

Støy fra ventilasjonsanlegg i bygninger

Studie av systemeffekten og lydfordeling ved
avgreninger

Magnus Andreas Johnsen

Master i elektronikk

Innlevert: juni 2013

Hovedveileder: Anders Homb, BAT

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for bygg, anlegg og transport



Oppgavens tittel: Støy fra ventilasjonsanlegg i bygninger. Studie av systemeffekten og lydfordeling ved avgreninger	Dato: 06.06.2013		
	Antall sider (inkl. bilag): 60		
	Masteroppgave	X	Prosjektoppgave
Navn: Magnus Andreas Johnsen			
Faglærer/veileder: Professor II Anders Homb			
Eventuelle eksterne faglige kontakter/veiledere:			

<p>Ekstrakt:</p> <p>Støy fra ventilasjonsanlegg påvirker oss på daglig basis. Det finnes mange måter og redusere denne støyen men i hovedsak følges dette ikke opp i prosjekteringsfasen. Oppgaven ser på hvordan noen punkter i beregningen av støy fra ventilasjonsanlegg kan forbedres.</p> <p>En litteraturundersøkelse er gjort for å finne relevant og nyere forskning på området. Arbeidet omfatter intensitetsmålinger inne i kanaler på et ventilasjonsanlegg for å bestemme effektnivåer ved viften, før og etter en avgrening. Til slutt er en beregning av støybelastningen i et rom gjort og sammenlignet med målinger.</p> <p>Resultatene viser at viften støyer betraktelig mer i de laveste båndene enn det produsenten oppgir i sine målinger for viften. Det er ikke mulig å påvise akkurat hva som øker støyen ved det målte ventilasjonsanlegget, men elementer plassert rett etter viften bidrar til å øke trykktapet og dermed støyen.</p> <p>Nivåreduksjonen vil variere rundt den teoretiske verdien før den ved en grense øker betraktelig. Teorien antar dette skjer for bølgelengder under halve kanaldiameteren og det viser seg å stemme godt med resultatene.</p>

Stikkord:

1. Ventilasjonsstøy
2. Avgreninger
3. Systemeffekt
4. teknisk støy

(sign.)

Oppgavetekst

Fra: anders.homb@sintef.no tlf: 93005134

Faglærer NTNU, prof. II: Anders.homb@ntnu.no

Støy fra ventilasjonsanlegg i bygninger. Beregningsmetode og måling.

I både næringsbygg og offentlige bygg er støy fra ventilasjonsanlegg en betydelig utfordring. Det benyttes stort sett nokså grove metoder hvis det i det hele tatt prosjekteres med hensyn til lydnivå. Underlagsdata med hensyn til ulike komponenter er både sprikende og basert på ulike metoder. To av de usikre momentene vil det bli arbeidet med i denne Mastergraden:

1. Den såkalte systemeffekten, som angir hvordan lydeffektnivået fra vifte/aggregat endres fra oppgitt verdi/målt verdi til lydeffektnivået som faktisk opptrer i hovedkanalen ved en ferdig installasjon.
2. Hvordan lydeffektnivået fordeler seg i avgreninger. I henhold til enkel teori fordeles lydenergien etter volumstrøm, men det er mye som tyder på at dette er lite riktig i deler av frekvensområdet.

Oppgaven vil gå ut på å gjennomføre målinger i to til tre bygg for å studere systemeffekten og lydfordeling i avgreninger. Målingene inne i kanal/aggregat gjennomføres med intensitetsmålinger, men det må også gjennomføres målinger av lydtryknivå i noen utvalgte rom i tillegg til måling av luftmengder/lufthastigheter. Dette fordi støygenereringen er svært avhengig av lufthastighetene. For kontroll av måledata med hensyn til signal/støyforhold og strømningsgenerert støy bør det også gjennomføres tilsvarende målinger med høyttalerkilde i aggregatet istedenfor vifte. Måleresultater sammenlignes med beregninger for samme konfigurasjon. Det skal også gjennomføres en litteraturundersøkelse og oppsummering av dette med hensyn til funn vedrørende systemeffekten og lydfordeling i avgreninger.

Sammendrag

Støy fra ventilasjonsanlegg påvirker oss på daglig basis. Det finnes mange måter og redusere denne støyen men i hovedsak følges dette ikke opp i prosjekteringsfasen. Oppgaven ser på hvordan noen punkter i beregningen av støy fra ventilasjonsanlegg kan forbedres. Metodene i bruk er basert på forsøk og erfaringer og tar som regel ikke høyde for at effekten kan være frekvensavhengig. Dette gjelder spesielt hvordan avgreninger reduserer lyd som følger luftstrømmen. Samtidig er det også vanlig med dårlige tall på hvor mye viften støyer og disse kan endres når viften plasseres i et kanalsystem.

En litteraturundersøkelse er gjort for å finne relevant og nyere forskning på området. Det viser seg å være et område hvor det ikke legges ned stor forskningsinnsats. Arbeidet omfatter intensitetsmålinger inne i kanaler på et ventilasjonsanlegg for å bestemme effektnivåer ved viften, før og etter en avgrening. Til slutt er en beregning av støybelastningen i et rom gjort og sammenlignet med målinger.

Resultatene viser at viften støyer betraktelig mer i de laveste båndene enn det produsenten oppgir i sine målinger for viften. Det er ikke mulig å påvise akkurat hva som øker støyen ved det målte ventilasjonsanlegget, men elementer plassert rett etter viften bidrar til å øke trykktapet og dermed støyen.

Ved avgreningen viser målingene at det produseres mye støy som følge av luftstrømmen. Derfor ble målingene utført med og uten viften i gang. Med viften avslått produserte en høyttaler støyen. Nivåreduksjonen vil variere rundt den teoretiske verdien før den ved en grense øker betraktelig. Teorien antar dette skjer for bølgelengder under halve kanaldiameteren og det viser seg å stemme godt med resultatene. En oppdatert modell for sidekanalen for avgrening forslås hvor nivåreduksjonen øker med et fast intervall for hver oktav for frekvenser med lav bølgelengde.

Om støyen prosjekteres for et ventilasjonsanlegg er det basert på data fra produsentene. Som resultatene viser vil disse ofte ikke stemme. Beregninger gjort i oppgaven sammenlignet med måletall viser også dette. Brukes dermed måleresultatene ved viften som basis gir det et mer sammenlignbart resultat. Ved beregninger bør derfor nivåene ved viften kontrollmåles ved ferdigstilling, og beregningene oppdateres og kontrollmåles.

Summary

Noise from a building ventilation plant affects us daily. There are many ways to reduce the noise but they are not always accounted for during the design process. This thesis sees how some of the methods for calculating noise from the ventilation plan can be improved. The methods in use are based on experiments and does not account for frequency dependence, especially for how branches reduce the sound effect in the system. At the same time it is usual with bad data about the fans noise levels and that they change when the fan are placed in a system of canals.

A theoretical study to find new research on this field is done. The work also contains intensity measurements inside the ventilation canals to find sound effect levels by the fan, before and after a branch. A calculation of the noise levels in a room is done and compared with measurements.

The results show that the fan produce more noise in the lower frequency bands than the producer state. It is not possible to say exactly what contributes to the increase in noise levels but elements mounted right after the fan will increase the pressure loss and system effect.

By the branch the air flow produces noise, as shown by the measurements. They are therefor done both with the fan and a noise generator as sound source. The reduction in sound effect level varies around the theoretical value before it increases drastically at a given frequency. The theory shows that this increase happens for wavelengths lower than half the canals diameter. This is also shown by the results. An updated model for sound reduction at a branch is proposed.

If the noise is calculated for the ventilation plant it is based on values from the producer. Calculation compared measurements show that these values often will not give the right noise levels. If the noise levels at the fan is measured and used in the calculation the difference will decrease. The noise levels from the fan should be measured after the completion of the plant and the calculation updated.

Forord

Rapporten er et produkt av tiende semester på masterstudiet i elektronikk med ferdypning i akustikk ved Institutt for elektronikk og telekommunikasjon (IET). Oppgaven er derimot skrevet for faggruppe bygnings- og materialteknikk ved Institutt for bygg, anlegg og transport (BAT).

Professor II Anders Homb ved BAT har utviklet problemstillingen og vært hovedveileder under arbeidet.

En stor takk rettes til Frode Haugsbakk og driftspersonalet ved NTNU for god hjelp under målingene gjort i oppgaven.

Magnus A. Johnsen

Trondheim, Juni 2013

Innhold

1	Innledning	1
2	Teori og litteratur	3
2.1	Støy fra ventilasjonsanlegg	3
2.1.1	Vifter	3
2.1.2	Systemeffekt	4
2.1.3	Avgreninger	4
2.2	Beregning av støy fra ventilasjonsanlegg	7
2.3	Lydintensitet og -effekt	8
2.3.1	Lydintensitet	8
2.3.2	Lydeffekt	8
2.3.3	Måling av intensitet	8
2.3.4	Måleusikkerhet	9
3	Målested	11
3.1	Krav til målested	11
3.2	Valg av målested	11
4	Målemetode	13
4.1	Utstyrliste	13
4.2	Oppsett og kalibrering av måleutstyr	13
4.2.1	Oppkobling og parametre	13
4.2.2	Kalibrering	14
4.3	Nivåreduksjon i en avgrening	15
4.3.1	Støy fra vifte	15
4.3.2	Støy fra høyttaler	15
4.4	Lydeffekt fra vifte	16
4.5	Romakustiske målinger	17
4.5.1	Kontroll måling av støynivå fra tekniske installasjoner	17
4.5.2	Etterklangstid	17
5	Resultater	19
5.1	Kalibreringsresultater	19
5.2	Nivåreduksjon i avgreninger	20
5.2.1	Støy fra vifte	20
5.2.2	Støy fra høyttaler	21
5.3	Lydeffekt fra vifte	21
5.4	Etterklangstid	24
5.5	Støynivå fra tekniske installasjoner	24

