$  = absorptionsmaterialets omkrets (m)

$A$  = kanalens fria tvärsnittsarea (m<sup>2</sup>)



Figur 6. Konstanten  $k$ :s förhållande till den kritiska frekvensen.

$$f_{kr} = \frac{c}{2d} \quad (7)$$

där

$f_{kr}$  = kritisk frekvens (Hz)

$c$  = ljudets utbredningshastighet (m/s)

$d$  = akustisk tvärdimension (m)

Den akustiska tvärdimensionen är lika med avståndet mellan två ljudabsorberande material. För runda kanaler är den akustiska tvärdimensionen lika med kanalens innerdiameter. För kanaler där endast en sida är beklädd med ett ljudabsorberande material är den akustiska tvärdimensionen lika med det dubbla avståndet till motsatt sida. Dämpningseffekten för rektangulära beklädda kanaler och baffelljuddämpare är lika med summan av dämpningen hos de beklädda sidparen.

En metod för att beräkna ljudabsorbentens tjocklek och geometri baserat på önskad dämpning för respektive oktavbandsnivå har utvecklats. Lösningarna finns i diagramform vilket gör det möjligt att snabbt och enkelt se hur olika materialegenskaper påverkar dämpningseffekten vid olika frekvenser (Beranek, 1960). Tillvägagångssättet för beräkningarna finns bl a återgivet i *Noise and Vibration Control* av Beranek & Vár (1992).

---

## 3 FUNKTIONSTEST AV LJUDDÄMPARE

### 3.1 Ingående modeller

På marknaden förekommer det olika modeller av ljuddämpare för ventilationssystem. Ljuddämparna är konstruerade för olika användningsområden. Genom att använda prefabricerade ljuddämpare kan dessa anpassas för fläktens ljudegenskaper. Dessutom minskar kostnaderna genom att speciallösningar inte behöver konstrueras för varje enskilt fall där ljuddämpning är nödvändigt. Det finns flera företag som har tagit fram lösningar vilka är anpassade att fungera i stallmiljöer. En undersökning av funktionen gjordes av några på marknaden befintliga modeller.

#### 3.1.1 PM-luft

PM-luft har konstruerat en cirkulär ljuddämpare där en perforerad plåt används som skiljevägg mellan kanalens fria tvärsnittsarea och det ljudabsorberande materialet. Mineralullen täcks på konstruktionens utsida av ett löstagbart plastmaterial. Konstruktionen fördelar ljudet på ett sätt så att det till största delen sprids och hamnar på ljuddämparens utsida. För att uppnå ett bra resultat är det därför viktigt att ljuddämparen placeras på ett loft eller skugggolv så långt från fläkten som möjligt i höjdled (PM-luft, 1999; Andersson, 1999).

#### 3.1.2 Alfa Laval Agri och Funki

Alfa Laval Agri och Funki saluför båda en ljudbaffel som består av en perforerad plåt vilken innesluter ljudabsorbenten av mineralull. Ljudbaffeln monteras i ventilationskanalen och delar upp kanalen i två lika stora delar. Dess längd är 900 mm och tjockleken är 100 mm. Bredden anpassas dock efter ventilationstrummans diameter. För att minska luftmotståndet är Alfa Laval Agris ljudbaffel egg-formad i ändarna. Ljudbaffeln ska monteras så långt som möjligt från fläkten (Johansson, 1999; Alfa Laval Agri, 1999).

#### 3.1.3 Stallsystem i Dalby AB

Stallsystem i Dalby har utvecklat en rektangulär baffelljuddämpare. I standardutförande är ljuddämparens ytterväggar uppbyggda av galvaniserad stålplåt men kan även tillverkas av andra material. Ljudabsorbenten av fem cm tjock mineralull är försedd med ett ytskikt av glasfiberväv. Övergången mellan ventilationskanalen och ljuddämparen anpassas vid tillverkningen efter kanalens dimensioner (Backe, 1999).

#### 3.1.4 Ljuddämpare utvecklade av LBT

År 1976 startade ett projekt vid SLUs Institution för lantbrukets byggnadsteknik (LBT) med titeln "Luftbehandling för förbättring av arbetsmiljön i stallar". Ett av problemområdena som behandlades inom projektet var buller i stallar. Metoder för att minska fläktbuller undersöktes och utvecklades. Tre konstruktioner ingick i undersökningen: skärmljuddämpare, kanalljuddämpare och fläktrum. Typritningar skapades för att lantbrukare själva skulle kunna bygga en ljuddämpare utifrån egna förutsättningar (Nilsson, 1979). I funktionsstudien ingick kanalljuddämpare med ytterdimensionen 0,7x1,4x2,6 meter.

## 3.2 Metodval

Syftet med undersökningen var att jämföra ljuddämpare speciellt anpassade för djurstallar. Undersökningen delades upp i två delar där följande kontrollerades:

- Ljuddämparnas konstruktion
- Ljuddämparnas funktion

I samband med gårdsbesöken ställdes även frågor för att få en uppfattning över brukarens syn på ljuddämparens funktion och ljudklimatet i stallet.

### 3.2.1 Konstruktion

Faktorer som kontrollerades var förekomst av damm och hur materialvalet i ljuddämparens olika delar hade påverkats av stallmiljön. Eventuella möjligheter att byta ut och reparera olika delar av ljuddämparen studerades samt utformningen av bafflar och andra eventuella hinder i luftströmmen.

### 3.2.2 Funktion

Mätningar av ljudtrycksnivån utfördes enligt SS-ISO 3744 (1985). För att kompensera för bakgrundsbullret stängdes fläkten av varefter bakgrundsbullret i respektive mätpunkt mättes. Enligt Andersson (1998) behöver inte hänsyn tas till bakgrundsbullret om dess ljudtrycksnivå ligger minst 10 dB under nivån för uppmätt bullerkälla och bakgrundsnivå. Ligger bakgrundsbullrets nivå inom området tre till 10 dB kan bakgrundsbullret korrigeras med logaritmisk subtraktion.