5.5.1	Målt støynivå	24
5.5.2	Beregninger	25
6	Diskusjon	27
6.1	Nivåreduksjon i avgreninger	27
6.1.1	Støy fra vifte	27
6.1.2	Støy fra høyttaler	28
6.2	Lydeffekt fra vifte og systemeffekt	31
6.3	Teknisk støy	32
6.4	Målefeil	33
7	Konklusjon	35
	Referanser	37
A	Vedlegg: Datafiler	39
B	Vedlegg: Ventilasjonstegninger	41
C	Vedlegg: Lydnivåer fra produsent	43
D	Vedlegg: Kartlegging av risikofylt aktivitet og risikovurdering	45

Figurer

2.1	Støy fra ventilasjonsanlegg. Figur hentet fra [1].	3
2.2	Hastighetsprofil i vifteutløp ved radial- og aksialvifter. Figur hentet fra [2].	4
2.3	En typisk avgrening. Figur hentet fra [17].	5
2.4	Overføringsfunksjon for hovedløpet i figur 2.3 opp til første resonans- frekvens. Uendelige rør med varierende forhold i tverrsnitt. Figur hentet fra [17].	6
2.5	Moder i sirkulære kanaler. Figur hentet fra [10].	6
2.6	Eksempel på utregning av støybidrag fra tilluftsvifte i et rom. Figur hentet fra [1].	7
2.7	Kontroll av måleresultater. Figur hentet fra [7].	9
3.1	Plantegning 3. etasje Produktdesign	11
3.2	Rom 360 på Produksjonsdesign. Utstyrt som bibliotek med sitteplasser.	12
3.3	Elementer i ventilasjonssystemet til rom 360 på Produksjonsdesign.	12
4.1	Probe koblet opp mot sanntidsanalysator	14
4.2	Måleoppsett for måling av lydeffekt før avgrening	15
4.3	Måleoppsett for måling av lydeffekt fra ventilator.	16
5.1	Data fra kalibrering av måleutstyr.	19
5.2	Snitt av lydnivå og -intensitet i $\varnothing 400mm$ kanal før avgrening.	20
5.3	Snitt av lydnivå og -intensitet i $\varnothing 160mm$ kanal etter avgrening.	20
5.4	Lydeffektnivå før og etter avgrening med vifte i gang. Samt målt nivå- reduksjon ved avgreningen og teoretisk verdi i henhold til ligning 2.1.	21
5.5	Snitt av lydnivå og -intensitet med høyttaler som støykilde.	22
5.6	Lydeffektnivå før og etter avgrening med høyttaler som støykilde. Samt målt nivåreduksjon ved avgreningen og teoretisk verdi i henhold til ligning 2.1.	22
5.7	Snitt av lydnivå og -intensitet for bestemmelse av lydeffekt fra vifte	23
5.8	Målt lydeffektnivå fra viften.	23
6.1	Total nivåreduksjon L_{Δ} i avgreningen. Sammensatt av målinger med to kilder.	29
6.2	Overføringskonstant for lydeffekt τ i hovedløpet. For sammenligning med figur 2.4.	30
6.3	Målt og oppgitt lydeffektnivå for viften.	31
6.4	Sammenligning av beregnet og målt teknisk støy i målerommet.	33
B.1	Ventilasjonstegning 3. etasje Produktdesign.	41
B.2	Ventilasjonstegning 4. etasje Produktdesign.	42
C.1	Skisse av ventilasjonssystemet i Designbygget. Hentet fra [4].	43

Tabeller

4.1	Utstyrliste	13
5.1	Sammenligning av målt lydeffekt med oppgitt verdi fra produsent. . .	23
5.2	Etterklangstid og demping i målerom.	24
5.3	Målt teknisk støy fra ventilasjon i målerom.	24
5.4	Beregnet teknisk støy fra ventilasjon i målerom basert på produktdata.	25
5.5	Beregnet teknisk støy fra ventilasjon i målerom basert på produktdata og måledata.	25
5.6	Beregnet teknisk støy fra ventilasjon i målerom basert på produktdata, måledata og ny modell for avgreninger.	25
6.1	Moder i kanalene	28
6.2	Nivåreduksjon for lydeffekt i sidekanalen	29
C.1	Komponenter i ventilasjonssystemet, Designbygget. Hovedsaklig hentet fra [4].	44

Symbolliste

A	Absorpsjonsareal [m^2].
F	Feltindikatorer [dB]
f_{xx}	Resonansfrekvenser/moder [Hz].
c	Lydfart ($340m/s$)
D	Kanaldiameter, notert som $\varnothing xxxmm$.
δ_{pI_0}	Residual trykk-intensitetsfaktor [dB].
L_{Δ}	Lydeffektens nivåreduksjon [dB].
L_I	Lydintensitetsnivå [dB].
L_D	Dynamisk måleromsindeks [dB].
L_W	Lydeffektnivå [dB].
T	Tidskonstant for målinger [s].
T_{60}	Etterklangstid [s].
T_{20}	Etterklangstid beregnet fra $20dB$ fall [s].
τ	Overføringskonstan for lydeffekt i hovedkanal.

1 Innledning

I hverdagen påvirkes vi både bevist og ubevist i stor grad av lyd og støy. Mye av denne støyen stammer fra tekniske installasjoner rundt oss, som maskiner, trafikk, vifter med mer. Hvor mye støy vi kan utsettes for i gitte situasjoner er styrt av myndighetene. Derfor kreves det gode måter å minimere støyen fra tekniske installasjoner. I kontorlokaler og boliger skyldes store deler av støyen ventilasjonsanlegg.

Støy i ventilasjonssystemet kommer i hovedsak fra viften, men andre elementer i systemet generer støy på grunn av luftstrømmen som beveger seg over de. Kontroll av støyen fra elementene må tas hensyn til under prosjekteringen av systemet, og flere beregningsmetoder for støyproduksjonen er laget. Et flertall av beregningsmetodene bruker forenklete modeller som blant annet ikke tar hensyn til frekvensavhengighet. Det gjelder spesielt for avgreninger, hvor luftstrømmen fordeles mellom etasjer og rom. Beregningsmetodene belager seg også i stor grad på målinger av støynivåer som leveres fra produsenten av elementene. Ved noen tilfeller er disse målingene gjort under ideelle forhold og tar ikke hensyn til hva som skjer når elementet plasseres i et system.

Opgavens fokus vil være hvordan lyd fordeler seg i en avgrening. Avgreningen vil fordele luftstrømmen etter et arealforhold som det også antas at lyden gjør. Teorien kan stemme for lavere frekvenser, men hva som skjer i høyere frekvensspekter er ukjent. Samtidig skal det ses på om oppgitte støynivåer for viften i ventilasjonssystemet endres når den plasseres i et system. Målingene gjøres på et anlegg i drift, med god dokumentasjon.

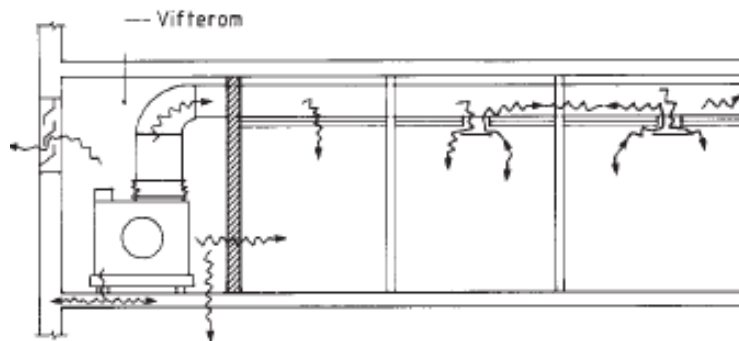
Valg av målemetode

På grunn av de små dimensjonene i ventilasjonsanlegg vil det være mange refleksjoner som vanskeliggjør å finne hvordan lyden fordeler seg i samme retning som volumstrømmen. Derfor brukes intensitetsmåling for å utelukke påvirkning fra lyd med annen retning. Intensitet gir også lydeffektnivå ved en enkel omregning som forenkler sammenligning med oppgitte tall fra produsentene av elementer i ventilasjonen.

2 Teori og litteratur

2.1 Støy fra ventilasjonsanlegg

I ventilasjonsanlegg er det flere støykilder som bidrar til den totale støyen. Støyen vil følge luftstrømmen ut av åpninger men også avstråles direkte fra componentene i ventilasjonsanlegget, som vist i figur 2.1. Vifter er den største støykilden, men også andre elementer vil generere støy når luftstrømmen beveger seg over dem. Dette gjelder spjeld, bend og avgreninger med mer. Eriksen [4] gir en god oppsummering om hvordan deler i ventilasjonsanlegg vil produsere og/eller dempe støy. En mer teoretisk fordykning kan finnes i Stampe et al. [11] og Nyman & Danielsson [9].



Figur 2.1: Støy fra ventilasjonsanlegg. Figur hentet fra [1].

2.1.1 Vifter

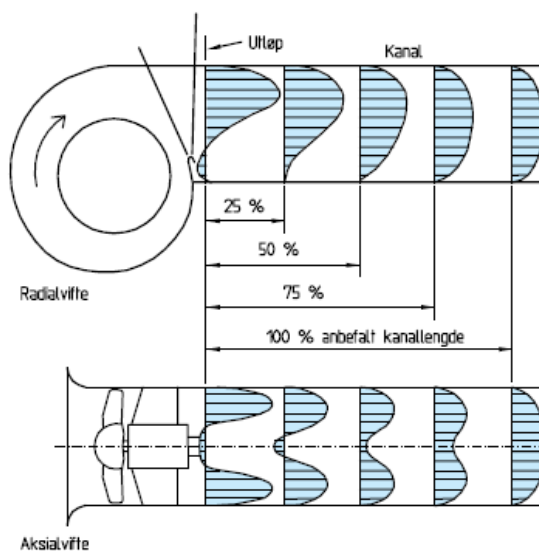
Kraftige vifter brukes for å pumpe luft i ventilasjonsanlegg og med disse følger høye lydnivåer. Over viften er det store trykktap, som fører til et energitap. Deler av den tapte energien vil bli omsatt til støy som i hovedsak består av rentonekomponenter som genereres avhengig av turtall og antall skovler. Samt en bredbåndet støy som oppstår i grensesjiktet på skovlene. Viften bør jobbe ved en høy virkningsgrad slik at fluktuerende turbulens på skovlenes konvekse side unngås. Turbulensen kan føre til ekstra høye støynivå [3].