För att skaffa en uppfattning om ljudets frekvensuppdelning mättes även ljudnivån i dBA enligt standard. Enligt Nyman och Danielsson (1998) kan ljudet betraktas som lågfrekvent om den uppmätta ljudnivån med A-filter är 18-20 dB lägre än den uppmätta ljudtrycksnivån.

För att uppskatta ljuddämparnas dämpningseffekt beräknades fläktarnas teoretiska ljudeffektnivå med hjälp av ekvation 5. Flödet genom fläkten bestämdes enligt Nordiska Ventilationsgruppens riktlinjer (1992). Den teoretiska ljudeffektnivån jämfördes i de fall det var möjligt med uppgifter från fläkttillverkarna.

Den beräknade dämpningseffekten har en stor osäkerhet dels p g a ljudets reflektion i slutet av ventilationskanaler och dels p g a den stora osäkerheten vid uppskattning av fläktarnas ljudeffektnivå. Likaså påverkar delar som t ex takhuv, spjäll och utformning av ventilationskanalen mätningarna. Dessutom kan olika kombinationer av fläkt och ljuddämpare ge olika resultat eftersom ingen hänsyn tas till ljudets frekvenser. Resultaten kan dock användas för att uppskatta dämpningseffektens storleksordning och rangordna konstruktionernas funktion.

Enligt data på ljudmätningar av stallventilationsfläktar utförda Statens Maskin Provningar går det att anta att fläktar med samma varvtal och diameter alstrar ungefär lika hög ljudeffektnivå (SMP, meddelande 2765). Härav kan ljuddämparna även rangordnas efter uppmätt ljudtrycksnivå.

### 3.3 Resultat

Svaren på frågorna som ställdes i samband med mätningarna visar att alla brukare som ställt upp i undersökningen är intresserade av att ljudnivåerna i stallet ligger under den maximalt tillåtna ljudnivån på 65 dBA. Anledningen till att lantbrukarna köper fabriksstillverkade ljuddämpare är att det i allmänhet blir billigare än att anlita en snickare som bygger en kanalljuddämpare. Dessutom garanteras en godkänd ljudnivå i stallet av tillverkaren.

Studien visade att det samlas mycket damm i ljuddämparna. Perforerade plåtar är speciellt utsatta där dammet fastnar i plåtarnas perforering.

Inga spår av korrosion kunde dock konstateras på ljuddämparna. Det bör påpekas att de flesta ljuddämparna som ingick i studien endast varit i bruk under en kortare tid än ett år. Den korrosiva miljön i ett stall bör dock finnas i åtanke vid konstruktionen av ljuddämpare. Enligt Svennerstedt (1991) har avfrätningshastigheten på stål och zink i djurstallar uppmätts till 0,045 respektive 0,005 mm per år. Svennerstedt (1991) skriver att rostfritt stål av standardkvalitet har visat sig helt opåverkat i stallmiljöer. Likaså förblir aluminium nästan opåverkat genom dess skyddande oxidskikt, varför speciellt utsatta delar kan tillverkas av material som rostfritt stål och aluminium.

Resultaten från mätningar av ljuddämparnas funktion redovisas i tabell 1. Den tredje kolumnen innehåller data på den ljudeffektnivå som beräknats utifrån uppmätta ljudtrycksnivåer under frånluftstrumman. Under den fjärde kolumnen har fläktens ljudeffektnivå beräknats utifrån fläktmotorns märkeffekt och uppmätt lufthastighet vid undersökningarna.

Att dämpningseffekten för Alfa Laval Agri och Funkis konstruktion är negativa ska inte tolkas som att ljuddämparen är av delvis dämpande typ. Den erhållna negativa dämpningseffekten beror snarare av att den uppskattade ljudeffektnivån från fläkten är för låg.

Enligt den uppskattade dämpningseffekten erhålls bäst funktion med Stallsystem i Dalbys ljuddämpare samt med kanalljuddämparna. Dämpningseffekten för konstruktionerna är i storleksordningen 10 dB. PM-lufts ljuddämpare ger en dämpningseffekt i storleksordningen fem dB medan Alfa Laval Agri och Funkis ljuddämpare endast dämpar ljudet med någon eller några dB.

En rangordning av ljuddämparnas funktion efter uppmätt ljudtrycksnivå ger ett liknande resultat med enda skillnaden att PM-lufts ljuddämpare dämpar ljudet i samma storleksordning som Alfa Laval Agri och Funkis ljudbaffel.



Tabell 1. Tabell med resultat från funktionstest av ljuddämpare.

Kolumn	Ljudnivå	Ljudeffektnivå	Uppskattad	Ljudeffektnivå	Dämpningseffekt	Dämpningseffekt
Modell	2	3	4	5	6	7
	dBA	efter ljud- dämpare dB	ljudeffektnivå från fläkt dB	från fläkt enligt tillv. dB	(beräknad m h a kolumn 4 - 3) dB	(beräknad m h a kolumn 5 - 3) dB
<b>PM-luft</b>						
PM-120 (60/900) Polyerutantrumma	66,0	81,7	86,7	87,6	5,0	5,9
PM-120 (60/900) Polyerutantrumma	66,0	80,2	86,6	87,6	6,4	7,4
PM-120 (60/900) Polyerutantrumma	69,0	82,6	87,4	87,6	4,8	5,0
<b>Stallsystem i Dalby</b>						
Dalby 60/900* Aluminiumtrumma	55,0	75,5	88,5	-	13,0	-
Dalby 60/900* Aluminiumtrumma	54,0	75,4	88,5	-	13,4	-
Dalby 60/900 Polyerutantrumma	61,0	78,5	87,0	-	8,5	-
<b>Alfa Laval Agri</b>						
Svea Verken PFC 60/900 Aluminiumtrumma	68,0	82,2	79,9	85,0**	-2,3	2,8
Novenco 60/900 Polyerutantrumma	67,0	83,1	83,0	-	-0,1	-
Novenco 60/900 Polyerutantrumma	66,0	78,1	76,4	-	-1,7	-
<b>Funki</b>						
Funki 60/900* Polyerutantrumma	65,0	82,5	84,4	-	1,9	-
Funki 60/900* Polyerutantrumma	71,0	83,2	82,0	-	-1,2	-
<b>Kanalljuddämpare</b>						
Novenco 60/900 Polyerutantrumma	60,0	77,0	83,1	-	6,1	-
Novenco 60/900 Polyerutantrumma	53,0	76,8	85,0	-	8,2	-
Novenco 60/900 Polyerutantrumma	55,0	74,6	85,0	-	10,4	-

\*Mätningar är utförda i tomma stallar

\*\*Christer Nilsson (1979).

### 3.4 Slutsats

Nedan följer en kort slutsats för respektive ingående modell i funktionsstudien.

#### 3.4.1 PM-luft

Den tunna absorberbjockleken i kombination med ett stort värde på den akustiska dimensionen gör att ljuddämpningen för PM-lufts ljuddämpare är låg i hela frekvensområdet. Den största delen av ljudet som absorberas av mineralullen reflekteras tillbaka in i ventilationskanalen av den utvändiga plaststosen. Den del av ljudeffekten som når utrymmet utanför ljuddämparen är av samma storleksordning som för en rak kanal, dvs i storleksordningen 0,6 dB.

Den löstagbara plaststosen på ljuddämparens utsida förenklar rengöring och möjliggör att ljudabsorbenten kan bytas ut.

#### 3.4.2 Stallsystem i Dalby AB

Enligt företaget Stallsystem i Dalby AB dämpar konstruktionen fläktljudet ca 10 dBA. Mätningarna visar att dämpningseffekten ligger i denna storleksordning. Den goda ljuddämpningen beror av att ljuddämparen är försedd med en baffel som delar ljuddämparens tvärsnitt i två lika stora delar. Det fria avståndet blir mindre vilket leder till en bättre dämpning i de höga frekvenserna. Enligt studien kan ljudet från ljuddämparen betraktas som lågfrekvent. En förklaring till den dåliga lågfrekventa dämpningen är att ljudabsorbenten inte är tillräckligt tjock.

Rengöring av ljuddämparen försvåras eftersom konstruktionen är försedd med ett motorspjäll som är placerad under innertaket. Rengöring och utbyte av ljudabsorbenten försvåras ytterligare eftersom ljuddämparen inte är försedd med någon inspektionslucka. Ytskiktet av en glasfiberväv som skyddar ljudabsorbenten kan släppa vid användning i en fuktig miljö.

#### 3.4.3 Alfa Laval Agri och Funki

Mätningar har utförts både på Alfa Lavas Agris och Funkis ljudbaffel. Ljudbaffeln är den enda konstruktionen i undersökningen som kan monteras i ett befintligt ventilationssystem utan att behöva byta ut kanaldelar och bygga om innertaket. På samma gång blir det lätt att demontera baffeln för rengöring. Konstruktionen har enligt studien den sämsta dämpningseffekten. Ska ljudbaffeln användas bör två bafflar monteras efter varandra för att uppnå en godtagbar ljuddämpning

#### 3.4.4 Kanalljuddämpare

Kanalljuddämparna i studien uppfyller sin funktion. Ansamling av damm i ljuddämparna kan ha en negativ inverkan på ljuddämpningen. Eftersom kanalerna saknade inspektionslucka försvåras rengöringen. Konstruktionerna rengörs lämpligast genom att ljudabsorbenterna dammsugs från stallsidan. Eftersom ljuddämparen tar upp en stor plats på vinden kan service och tillsyn av fläktar försvåras om utrymmet mellan undertak och yttertak är litet.

## 4 KONSTRUKTION OCH PROVNING AV LJUDDÄMPARE

### 4.1 Konstruktion

Syftet med att konstruera ljuddämparprototyper var att ta fram prototyper som dämpar fläktljudet till den nivå som anges i djurskyddsförordningen för mekaniskt alstrat ljud i stallar. Dämpas fläktljudet till en lägre nivå är det enbart positivt. Prototyperna konstruerades för att i första hand dämpa ljudet från en högvarvig och tryckstabil 1400 varvs fläkt.

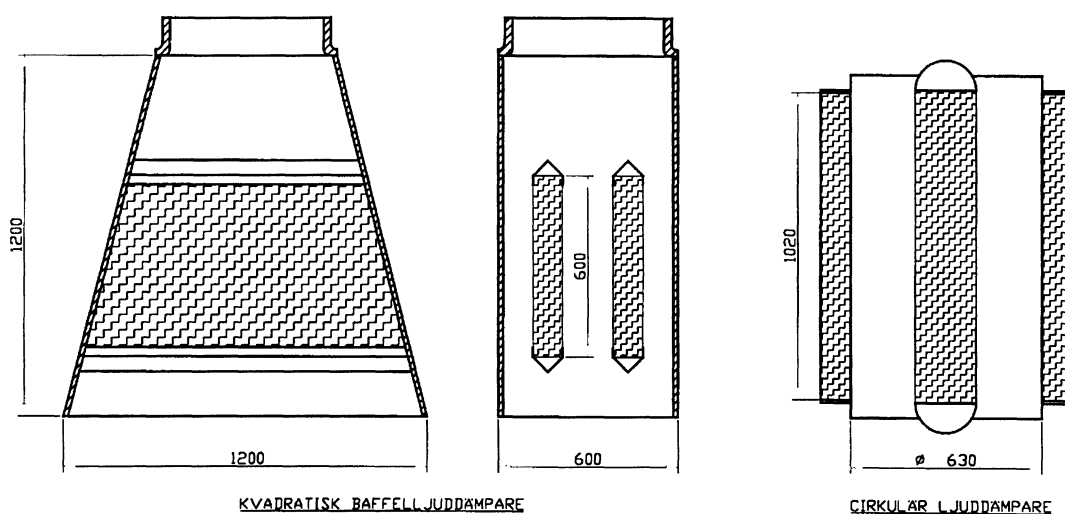
För att förenkla dimensioneringen av t ex ljuddämpare går det att använda sig utav det s k NC-kriteriet. Det innebär att 65 dBA motsvaras av NC-55 kriteriet som anger en maximal ljudtrycksnivå för respektive oktavband för att den sammanvägda ljudtrycksnivån inte ska överskrida tillåtet gränsvärde (Holgersson & Wikström, 1965).