Det er mulig å regne seg fram til støynivå fra vifter, blant annet med formler fra Stampe et al. [11], Nyman & Danielsson [9] og Byggforsk-Bbyggdetaljer [3]. Slike beregninger gjøres sjelden da målinger av viftens lydeffektnivå følger med fra produsenten. Disse er målt etter en standard, som ISO5136 [15].

2.1.2 Systemeffekt

Når en vifte monteres i et kanalsystem vil det ofte bli et ekstra trykkfall som ikke tas hensyn til under støymålingene produsenten utfører. Dette trykkfallet kalles viftens systemeffekt. Systemeffekten kan kun kompenseres ved å øke viftens turtall, som igjen øker støyen. Dette gjør at viften støyer mer enn dataene produsenten oppgir [3].

Det er gjort lite forskning på systemeffekten, men det nevnes i noen teoribøker. Nyman & Danielsson [9] sier at lyden fra viften må få tid til å danne en planbølge før det kommer komponenter som forstyrrer lyden, som bender, avgreninger og endringer i kanaldimensjoner. Figur 2.2 viser hvordan luften endres etter viften, dette gjelder også for lydbølgene. I Byggforsk-Byggdetaljer [2] gis det forskjellige anbefalinger på hvordan en vifte bør monteres for å være mest mulig energieffektiv og minke systemeffekten. Selv om fokuset er på å minke trykktapet vil det også ha positive effekter med tanke på støy fra viften.



Figur 2.2: Hastighetsprofil i vifteutløp ved radial- og aksialvifter. Figur hentet fra [2].

2.1.3 Avgreninger

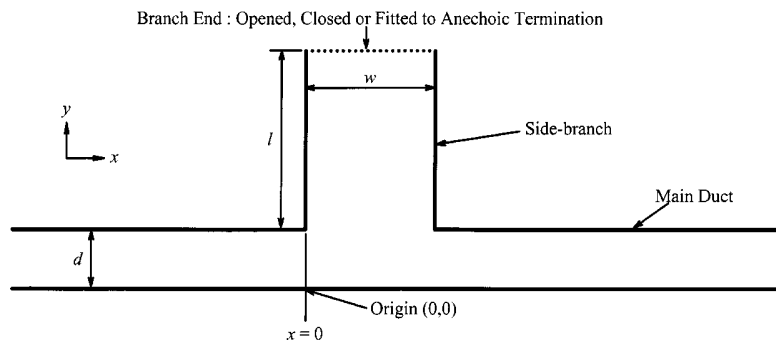
Avgreninger i ventilasjonskanaler er steder der luftstrømmen fordeles til to eller flere kanaler slik at luften kan fordeles til flere rom, se figur 2.3. Slike overganger vil også påvirke støyen som følger luftstrømmen. I dimensjonering av ventilasjonsanlegg brukes i dag en enkel modell basert på arealene i avgreningene for å finne ut hvordan lyden fordeles. Vér & Beranek [18] og Byggforsk-Byggdetaljer [1] gir en formel for nivåreduksjonen i dB for den aktuelle lydveien ved avgreningen.

$$L_{\Delta} = 10 \cdot \log \left(\frac{S_i}{\sum_{l=1}^n S_l} \right) \text{ dB} \quad (2.1)$$

hvor:

- S_i er tverrsnittsarealet for den kanalen
- $\sum_{l=1}^n S_l$ er summen av alle kanaler ut fra avgreningen

Vér & Beranek [18] viser til at formelen vil være en god tilnærming for lave frekvenser, men ved høyere frekvenser vil det blant annet være retningseffekter som en enkel modell ikke kan representere. Stampe et al. [11] oppgir også denne formelen, men sier at for bølgelengder mindre enn $0,5 \cdot D$ vil lydbølgene ha tendenser til å danne stråler og vil i hovedsak følge hovedkanalen uten å utdype dette noe mer.

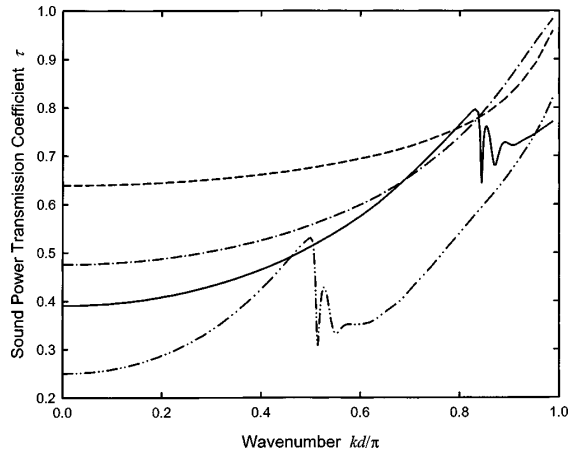


Figur 2.3: En typisk avgrening. Figur hentet fra [17].

Tang [17] har gjort en undersøkelse av avgreninger som vist i figur 2.3, både for uendelig lange, lukkede og åpne sidekanaler. Resultatene er basert på teori og simuleringer. I figur 2.4 vises et resultat av hvordan overføringen av lydeffekt, τ , i hovedkanalen endres avhengig av frekvens for forskjellig forhold mellom tverrsnitt for kanalene ut av avgreningen. Artikkelen viser at for lave frekvenser vil overføringen av lyd samsvare godt med teori om planbølger. Ved økende frekvens vil mer energi samles i overgangen på grunn av diffraksjon og tapet i lydeffekt vil minke. For veldig lave frekvenser ses det fra figur 2.4 at [17]:

$$\tau = \left(\frac{d}{d + 0.5w} \right)^2 \quad (2.2)$$

Lyd i kanaler vil føre til resonanser og moder. De kan føre til store utslag i lydeffekt ved resonansfrekvensen. I lavere frekvenser kan disse være veldig dominerende, som i rektangulære rom. Mer om dette er beskrevet i [5, s 250]. I figur 2.5 vises eksempel på de laveste modene for sirkulære kanaler og hvordan resonansfrekvensen kan finnes for disse ved hjelp av kanalens diameter.



Figur 2.4: Overføringsfunksjon for hovedløpet i figur 2.3 opp til første resonansfrekvens. Uendelige rør med varierende forhold i tverrsnitt. Figur hentet fra [17].

Circular cross section	
$f_{01}^c = 1.841c/\pi D$	
$f_{02}^c = 3.054c/\pi D$	
$f_{10}^c = 3.832c/\pi D$	
$f_{03}^c = 4.201c/\pi D$	
$f_{04}^c = 5.318c/\pi D$	
$f_{11}^c = 5.331c/\pi D$	

Figur 2.5: Moder i sirkulære kanaler. Figur hentet fra [10].

2.2 Beregning av støy fra ventilasjonsanlegg

Støy fra ventilasjonsanlegg kan beregnes ved hjelp av enkle metoder. Eriksen [4] viser at Byggforsk-Byggdetaljer [1] gir de beste resultatene sammenlignet med målinger av støyen i rommet. Denne er basert på kjente teoretiske prinsipper, hvor noen er nevnt over.

Elementer i ventilasjonsanlegg leveres med måledata for demping og generering av støy. Metoden finner støybidraget fra hvert av elementene som støyer i ventilasjonsanlegget, og summerer disse for å gi et totalt støy nivå i rommet. Se eksempel for støyen fra et aggregat i figur 2.6.

Tilluftsvifte som støykilde.

Beregningsledd	Se pkt.	Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000
Tilluftsvifte, produsentdata	41	+	74	75	77	79	81	76	70
Lyddemper, produsentdata	61	÷	3	5	10	16	21	23	18
Fordelingstap *Ø315/(Ø315+Ø500)	67	÷	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5
Fordelingstap *Ø125/(Ø125+Ø315)	67	÷	8,5	8,8	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5
Fordelingstap *Ø125/(Ø125+Ø125)	67		3	3	3	3	3	3	3
Enderefleksjon og ventildemping, produsentdata	68	÷	19	16	13	13	14	18	20
Romabsorpsjon, Q = 2, A = 14 m², r = 2-5 m	69	÷	5	5	5	5	5	5	5
Lydtryknivå i rom A pga. tilluftsvifte		=	30	32	29	28	24	13	10

Figur 2.6: Eksempel på utregning av støybidrag fra tilluftsvifte i et rom. Figur hentet fra [1].

2.3 Lydintensitet og -effekt

2.3.1 Lydintensitet

Intensiteten I er et tidsmidlet mål på energioverføring gjennom en enhetsareal normalt på lydbølgens propagerende retning og måles i watt per kvadratmeter [W/m^2]. Kinsler [5, s. 125].

$$I = \frac{1}{T} \int_0^T pu \, dt \quad W/m^2 \quad (2.3)$$

Intensitet oppgis som oftest i lydintensitetsnivå, gitt fra:

$$L_I = 10 \cdot \log \left(\frac{|I|}{I_0} \right) \quad dB \quad (2.4)$$

hvor I_0 er referanseverdien for lydintensitet. ($= 10^{-12} W/m^2$)

2.3.2 Lydeffekt

Lydeffekt P er et mål på hvor mye energi som går gjennom et overflateelement over en tidsperiode og måles i watt [W]. Brukes som oftest til å oppgi lydenergien en kilde sender ut i et miljø og oppgis da som nivåer, gitt fra:

$$L_W = 10 \cdot \log \left(\frac{P}{P_0} \right) \quad dB \quad (2.5)$$

hvor P_0 er referanseverdien for lydeffekt. ($= 10^{-12} W$)

Sammenhengen mellom lydintensitet og lydeffekt er $P = I \cdot S$ hvor S er arealet på overflateelementet. For å finne den totale lydeffekten som sendes fra en kilde ses det på N overflateelementer med areal S_i og intensitet L_{I_i} . Den totale utsendte lydeffekten blir da:

$$L_W = 10 \cdot \log \sum_{i=1}^N \frac{I_0 \cdot 10^{L_{I_i}/10} \cdot S_i}{P_0} \quad dB = 10 \cdot \log \sum_{i=1}^N 10^{L_{I_i}/10} \cdot S_i \quad dB. \quad (2.6)$$

2.3.3 Måling av intensitet

Lydintensitet måles som regel ved hjelp av to mikrofoner med kort avstand mellom hverandre, p-p metode. Forskjellen i trykk mellom de to mikrofonene gir et estimat av lydfeltets intensitet. IS09614 beskriver hvordan en støykildes lydeffekt kan bestemmes, ved hjelp av intensitet. Intensiteten måles for hver av de N overflateelementene ved hjelp av punktmetoden [16] eller sveip [12]. Total utsendt lydeffekt fra kilden finnes i etterkant ved hjelp av formel 2.6.