Den maximalt tillåtna ljudeffektnivån för att uppfylla kriteriet på ett avstånd av 0,6 meter från ventilationstrummans öppning i stallet beräknades. Ljudnivån i djurens närmiljö blir därmed lägre än vad djurskyddskraven anger. Den erforderliga dämpningseffekten för respektive oktavband erhöles genom att subtrahera tillåten ljudeffektnivå från fläktens ljudeffektnivå vilket redovisas i tabell 2.

Tabell 2. Beräkning av erforderlig dämpningseffekt för ljuddämparprototyper.

Oktavband	Hz	125	250	500	1000	2000	4000
Fläktens ljudeffektnivå	dB	80	79	77	73	68	60
Ljudeffektnivå enligt NC-55 kriteriet	dB	71	66	62	60	58	57
Erforderlig dämpningseffekt	dB	9	13	15	13	10	3

Två prototypdämpare utvecklades för att uppfylla den beskrivna målsättningen. Skisser över ljuddämparna visas i figur 8.



Figur 8. Skisser över tillverkade prototypljuddämpare.

Tjockleken på ljudabsorbenterna valdes till 100 mm för att uppnå en god dämpning för låga frekvenser. Genom att anpassa avståndet mellan ljudabsorbenterna erhöles en god ljuddämpning för ljud med frekvenser över 500 Hz. Den teoretiska dämpningseffekten för prototyperna finns redovisad i tabell 3 och har beräknats med hjälp av

ekvation 6 och 7. Absorptionsfaktorerna är hämtade från Gullfibers produktkatalog över ljudabsorbenter för teknisk isolering (Gullfiber, 1999).

Tabell 3. Teoretisk dämpningseffekt för tillverkade prototyper.

Oktavbandsnivå	Hz	125	250	500	1000	2000	4000
Baffelljuddämpare	dB	6,6	10,1	12,3	11,3	9,3	5,2
Cirkulär ljuddämpare med centrumkropp	dB	12,4	20,0	19,2	17,5	14,3	8,3

## 4.2 Försöksuppställning

Syftet med försöket var att mäta och kontrollera att ljudnivån på ett avstånd av 0,6 meter från försöksuppställningens inlopp underskred 65 dBA. Mätningarna avsåg även att bestämma och jämföra flödet genom ljuddämparna vid olika statiska tryck.

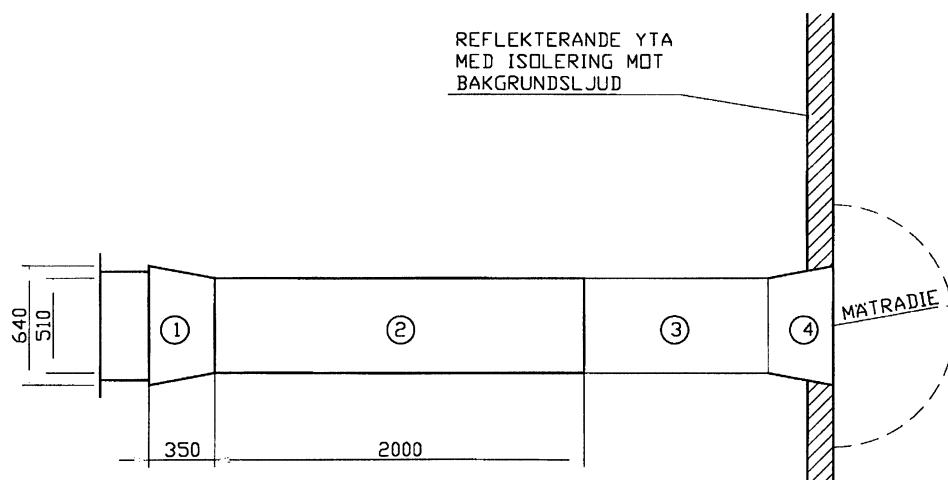
### 4.2.1 Mätning av ljudnivå

Försöken utfördes på ett lantbruk utanför Uppsala där en försöksuppställning tillverkades för att så långt som möjligt efterlikna ett system för undertrycksventilation i stallar. Uppställningen placerades på ladugårdens skulder där dess inlopp riktades ut genom lucköppningen i gaveln ca tre meter över marken. Gavelväggen ansågs fungera som en reflekterande yta varför mätningarna kunde utföras enligt Svensk Standard SS-ISO 3744 (1985).

För att skydda mätområdet från bakgrundsljud genom gavelväggen isolerades denna från insidan med hjälp av höbalar. Mätvärdena ansågs tillförlitliga när skillnaden mellan mätvärden och bakgrundsbuller var större än 10 dB. Försöksuppställningen finns återgiven i figur 9 med följande delar:

1. Utloppskona med takhuv
2. Rak kanal med fläkt
3. Ljuddämpare
4. Inloppsdelen

Kanalen med en innerdiameter på 510 mm byggdes upp av två enmeters sektioner där fläkten monterades i sektionen närmast utloppsdelen.