2.3.4 Måleusikkerhet

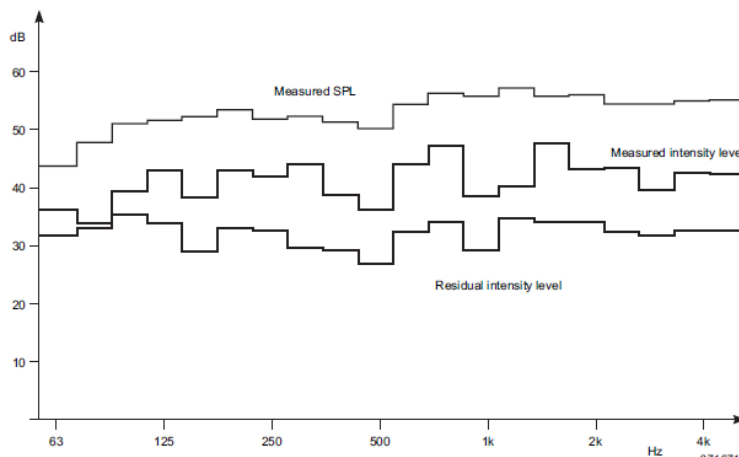
Måling av intensitet er krevende og det finnes flere feilkilder. Forskjellige måter å kvalitetssikre målingene er utviklet og her vil to av disse vektlegges.

Brüel & Kjær er en stor produsent av akustiskmåleutstyr og sammen med måleutstyret leverer de en oversikt over hvordan måleresultatene kan kontrolleres [7]. Metoden forutsetter at residual trykk-intensitetsfaktoren, δ_{pI_0} , er kjent. Denne er definert som:

$$\delta_{pI_0} = L_{p,0} - L_{I,0} \quad dB \quad (2.7)$$

hvor $L_{p,0}$ og $L_{I,0}$ er målt når proben er plassert i et lydfelt slik at intensiteten er teoretisk null.

Under målingene må lydnivåene også måles sammen med intensiteten. Ut fra de målte lydnivåene kan residual intensitetsnivå enkelt finnes ved å trekke δ_{pI_0} fra lydnivåene i hvert bånd. Et eksempel vises i figur 2.7. Residual intensitetsnivå må være minst $7dB$ i hvert bånd mindre enn intensitetsnivåene, for å garantere en feil mindre enn $1dB$ [7].



Figur 2.7: Kontroll av måleresultater. Figur hentet fra [7].

På samme måte krever ISO9614 at målinger skal kontrolleres for å garantere en øvre grense på målefeil. Dette gjøres ved hjelp av feltindikatorer F , som defineres i ISO9614. Et av de viktigste kravene til målingene kan sammenlignes med Brüel & Kjærs metode. Her brukes også δ_{pI_0} .

$$\begin{aligned} F_2 &= L_p - L_I \quad dB \\ L_D &= \delta_{pI_0} - K \quad dB \end{aligned} \quad (2.8)$$

hvor K er en feilfaktor med verdi $10dB$ for teknisk grad og $7dB$ for forenklet grad. For å oppnå en tilfredsstillende usikkerhet i målingene, må $L_D > F_2$. [16]

Proben er spesielt utsatt for påvirkning av vind under målinger måleresultatene kan påvirkes. I [16] omhandler vedlegg C vindfeilen, hvor det antas at for hastigheter mindre enn $0.05 \cdot c$, der c er lydfarten, kan feilen ses bort i fra.

3 Målested

3.1 Krav til målested

Følgende kriterier ble vurdert som viktig ved valg av målested:

- Målestedet måtte ha et ventilasjonsanlegg i drift
- Ventilasjonsanlegget skulle være godt dokumentert slik at det er mulig å finne produsentdata på lydnivåer
- Anlegget måtte ha jevn luftstrøm slik at lydnivåene ikke ble endret i løpet av målingene
- God tilgang til kanalene

3.2 Valg av målested

Flere aktuelle steder for målingene ble vurdert, både lokalt på NTNU og bygg produsert av Reinertsen AS i Trondheim. I de nye byggene produsert av Reinertsen, var anleggene godt skjult og flere var behovsstyrt ut i fra temperatur og luftkvalitet. Samtidig var det mangel på inspeksjonsluker hvor det var mulig å komme til med måleutstyr.

Målingene ble derfor besluttet å utføres ved Institutt for produktdesigns bygg ved Gløshaugen i Trondheim. For dette anlegget foreligger det god dokumentasjon av ventilasjonsanlegget, se vedlegg C, og det er gjort tidligere støyberegninger fra ventilasjonssystemet i bygget [4]. Anlegget var ferdigstilt i 1996 og levert av Norske Ventilasjons Produkter. Bygget har to ventilasjonsaggregater plassert på taket over 3. etasje, hvor et forsyner kontorer og undervisningsrom mens det andre forsyner verkstedene i bygget.

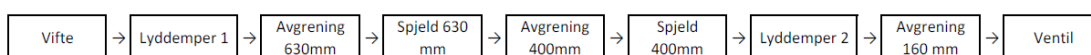


Figur 3.1: Plantegning 3. etasje Produktdesign

Rom 360 i 3. etasje ble valgt som målested for målinger på avgreninger og teknisk støy, se figur 3.1, slik at lyden fra ventilasjonsanlegget er høy nok til å måles. Rommet er møblert som bibliotek med gruppeplasser for studenter. Ventilasjonssystemet forsyner rommet med luft med kanaler i dimensjon $\varnothing 630\text{mm}$, $\varnothing 400\text{mm}$ og $\varnothing 160\text{mm}$ direkte fra aggregatet. Figur 3.3 viser hvordan rommet forsynes fra viften fram til ventilene i rommet. Se også vedlagte tegninger over ventilasjonsanlegget i vedlegg B.



Figur 3.2: Rom 360 på Produksjonsdesign. Utstyrt som bibliotek med sitteplasser.



Figur 3.3: Elementer i ventilasjonssystemet til rom 360 på Produksjonsdesign.

4 Målemetode

4.1 Utstyrliste

Tabell 4.1: Utstyrliste

Måleutstyr			
Utstyr	Prod	Modell	Referanse
1/2"intensitetsmikrofonpar inkl avstandsstykker Kalibrert: 16.01.2012	G.R.A.S	AK40	119022 119047
Førførsterker til mikrofon Kalibrert: 31.05.2005	Norsonic	Type 1201	23891
Førførsterker til mikrofon Kalibrert: 03.07.2002	Norsonic	Type 1201	22038
Kalibrasjonssett for intensitetsprober Kalibrert: 13.07.1989	Brüel & Kjær	Type 3541	SN:1487730 NTNU:NO2015
Sanntidsanalysator Kalibrert: 14.05.2003	Norsonic	Nor840	SN:17860 NTNU:JE2015
Høytaler			
Støygenerator på pc	Audacity		
Lydanalysator	Norsonic	Nor140	1404951
Lasermåler	Bosch	PLR50	
Kabler, overganger og stativ			

4.2 Oppsett og kalibrering av måleutstyr

4.2.1 Oppkobling og parametre

Sanntidsanalysatoren Nor840 gjør det mulig å måle intensitet direkte fra en probe slik at beregninger i etterkant unngås og målingene kan kontrolleres på skjerm. Proben, som består av to mikrofoner holdt sammen med et avstandsstykke, kobles til hver sin mikrofoninngang og monteres sammen i et stativ, som vist på figur 4.1. En vindhette brukes for å minske påvirkningen fra luft i bevegelse. Nor840 settes til intensitetsmodus, med tidskonstant $T = 0.5s$ og måleperiode på $30s$. Målingene ble gjort i 1/3-oktavgbånd hvor hvert bånd ble målt samtidig (singel mode). Både intensitet og lydnivåer ble lagret for hver måling og hentet ut fra til en tekstfil ved hjelp av diskettstasjon. Alle målingene er gjort med $25mm$ og $50mm$ avstand mellom mikrofonene i proben. $50mm$ gir gjeldende resultater fra $40Hz$ til $1250Hz$ mens $25mm$

vil ha gjeldende resultater mellom $400Hz$ og $5000Hz$ [6]. Dette vil gi tilfredstillende resultater fra $63Hz$ til $4000Hz$ i $1/3$ oktavbånd.



Figur 4.1: Probe koblet opp mot sanntidsanalysator

4.2.2 Kalibrering

Kalibrering av måleutstyret er nødvendig for å gi absolutte nivåer. Framgangsmåten er godt beskrevet i brukermanualen for Nor840 men hovedpunktene gjengis her. Et kalibratorsett for p-p prober fra Brüel & Kjær ble benyttet under kalibreringen. Settet inneholder en kobler med tre porter som gir lydtrykk tilsvarende en avstand på $50mm$ mellom mikrofonene i proben. Kalibreringen utføres så i tre steg:

1. Mikrofonene plasseres i portene som gir likt lydtrykk i begge mikrofonen. Ved hjelp av en $250Hz$ kalibrator, kalibreres mikrofonen for lydtrykk i nivåmodus på Nor840.
2. En av mikrofonene flyttes til port 3, som vil gi 180° faseforskjell mellom mikrofonene. I intensitetsmodus skal da nivåene gi tilsvarende lydnivå som punkt 1, og positiv/negativ intensitet avhengig av hvilken retning lyden kommer fra. Det skal være samme nivåer både ved positive og negative intensitetsnivåer.
3. Mikrofonene plasseres så tilbake i portene brukt i punkt 1, slik at lyden er normalt innfallende på proben, og kalibratoren erstattes med en støygengenerator. Støygengeneratoren gir lydnivåer i kobleren som tilsvarer teoretisk ingen lydintensitet. Lydnivå og intensitet måles slik at δ_{pI_0} kan regnes ut.