Figur 9. Skiss över försöksupställningen. Ventilationskanalen hängdes upp med hjälp av spänn- och montageband.

Enligt standard märktes mätpunkterna ut i rummen med hjälp av snören på en radie av 0,6 meter från trummöppningen. Ljudnivåmätaren (Brüel & Kjør 2203 med mikrofon 4165) som hölls på hölls armlängds avstånd riktades mot mätpunkterna. Mikrofonen monterades på en förlängningsarm (UA 0196). Enligt Brül & Kjør (1972) har operatörens inverkan en liten betydelse vid mätning av ljud som är sammansatt av flera frekvenser. Noggrannheten ligger i området två till tre dB. För att minska vindens påverkan monterades även ett vindskydd över mikrofonen.

Mätningar gjordes på följande ljuddämpare:

- Baffelljuddämpare
- Cirkulär ljuddämpare med centrumkropp
- Cirkulär ljuddämpare utan centrumkropp
- PM-luft
- Alfa Laval Agri och Funkis ljudbaffel
- Rak kanal utan ljuddämpare

Ljudtrycket mättes linjärt och med A-filtret inkopplat på ljudmätaren.

#### 4.2.2 Ljuddämparnas strypning av luftflödet

Tryckfallet över ljuddämparna vid olika flöden bestämdes med hjälp av en testanläggning enligt Svensk standard SS 95 10 53. Vid mätningarna användes en mikroanemometer av märket Betz. Den strypfläns som ingick i anläggningen är tillverkad enligt normer ur Svenska Teknologföreningens Handbok nr 62. Mätningar gjordes på de ljuddämpare som ingick i ljudmätningarna.

#### 4.3 Mätfel

Det sannolika mätfelet,  $\bar{m}$ , beräknas enligt ekvation 8.

$$\bar{m} = \sqrt{m_1^2 + m_2^2 + m_3^2} \quad (8)$$

där

$m_1 =$  mätinstrumentets fel (%)

$m_2 =$  mätmetodens fel (%)

$m_3 =$  avläsningsfel (%)

Mätinstrumentets fel uppkommer bl a av så kallade hysteresiseffekter vilka inte går att korrigera för. Felet kan bestämmas vid en kalibrering av mätinstrumentet och ska kunna redovisas av instrumenttillverkaren. Det fel som uppkommer vid val av mätmetod beror främst på slumpmässiga fel vid mättillfället. Det tredje och sista felet beror av instrumentavläsningen varför instrumentets skalindelning är av vikt. För instrument med en analog visning kan felet uppskattas till 1/3 skaldel. Vid digital visning är felet en halv enhet av den sist avlästa siffran.

### 4.3.1 Mätfel av ljudnivå

$m_1 = \pm 3$  dB

$m_2 = \pm 2$  dB antas som metodfel

$m_3 = \pm 0.5$  dB som avläsningsfel

$$\bar{m}_{L_r} = \sqrt{\left(\frac{3}{L_p}\right)^2 + \left(\frac{2}{L_p}\right)^2 + \left(\frac{0.5}{L_p}\right)^2} \quad (9)$$

### 4.3.2 Mätfel av tryckfall

Enligt Eriksson (2000) kan felet för statiska tryck mindre än 30 Pa uppskattas till  $\pm 10$  %. För statiska tryck större än 30 Pa kan felet uppskattas till  $\pm 2$  %. Det sker en successiv övergång för mätfelet från 10 % till 2 % vid statiska trycket 30 Pa.

Luftflödet som beräknas med hjälp av det dynamiska tryckfallet över en strypfläns ger en noggrannhet på  $\pm 50$  m<sup>3</sup>/h. Vid beräkningen har lufttemperatur och barometerstånd en liten inverkan om normala förhållanden kan antas. Mätfelen bygger på en erfarenhetsmässig bedömning (Eriksson, 2000).

Det totala mätfelet kan beräknas enligt ekvation 10.

$$\bar{m}_q = \sqrt{(m)^2 + \left(\frac{50}{q}\right)^2} \quad (10)$$

där

$m =$  mätfel för det statiska trycket vilket uppskattas ovan.

## 4.4 Resultat

Nedan följer resultat från mätningarna på prototyppljuddämparna.

#### 4.4.1 Ljudmätningar

Av mätningarna framgår det att bäst ljuddämpning erhålls av den cirkulära ljuddämparen med centrumkropp. Marginalen till gränsvärdet mättes till ca 10 dBA på avståndet 0,6 meter från dess inlopp. Mätningarna visar även att det uppmätta ljudet kan betraktas som lågfrekvent. En jämförelse av ljudnivån från den cirkulära ljuddämparen med mittkropp och ljudnivån från den odämpade kanalen upplevs som en ljudminskning på en och en halv gånger.

Den uppmätta ljudnivån för den cirkulära ljuddämparen utan centrumkropp visade sig med god marginal underskrida tillåtet gränsvärde. Ljuddämpningen blir sämre för de höga frekvenserna jämfört med ljuddämparen med centrumkropp eftersom den akustiska tvärdimensionen ökar.

I originalutförande mättes ljudnivån för PM-lufts ljuddämpare till ca 65 dBA. Lågfrekvent ljud står för ökningen jämfört med uppmätt ljudnivå för den cirkulära ljuddämparen med en absorbertjocklek på 100 mm mineralull.

Enligt teorin ska baffelljuddämparen dämpa fläktens ljudnivå till ca 65 dBA vilket även kan konstateras från mätresultaten.

Resultaten från ljudmätningarna redovisas i tabell 4. Medelvärde för det uppmätta ljudtrycket samt ljudeffekten har beräknats. I tabellen har ljuddämparna ordnats efter uppmätt ljudnivå. Ljudeffektnivån har beräknats utifrån mätresultaten för att erhålla ett värde som ej är påverkat av omgivningen.