4.3 Nivåreduksjon i en avgrening

Tverrsnittet til kanalen det ble målt i ble valgt som måleoverflate. For hvert målested ble det gjort målinger av intensiteten i 3-4 forskjellige posisjoner på måleoverflaten. Et gjennomsnitt av disse målingene brukes så for å finne lydeffekten i målepunktet i henhold til teorien. Alle målinger inne i kanalene er gjort på tilluftskanalene.

4.3.1 Støy fra vifte

Nivåreduksjonen ved avgreninger bestemmes ved å finne lydeffektnivåene før og etter avgreningen, og trekke disse fra hverandre. Målingene ble gjort for første ventil etter aggregatet, se merket tegning i vedlegg B, i rom 360. Et hull ble tatt i hovedkanalen, proben plassert inne kanalen som vist i figur 4.2. Hullet ble tettet med papp for å opprettholde riktig luftstrøm og trykk inne i kanalen. Ventilen ble tatt løs og proben plassert inne i kanalen for å finne nivåene etter avgreningen. For hver kanal ble det gjort tre punktmålinger av intensiteten for begge avstandsstykkene.



Figur 4.2: Måleoppsett for måling av lydeffekt før avgrening

4.3.2 Støy fra høyttaler

Støy produsert av luftstrømmen kan påvirke resultatene og for å unngå dette ble de samme målingene gjort på nytt, men med aggregatet avslått og en høyttaler som

støykilde. Høytaleren ble plassert rett etter lyddemperen som er montert på 3. etasje inne i kanalen, se figur B.1. Det ble gjort for å oppnå godt nok signal-støyforhold på målestedet. Volumet på høytaleren ble justert slik at nivåene på målestedet lå godt over bakgrunnsstøyen. På grunn av kanalens dimensjoner er det vanskelig med for store høyttalere med god bassgjengivelse, så under denne målingen er fokuset på frekvenser over $500Hz$. Rosa støy fra $450Hz$ og oppover ble brukt som signal. Frekvensområdet gjorde det kun nødvendig å måle med $25mm$ avstand mellom probene. Ved bruk av kunstig støykilde er forholdene mer stabile under målingene og måleperioden ble endret til $10s$ for denne målingen.

4.4 Lydeffekt fra vifte

Lydnivåene viften produserer må måles for å kunne sammenligne med data fra produsenten. Siden målingene gjøres på et anlegg i drift må målepunktet velges fra hvor det er tilgang. Nærmeste mulighet er en inspeksjonsluke i et av rørene som går videre ned i bygget, bak første lyddemper og fordeling. Intensitetsproben ble plassert inne i inspeksjonsluken og en plate av papp ble brukt til å lukke systemet slik at luftstrømmen ble opprettholdt. Se figur 4.3. Det ble utført fire målinger per avstand mellom mikrofonene i forskjellige punkt på måleflaten.



Figur 4.3: Måleoppsett for måling av lydeffekt fra ventilator.

4.5 Romakustiske målinger

4.5.1 Kontroll måling av støynivå fra tekniske installasjoner

Støy fra tekniske installasjoner er målt i henhold til standard ISO16032 [13]. Standarden krever minst tre målepunkt for lydnivåene i rommet, hvor et plasseres i det hjørnet av rommet som har høyest dBC verdi og de to andre i etterklangfeltet. Målingene er gjort under normal driftssituasjon for ventilasjonsanlegget. I hvert målepunkt skal bakgrunnsstøyen med ventilasjonsanlegget avslått måles og resultatene korrigeres om forskjellen i hvert bånd er mindre enn $10dB$. Sanntidsanalysatoren ble brukt med samme probe som for intensitetsmålinger, men kun lydnivåene lagres.

4.5.2 Etterklangstid

Etterklangstiden i målerommet må bestemmes for å kunne beregne teknisk støy i rommet. Måling av etterklangstid er gjort etter den forenklede metoden i standard ISO3382 [14], hvor en impuls brukes til å eksitere rommet og en lydmåler brukes for å finne etterklangstiden. Lydanalysatoren Nor140 har en innebygd funksjon for dette, hvor målt etterklangstid kan leses direkte fra skjerm. Den forenklede metoden er mer enn nok for bruken av etterklangstiden i beregninger. To kildeposisjoner ble valgt og for hver av disse ble det brukt tre posisjoner for mottakeren. Fra alle målingene kan et snitt av etterklangstiden i rommet finnes for oktavbånd. Volumet av rommet ble målt med lasermåler. Sammen kan rommets volum og etterklangstid brukes til å finne det ekvivalente absorpsjonsarealet ut i fra formel 4.1.

$$T_{60} = \frac{0,161 \cdot V}{A} \quad [s] \quad (4.1)$$

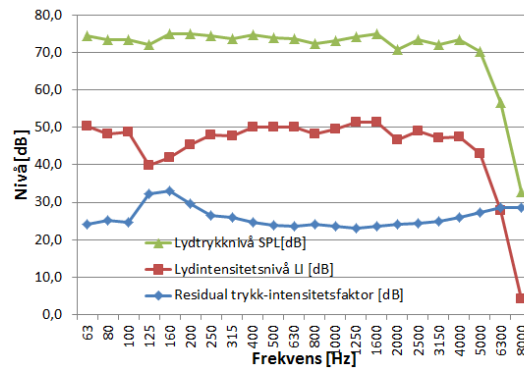
5 Resultater

Målingene er gjort i to runder hvor målinger med viften og luftstrømmen som støykilde ble gjort 8. april og målinger med støygenerator ble gjort 8. mai. Tiden i mellom skyldes at utstyret var opptatt.

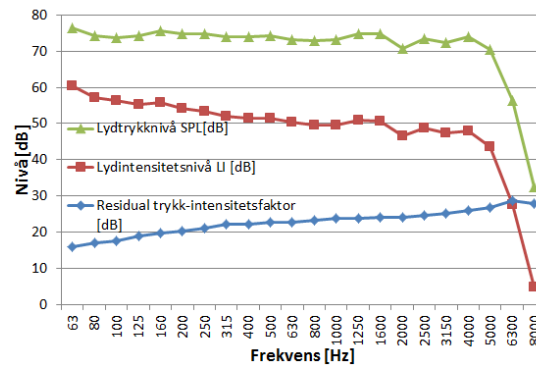
Alle måledata er vedlagt på fil, i regneark sammen med større figurer, se vedlegg A.

5.1 Kalibreringsresultater

Kalibreringen ble gjort som beskrevet i målemetodekapittelet før målingene på begge måledagene. Resttrykk intensitet indeksen (δ_{pI_0}) kan ses i figur 5.1.



(a) 8.april



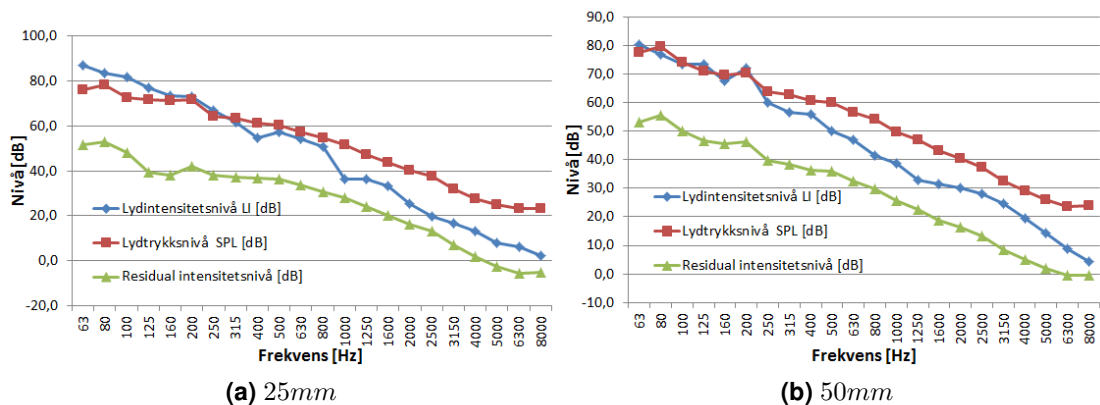
(b) 8.mai

Figur 5.1: Data fra kalibrering av måleutstyr.