Tabell 4. Resultat från mätningar på prototypjuddämpare.

Modell	Ljudnivå dBA	Ljudeffekt nivå (vägd) dBA	Ljudtrycks nivå dB	Ljudeffekt nivå (linjär) dB	Måtfel ±dB
Cirkulär baffeldämpare med centrumkropp	56,5	60,1	74,5	78,1	3,6
Cirkulär ljuddämpare	59,5	63,0	76,5	80,0	3,6
PM-luft	64,6	68,1	81,7	85,2	3,6
Baffelljuddämpare	65,1	68,6	81,1	84,7	3,6
Ljudbaffel	66,0	69,8	81,0	84,5	3,6
Kanaldel utan ljuddämpare	71,9	75,5	81,6	85,1	3,6

#### 4.4.2 Tryckfallsmätningar

Konstruktionernas strypning av luftflödet jämfört med en rak kanal vid statiska trycken 20, 40 och 60 Pa finns redovisade i tabell 5. Måtfelet beräknades till  $\pm 50 \text{ m}^3/\text{h}$  för de redovisade luftflöden i tabell 5. För ljudbaffeln vid 20 Pa beräknades dock måtfelet till  $\pm 70 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Tabell 5. Skillnad i luftflöde jämfört med en rak kanal genom ljuddämparna.

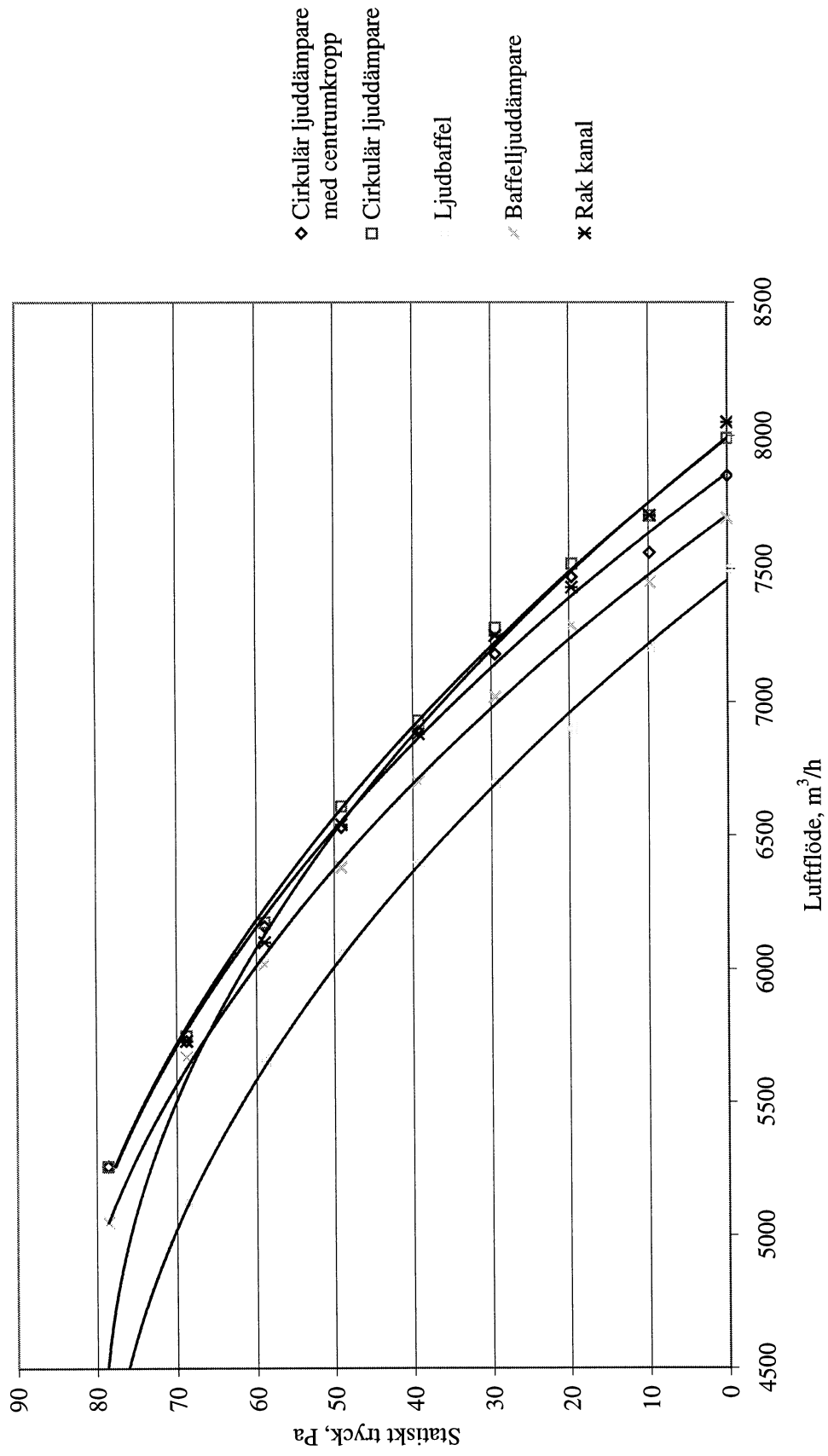
Statiskt tryck	Cirkulär ljuddämpare med centrumkropp	Cirkulär ljuddämpare	Ljudbaffel	Baffel- ljuddämpare
Pa	m <sup>3</sup> /h	m <sup>3</sup> /h	m <sup>3</sup> /h	m <sup>3</sup> /h
20	-40	-90	530	140
40	-10	-50	480	180
60	-60	-75	440	80

Tryckfallet för de cirkulära konstruktionerna är lägre jämfört med den raka kanalen vilket kan förklaras med att ljuddämparna har en större innerdiameter. Centrumkroppens inverkan på tryckfallet är liten. Eftersom den är placerad i centrum av ljuddämparen där luftens hastighet i kanalen är som lägst har den en liten betydelse för motståndet.