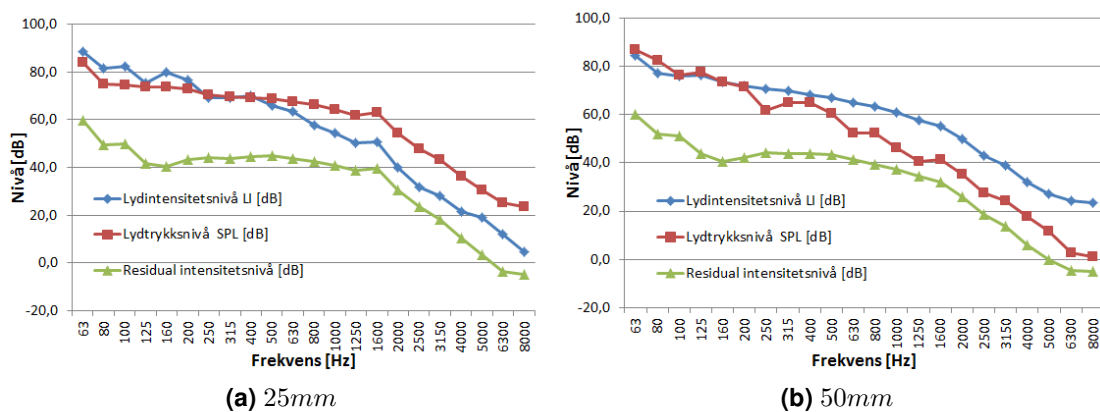
5.2 Nivåreduksjon i avgreninger

5.2.1 Støy fra vifte

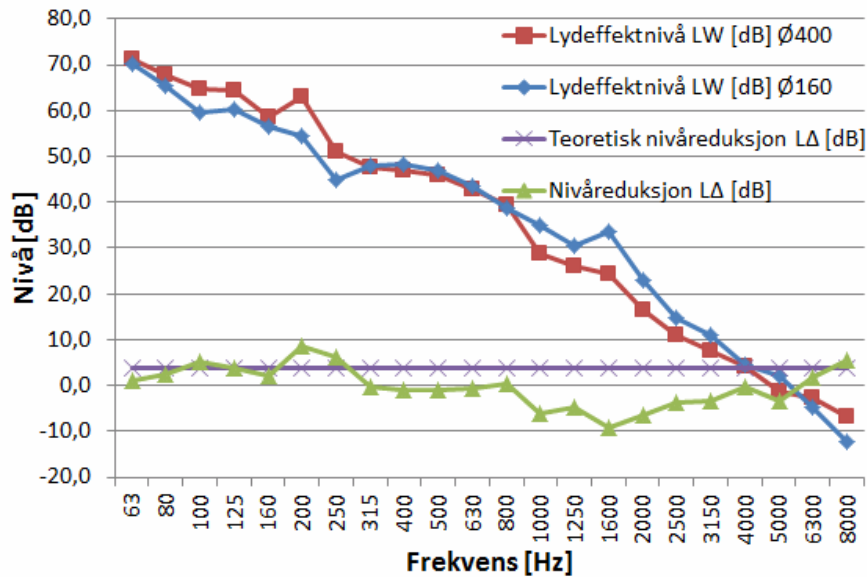
Lydintensiteten er målt før og etter en avgrening hvor hovedløpet er $\varnothing 400\text{mm}$ og kanalen etter avgreningen er $\varnothing 160\text{mm}$. Hovedløpet forsetter til andre rom etter avgreningen. Det ble gjort tre målinger før og etter avgreningen for hver av avstandene mellom probene. I figur 5.2 og 5.3 vises lydnivå, lydintensitetsnivå og rest intensitet for målingene henholdsvis før og etter avgreningen. I figur 5.4 kan de målte lydeffektnivåene og nivåreduksjonen for avgreningen ses.



Figur 5.2: Snitt av lydnivå og -intensitet i $\varnothing 400\text{mm}$ kanal før avgrening.



Figur 5.3: Snitt av lydnivå og -intensitet i $\varnothing 160\text{mm}$ kanal etter avgrening.



Figur 5.4: Lydeffektnivå før og etter avgrensing med vifte i gang. Samt målt nivåreduksjon ved avgrensingen og teoretisk verdi i henhold til ligning 2.1.

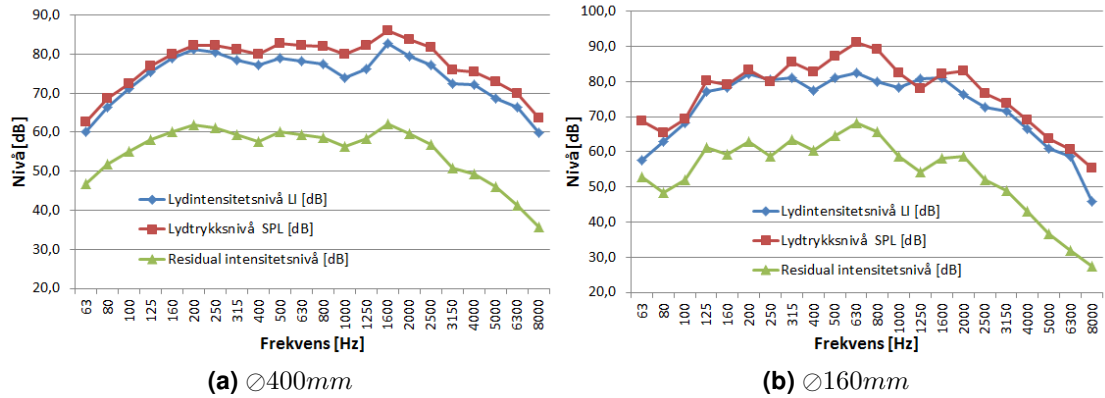
5.2.2 Støy fra høyttaler

Lydintensiteten og -nivå ble målt før og etter en avgrensing med en høyttaler som kilde, se figur 5.5. Kilden genererte rosa støy fra og med 450 Hz og oppover. Målt lydeffekt og nivåreduksjon som skyldes avgrensingen kan ses i figur 5.6.

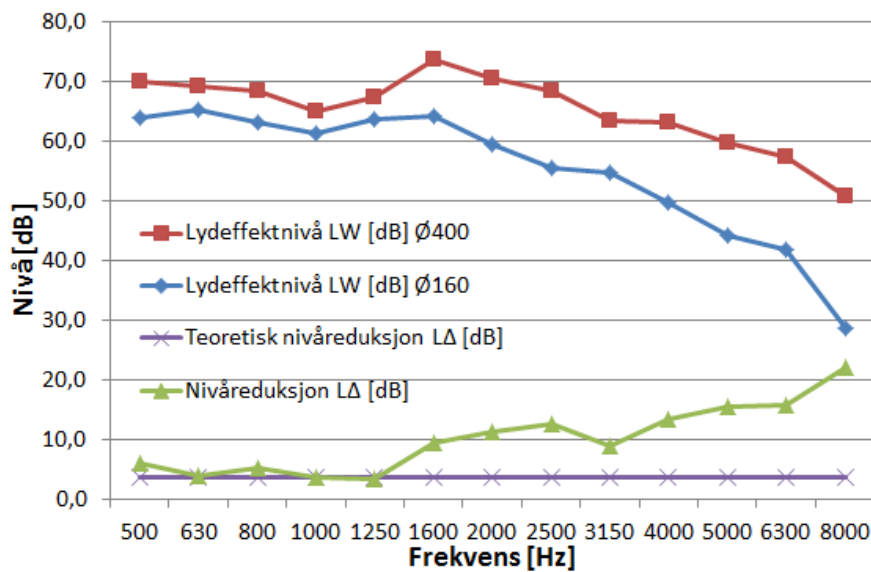
5.3 Lydeffekt fra vifte

Intensiteten ble målt rett etter viften med fire målinger hver for avstandene mellom probene. I figur 5.7 vises et snitt av lydnivåene, intensiteten og den tilhørende rest intensiteten. Snittet av lydintensiteten ble ganget med måleoverflatens areal for å finne lydeffekten fra viften, se figur 5.8.

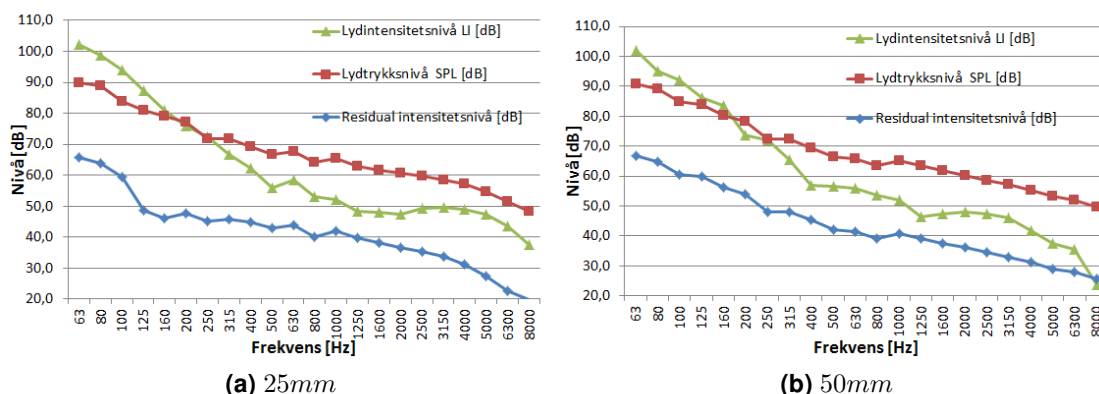
Den målte lydeffekten sammenlignes med produsentens oppgitte nivåer. Da målingen er gjort etter lyddemperen, et spjeld og en avgrensing må dette tas hensyn til. Produsentens oppgitte nivåer er også i $1/1$ -oktavnband slik at måleresultatene må summeres fra $1/3$ -band. Da spjeldet produserer støy og ikke demper vil den målte verdien være en sum av bidraget fra spjeldet og viften etter lyddemperen og avgrensingen. Den oppgitte lydeffekten fra produsenten for spjeldet trekkes derfor fra den målte verdien. Dette vises i tabell 5.1.



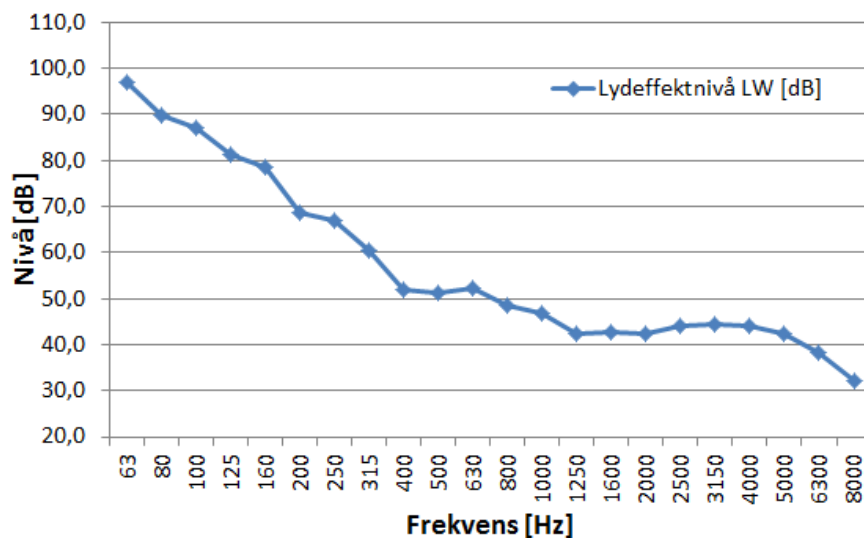
Figur 5.5: Snitt av lydnivå og -intensitet med høyttaler som støykilde.



Figur 5.6: Lydeffektnivå før og etter avgrensing med høyttaler som støykilde. Samt målt nivåreduksjon ved avgrensingen og teoretisk verdi i henhold til ligning 2.1.



Figur 5.7: Snitt av lydnivå og -intensitet for bestemmelse av lydeffekt fra vifte



Figur 5.8: Målt lydeffektnivå fra viften.

Tabell 5.1: Sammenligning av målt lydeffekt med oppgitt verdi fra produsent.