Det högsta tryckfallet kan konstateras för ljudbaffeln. Baffeln minskar den fria arean med ca 25 % vilket bidrar till en ökad lufthastighet och därmed ett ökat tryckfall.

I figur 10 återges det statiska trycket som funktion av luftflödet genom ljuddämparna. Tryckfallet över en ljuddämpare beräknas genom att subtrahera det statiska trycket över ljuddämparen från det statiska trycket över "kanal utan ljuddämpare" vid aktuellt luftflöde.





Figur 10. Statiska trycket som funktion av luftflödet genom de provade ljuddämparna.

## 4.5 Slutsats

Målsättningen att konstruera ljuddämparprototyper med en tillräcklig ljuddämpning och lågt tryckfall har uppfyllts med de cirkulära ljuddämparkonstruktionerna. Av mätresultaten kan slutsatsen dras att konstruktionerna med en absorberbjocklek på 100 mm mineralull ger en bra ljuddämpning samt ett lågt tryckfall. Samma slutsats kan dras utifrån funktionstestet där Stallsystem i Dalby, vars ljuddämpare ur ett akustiskt perspektiv påminner om den cirkulära ljuddämparprototypen med mittkropp, gav den bästa dämpningseffekten.

Den goda dämpningseffekten gör att dess längd kan anpassas för stallar där utrymmet mellan inner- och yttertak är begränsat. Likaså kan ljuddämparen eftermonteras i ventilationssystem.

För att konstruktionen ska klara påverkan av stallklimatet krävs att den tillverkas av en beständig aluminiumlegering eller rostfri plåt vilket ger höga materialkostnader. Plast kan dock vara ett billigare alternativ. En nackdel är att det är svårt att byta ut och rengöra ljudabsorbenten i centrumkroppen. Ljuddämparen tar dessutom stor plats varför den bör tillverkas i flera delar vilka sedan monteras ihop på plats för att minska transportkostnaderna.

## 5 DISKUSSION

Det är viktigt att ljudklimatet i ett stall inte upplevs som störande. Eftersom buller kan orsaka stress hos skötaren och djuren i stallet, med en ökad olycksrisk och minskad produktion som följd, väljer många lantbrukare att installera naturlig ventilation. För att minska ljudet som alstras av ventilationsfläktar till acceptabla nivåer måste ljuddämpare med bästa möjliga funktion installeras.

Målet att konstruera ljuddämparprototyper för stallventilationsfläktar vilka dämpar ljudet till en ljudnivå under gränsvärdet 65 dBA i djurens närområde i ett stall har uppfyllts. En omräkning av mätresultaten från prototypdämparna ger att ljudnivån på ett avstånd av två meter från den cirkulära ljuddämparen med centrumkropp kan uppmätas till ca 46 dBA. Samma beräkning för baffeldämparen ger att ljudnivån kan mätas till ca 55 dBA i ett stall. Många gånger ligger dessa nivåer under djurens eget alstrade ljud. Det finns dock några aspekter kring konstruktionerna som diskuteras nedan.

Vikten av att på ett enkelt sätt kunna rengöra ljuddämparna har tidigare påpekats. Rengöring sker enklast genom att dammsuga ljuddämparen. Våtrengöring kan dock bli nödvändigt för att tvätta bort damm som i kombination med fukt bundits till en hård kaka. För våtrengöring krävs att ljudabsorbenterna av mineralull kan demonteras. Likaså bör perforerade plåtar kunna demonteras för att förenkla vid våtrengöring. Av prototypljuddämparna är baffelljuddämparen den konstruktion där mineralullen enklast kan demonteras eftersom det ska ske inifrån stallet. För de cirkulära konstruktionerna krävs att man går upp på vinden för att rengöra och demontera mineralullen. Likaså är det svårt att rengöra den cirkulära centrumkroppen och byta ut dess ljudabsorbent. Utbyte av ljudabsorbenten kan dock förenklas genom att byta ut den mot en ljudbaffel.

På den cirkulära prototypljuddämparen placerades mineralullen direkt mot den perforerade plåten utan något ytskikt mellan dem. Under testmätningarna kunde det konstateras att fiber från mineralullen ryckts loss. I baffeldämparen däremot var mineralullen försedd med ett ytskikt av stapelfiber vilket visade sig vara skört. Det bästa skyddet för ljudabsorbenten är således att kombinera en perforerad plåt och en väv av stapelfiber. Den perforerade plåten bör dock vara av rostfri plåt för att motstå rostangrepp. I stället för rostfri plåt kan även ett perforerat plastmaterial användas.

Genom att öka andelen absorptionsmaterial i baffelljuddämparen kan dess dämpningseffekt förbättras. Ett förslag är att längden på bafflarna ökas till en meter. Trots förändringar som ger en förbättrad dämpningseffekt överväger fördelarna hos den cirkulära ljuddämparen. Materialåtgången är t ex mindre och möjligheten att anpassa dess längd till trånga utrymmen är stor. Tryckfallet över ljuddämparen är dessutom lägre vilket gör att konstruktionen kan användas för att dämpa ljud från mindre tryckstabla fläktar, t ex 60/900 fläktar.

Nackdelen med de cirkulära ljuddämparkonstruktionerna är att kostnaden blir hög om de förses med en rostfri perforerad plåt. Ur transportsynpunkt tar de upp stor plats eftersom den perforerade plåten måste böjas i förväg. Baffelljuddämparen däremot kan levereras som en byggsats i ett platt paket.