Frekvens [Hz]	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
Målte verdier [dB]	97,8	88,4	71,2	56,6	51,3	48	48,5	(39,3)
Før spjeld [dB]	97,8	88,4	71,2	56,4	50,9	47,6	48,4	(39,2)
Demping pga avgrensning [dB]	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2
Lyddemper [dB]	8	15	21	33	36	31	23	17
Lydeffekt ved vifte [dB]	110	107,6	96,4	93,6	91,1	82,8	75,6	(60,4)
Lydeffekt fra produsent [dB]	93	95	90	87	84	81	75	69

5.4 Etterklangstid

Etterklangstiden i målerommet ble målt for å bestemme rommets demping. Resultatene er vist i tabell 5.2 sammen med absorpsjonsarealet. Volumet ble målt til $140m^3$.

Tabell 5.2: Etterklangstid og demping i målerom.

Frekvens [Hz]	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	Snitt
Målt etterklangstid T_{20} [s]	0,77	0,56	0,63	0,73	0,78	0,81	0,73	0,67	0,71
Absorpsjonareal A [m^2]	30,5	42,0	37,4	32,2	30,1	29,2	32,3	35,3	

5.5 Støynivå fra tekniske installasjoner

5.5.1 Målt støynivå

Lydnivået fra vifteanlegget i målerommet ble målt etter gjeldende standard. Resultatene som vises i tabell 5.1 ble gjort i 1/3-oktavbånd, men er omgjort til 1/1-oktavbånd for å kunne sammenlignes med beregningene. Fullstendig måldata er vedlagt i eget regneark, se vedlegg A fil 3.

Tabell 5.3: Målt teknisk støy fra ventilasjon i målerom.

Frekvens [Hz]	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	A
Målt lydnivå L_p [dB]	45,8	45,2	36,1	31,8	27,8	22,8	22,1	21,7	35,4

5.5.2 Beregninger

Beregninger er utført etter metoden beskrevet i Byggforsk-Byggdetaljer [1] for hvert at de støyproduserende elementene i byggets ventilasjonsanlegg. Data er hentet fra produsentenes produktblad, se vedlagt tabell C.1. I målerommet er det tre ventiler for tilluft og tre ventiler for fraluft. Støybidrag er funnet for hver ventil og summert sammen. Målt absorpsjon for rommet, tabell 5.2, blir brukt i beregningen og alle tall er oppgitt for en posisjon $1m$ unna støykilden. Da ventilen er montert i taket blir direktiviteten 2 [1]. Resultatet kan ses i tabell 5.4. Fullstendige utregninger er vedlagt i eget regneark, se vedlegg A.

Tabell 5.4: Beregnet teknisk støy fra ventilasjon i målerom basert på produktdata.

Frekvens [Hz]	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	A
Lydnivå L_p [dB]	40,2	44,4	34,8	5,5	-5,8	-10,1	3,8	12,6	30,6

Målingene for lydnivåene rett etter viften kan gi et bedre resultat sammenlignet med produktdataene for viften. Data for vifte, lyddemper og første fordelingstap erstattes derfor med måledata fra tabell 5.1 for tilluftssiden. Beregnet teknisk støy blir nå som vist i tabell 5.5.

Tabell 5.5: Beregnet teknisk støy fra ventilasjon i målerom basert på produktdata og måledata.

Frekvens [Hz]	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	A
Lydnivå L_p [dB]	54,3	52,7	39,1	7,7	-2,7	-8,8	3,9	11,1	38,5

Ny modell for avgreninger legges inn i resultatene fra tabell 5.5. Nivåreduksjonen i sidekanalen stiger nå med $3dB/oktav$ for frekvenser med bølgelengde mindre enn $0,5 \cdot D$.

Tabell 5.6: Beregnet teknisk støy fra ventilasjon i målerom basert på produktdata, måledata og ny modell for avgreninger.

Frekvens [Hz]	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	A
Lydnivå L_p [dB]	54,3	52,7	39,1	7,7	-4,5	-17,3	-13,1	-14,5	38,5

6 Diskusjon

6.1 Nivåreduksjon i avgreninger

6.1.1 Støy fra vifte

Nivåreduksjonen i en avgrening blir normalt beregnet fra et arealforhold som antas å gjelde for alle frekvensbånd. Tilnærmingen med arealforhold er antagelig god ved lave frekvenser men vil ikke gjelde høyere opp i frekvensbåndene. Lydeffektnivået ble målt før og etter en avgrening for å se hvordan lyden reduseres. Formel 2.1 gir en reduksjon på $8,6dB$ i sidekanalen for 1/1-oktavbånd, som tilsvarer $3,8dB$ reduksjon 1/3-oktavbånd. Figur 5.4 viser måleresultatene når støyen fra viften brukes som kilde. Resultatene viser klar at dempingen ikke er konstant for alle frekvensbånd.

Nivåreduksjonen i avgreningen beveger seg rundt den teoretiske verdien opp til $300Hz$. Derfra ligger reduksjonen rundt $0dB$ før den blir negativ fra frekvenser over $1000Hz$. Negativ reduksjon skyldes at lydeffektnivået er høyere i avgreningen enn i hovedløpet. I og med at måleposisjonen i den mindre kanalen er lengre unna støykilden enn måleposisjonen i hovedløpet kan ikke dette skyldes støykilden. Den økte støyen må derfor genereres i og etter avgreningen. Som resultatene viser, befinner støyen seg ved høye frekvenser og skyldes antagelig støy som skapes av luftstrømmen. Når luftstrømmen beveger seg over elementer i ventilasjonssystemet vil det genereres støy på grunn av turbulenser og trykktap. Sammenlignes nivåene før og etter avgreningen er ikke reduksjonen veldig stor og den ekstra støyen vil gi for dårlig signal/støy-forhold til å måle nivåreduksjonen.

I det aktuelle ventilasjonsanlegget er det ikke mange elementer som produserer støy, men avgreningen vil lage ekstra høyfrekvent støy når luften fordeles. Byggforsk-Byggdetaljer [1] gir en metode hvordan denne støyen kan regnes ut. Metoden er avhengig av hastigheten i sidekanalen. Her ligger ikke fokuset på støygenerering så hastigheten i kanalen ble ikke målt. Dermed er det ikke mulig å se hvor mye av den ekstra støyen som skyldes avgreningen. Myrstad [8] gjør en sammenligning av hvordan ulike beregningsmetoder for hvordan støy genereres i avgreninger og bend. Selv om ingen av disse direkte passer med denne oppgavens situasjon gir det en pekepinn på hvordan støyen oppfører seg. I og med at viften også har den samme type lydbilde, men med mye høyere nivåer, vil den strømnings-genererte støyen ikke merkes før i det midtre frekvensspekteret. Dette ses igjen i måleresultatene hvor støyen påvirker mest i dette området.

Alle ventiler er oppgitt fra produsent til å produsere støy i bruk, og det må tas hensyn til når man beregner støybidrag fra ventilasjonssystemer. Enderefleksjonen fra ventilen vil også påvirke resultatene.

Luftstrømmen kan også indusere resonanser i kanalene. Det vil skje ved flere frekvenser som er listet i tabell 6.1 for de aktuelle kanaldiameterne på målestedet.

Måleresultatene viser ikke tegn til resonanseffekter ved disse frekvensen med viften i gang, men det er ikke utenkelig at de kan påvirke resultatene. Det kan også skapes bølger i materialet kanalene er lagd av. Kanaler er vanligvis laget av stål som har høy lydfart og ringfrekvensene vil ikke inntre før ved høyere frekvenser og ikke påvirke resultatene i denne målingen.

Tabell 6.1: Moder i kanalene

Mode	∅630mm [Hz]	∅400mm [Hz]	∅160mm [Hz]
01	316	498	1245
02	525	826	2066
10	658	1037	2592
03	722	1137	2842
04	914	1439	3597
11	916	1442	3606

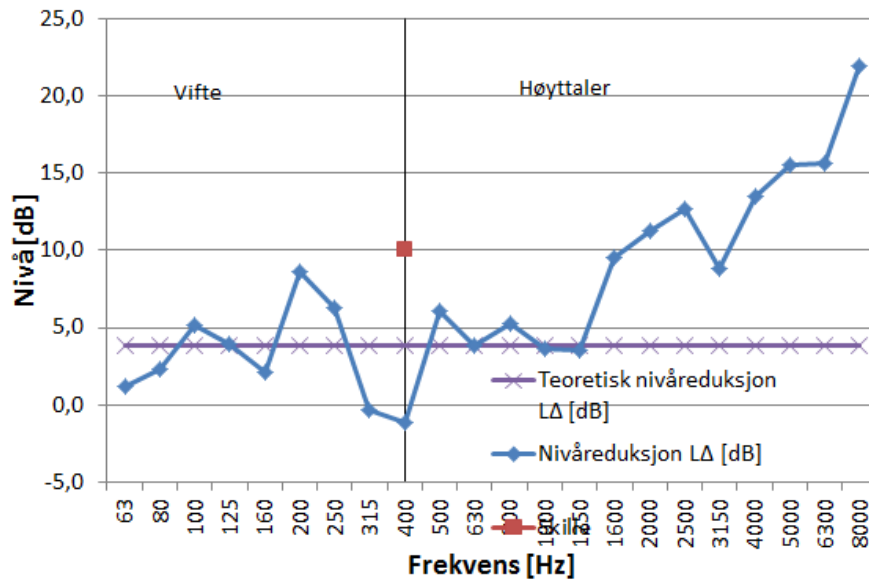
6.1.2 Støy fra høyttaler

Påvirkningen av strømnings-generert støy fra 400Hz gjorde det nødvendig å se på andre metoder for å måle nivåreduksjonen i en avgrening. Viften ble slått av og lydilden erstattet med en høyttaler som genererte rosa støy fra 450Hz og oppover. Kanalens størrelse gjorde det vanskelig å få inn store høyttalere som kunne spille langt ned i frekvensspekteret. I figur 5.6 vises resultatet fra denne målingen. Sammenlignet med resultatene med viften i gang (figur 5.4) er det en reduksjon i alle bånd og problemet med strømningsgenerert støy er borte.