Det går att konstruera en ljuddämpare som kombinerar respektive konstruktions fördelar. Ett förslag är att en rektangulär baffelljuddämpare tillverkas. Dimensionerna på ljuddämparen böra vara anpassade så att ljuddämparen kan monteras där centrumavståndet mellan takstolarna är 600 mm. Den fria tvärsnittsarean bör vara lika stor som för den cirkulära ljuddämparen med centrumkropp för att tryckfallet ska hållas på en låg nivå.

Det visade sig svårt att jämföra resultaten från funktionstestet med mätningarna på prototypljuddämparna. Bäst resultat hade erhållits genom att bygga upp en mätupställning som tillät en exakt beräkning av dämpningseffekten för respektive oktavnivå. Resultaten från en sådan mätning hade gjort det möjligt att på ett enkelt sätt finna konstruktionsändringar för att förbättra dämpningseffekten. Försöksupställningen hade dock blivit alltför kostnadskrävande och komplicerad att bygga inom ramen för examensarbetet.

---

## 6 REFERENSER

### 6.1 Litteratur

Alfa Laval Agri. 1999. *Produktblad Alvento Ventilationstrumma*. Alfa Laval Agri Scandinavia AB, Södertälje.

Algers, B. & Ekesbo, I. 1977. *Buller som stressfaktor*. Svensk Veterinärtidning, vol 29, s 213-215.

Algers, B & Strömberg, S. 1973. *Buller i djurmiljöer*. Veterinärhögskolans institution för husdjurshygien. Skara.

Andersson, J. 1998. *Akustik & Buller, En praktisk handbok*. AB Svensk Byggtjänst. Stockholm.

Arbetskyddsstyrelsen. 1981. *Buller och bullerbekämpning*. Arbetskyddsstyrelsen. Solna.

Beranek, Leo L. 1960. *Noise Reduction*. McGraw-Hill Book Company, Inc. USA.

Beranek, L. L. & Vár, I. L. 1992. *Noise and vibration control engineering*. John Wiley & Sons, Inc. USA.

Billgren, G., Lidberg, K., Simmons, C., Svensson, J. & Söderquist, J. 1992. *Lågfrekvent buller från ventilationsanläggningar*. AB Svensk Byggtjänst. Stockholm.

Brüel & Kjøer. 1972. *Instruktionsbok för precisionsljudnivåmätare, Typ 2203*. K. Larsen & Søn. Danmark.

Brådenmark, H. & Elvhammar, H. 1984. *Hygienfrågor vid användning av ljudabsorbenter*. Livsmedelsbranschernas Utbildningsorgan. Stockholm.

Ehrlemark, A. 1999. *Energisnål ventilation*. Sveaverken Agri AB. Eskilstuna.

Gullfiber. 1999. *Produktkatalog teknisk isolering*. Gullfiber, Billesholm.

Hamrin, G. 1996. *Byggteknik, del B: Byggnadsfysik*. AMG Hamrin, Göteborg.

Harris, C. M. 1957. *Handbook of noise control*. McGraw-Hill book company, Inc. USA.

Holgersson, S. & Wikström, B. 1961. *Ljuddämpning och ljudisolering i ventilationsanläggningar*. AB Bahco, ljudkompendium. Göteborg

Munjal M. L. 1987. *Acoustics of ducts and mufflers*. John Wiley & Sons, Canada.

Nilsson, C. 1977. *Buller och damm i stallar*. Lantbrukshögskolan. Institutionen för lantbrukets byggnadsteknik (LBT). Specialmeddelande 62. Uppsala.

Nilsson, C. 1979. *Ljuddämpning av ventilationsfläktar i djurstallar*. Sveriges Lantbruksuniversitet. Institutionen för lantbrukets byggnadsteknik. Lund.

Nordiska Ventilationsgruppen. 1992. *Metoder för mätning av luftflöden I ventilationsinstallationer*. Staens institut för byggnadsforskning. Svensk Byggtjänst. Gävle.

Nyman, H. & Danielsson, S. 1998. *Ljuddimensionering av ventilationssystem*. AB Svensk Byggtjänst. Stockholm.

PM-luft. 1999. *Produktblad Ljuddämpare*. PM-luft AB, Kvänum.

Sharland, I. 1972. *Woods practical guide to noise control*. Woods Acoustics. London, England.

SS 95 10 53. 1984. *Lantbruksbyggnader - Klimat i djurstallar - Fläktventilation - Provning*. SIS - Standardiseringskommissionen i Sverige. Stockholm.

SS-ISO 3744. 1985. *Akustik - Bestämning av ljudeffektnivåer för bullerkällor - Tekniska metoder för frifältsförhållanden över ett reflekterande plan*. SIS – Standardiseringskommissionen i Sverige. Stockholm.

Statens jordbruksverk. 1993. Statens jordbruksverks författningssamling. Jordbruksverket. Jönköping.

Statens Maskin Provningar. Meddelande 2765. Grupp 40. *Serieprovning av ventilationsutrustning*. SMP, Uppsala

Svennerstedt, B. 1991. *Byggnadsmaterials beständighet i lantbruksmiljön*. Sveriges lantbruksuniversitet. Institutionen för lantbrukets byggnadsteknik. Lund.

## 6.2 Personliga meddelanden

Backe, Anders. 1999. Stallsystem i Dalby AB, Dalby.

Ekberg, Jan. 1999. Veloduct AB, Stockholm.

Eriksson, Per. 2000. Sveaverken Agri AB, Eskilstuna.

Johansson, Lars-Gunnar. 1999. Hallströms Verkstäder, Nälden.

Johansson, Nils-Olof. 1999. NOJ Serviceverkstad AB, Nossebro.

Johansson, Sven-Arne. 2000. Adarma AB, Torshälla.

Nilsson, Christer. 1999. Jordbruksverket, Jönköping.