Lydeffektens nivåreduksjonen holder seg rundt en verdi før det kan ses en økende tendens fra frekvenser over 1600Hz . Sett bort i fra et oktavbånd er økningen tilnærmet lineær. Dette tyder på at høyere frekvenser ikke forgrener seg i sidekanalen men i større grad følger hovedkanalen. Sammenlignet med Stampe et al. [11] teori om stråledanning for bølgelengder mindre enn $0,5 \cdot D$ stemmer måleresultatene. I den aktuelle kanalen, før avgreningen, vil stråledanningen begynne ved frekvenser over $\lambda = \frac{c}{f} \Rightarrow f = \frac{c}{0,5 \cdot D} = \frac{340}{0,5 \cdot 0,4} = 1700\text{Hz}$.

Et totalt bilde av nivåreduksjonen kan ses i figur 6.1. Her er resultatene fra de to målingene med forskjellig støykilde satt sammen med skille på mellom 400 og 500Hz . Da nivåene er relative kan de settes sammen på denne måten. Allikevel må det tas hensyn til at målingen gjort med viften i gang kan være påvirket av andre støykilder, spesielt for et par bånd hvor nivåreduksjonen er så vidt negativ. Optimalt burde det vært gjort målinger for hele spekteret med høyttaleren.

I teorikapittelet ble en artikkel med simuleringer på hvordan lyden oppfører seg i en avgrening presentert. Figur 2.4 viser hvordan overføringskonstanten for lydeffekt,



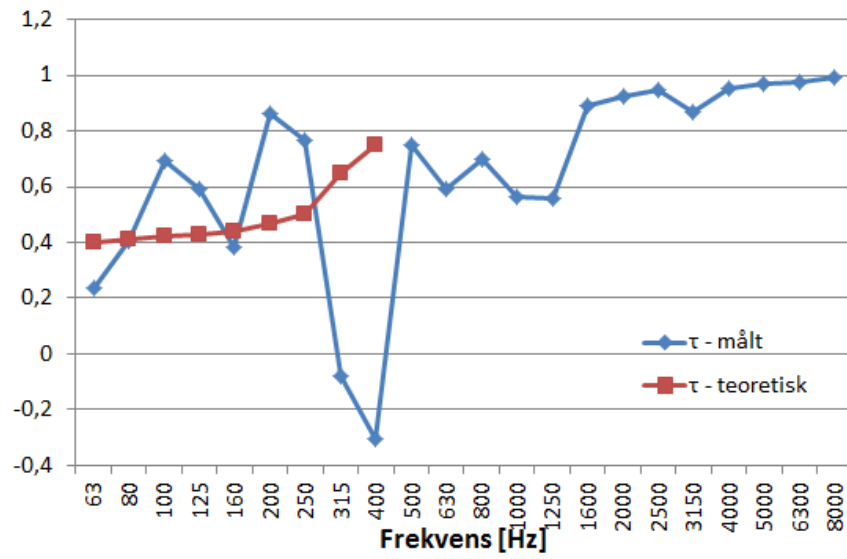
Figur 6.1: Total nivåreduksjon L_{Δ} i avgreningen. Sammensatt av målinger med to kilder.

τ endres med frekvens for forskjellige tverrsnittsforhold. Dessverre er denne simuleringen kun gjort opp til første resonansfrekvens som for hovedløpet, i dette forsøket er på 500 Hz som vist i tabell 6.1. Overføringskonstanten for lydeffekten er regnet ut for måleresultatene og er presentert i figur 6.2 for sammenligning med teorien. I omregningen er det ikke tatt hensyn til at noe av lyden vil bli reflektert på grunn av impedansendringer ved avgreningen. Sammenlignet viser den teoretiske og målte overføringskonstanten sammen stigende tendens under 500 Hz . Siden målingene er gjort i $1/3$ oktavbånd er de ikke detaljerte nok til å si noe mer om sammenhengen med Tang [17]s teori. Derimot kan det ses at de laveste frekvensene vil i stor grad følge avgreningen og ut i rommet. I denne figuren vises dog enda bedre at bølger med høy frekvens følger hovedløpet da overføringskonstanten går mot $\tau = 1$ for de høyeste frekvensene.

Tabell 6.2: Nivåreduksjon for lydeffekt i sidekanalen

Frekvens [Hz]	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
Reduksjon L_{Δ} [dB]	4,8	8,7	11,0	8,6	9,0	16,1	18,2	22,9

Tabell 6.2 viser nivåreduksjonen regnet om til oktavbånd. En ny beregningmetode for nivåreduksjon i sidekanaler kan derfor foreslås. For frekvenser under Stampes grense beholdes dagens teori men over kan reduksjonen økes med et fast intervall. Et eksempel kan være 3 dB/oktav eller 6 dB/oktav . Om luftstrømmen fortsetter i

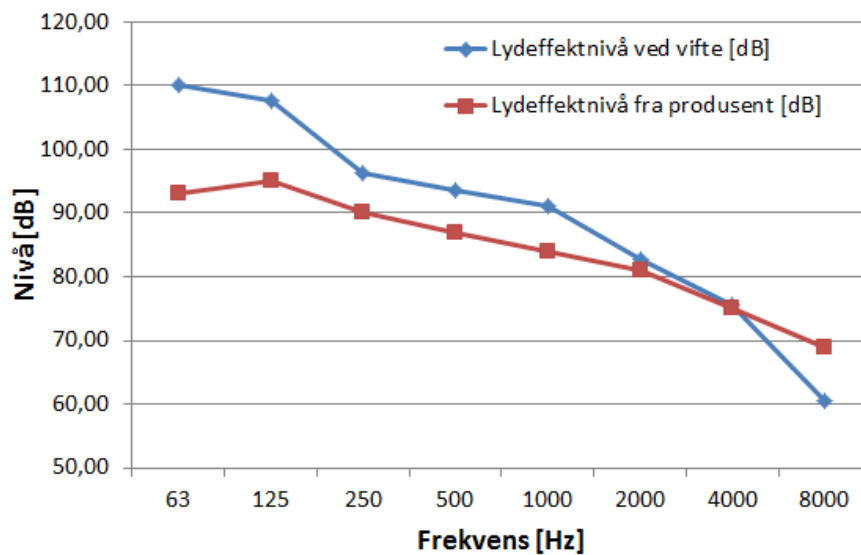


Figur 6.2: Overføringskonstant for lydeffekt τ i hovedløpet. For sammenligning med figur 2.4.

Samme hovedkanal til andre ventiler og rom vil ikke lydeffekten reduseres nevneverdig i ved avgrensingen for hovedkanalen.

6.2 Lydeffekt fra vifte og systemeffekt

Lydeffekten rett ved viften ble målt for å kunne sammenligne med oppgitte effektnivåer fra produsenten og si noe om viftens systemeffekt. Resultatene fra målingen kan ses i figur 5.8. Det kommer klart fram at viften produserer det meste av støyen sin i det lave registeret som forventet og at støyen synker etter hvert som frekvensen øker. Høyfrekvent støy i ventilasjonssystemet kan i hovedsak derfor sies å skyldes strømnings-generert støy fra luftstrømmen.



Figur 6.3: Målt og oppgitt lydeffektnivå for viften.

Målingene viser veldig høye nivåer fra viften, også etter lyddemperen. Figur 6.3 viser resultatene for målingen i 1/1-oktavnband. $98dB$ i $63Hz$ båndet etter lyddemperen og en avgrening gir opp mot $110dB$ ved viften. Fra samme figur går det også klart fram at for høyere frekvenser sammenfaller målingene godt med produsentens oppgitte tall. Hva denne store forskjellen i de lavere båndene skyldes er vanskelig å si direkte. For å spare plass blir lyddempere, spjeld og avgreninger montert rett etter viften. Lyddemperen for den aktuelle viften står plassert rett etter viften, før en avgrening videre ned i bygget. Dette gjør at lyden ikke før etablert seg som en planbølge som vist i figur 2.2, før den fordeles videre i ventilasjonsanlegget. Litteratursøket ga ingen formler eller teori som kunne underbygge hva som skjer ved viften.

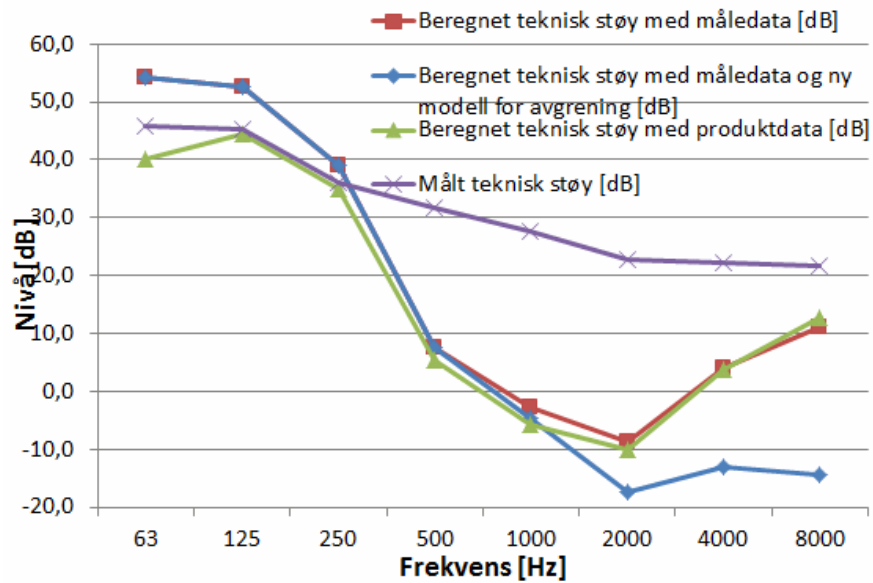
Spjeldet som er montert ved avgreningen vil også påvirke resultatene. Men som tabell 5.1 viser, vil den store forskjellen i lydeffekt ved viften og spjeldet gjøre at spjeldet kun bidrar med $0,4dB$ på det meste ved målestedet. I de lavere frekvensene vil det på målestedet i være støy fra viften som dominerer helt.

6.3 Teknisk støy

Teknisk støy fra ventilasjonsanlegget er både målt i henhold til gjeldende standard og beregnet. Beregnet støybelastning i rommet er i utgangspunktet funnet fra oppgitte data fra produsenten av utstyret og teorien beskrevet i Byggforsk-Byggdetaljer [1]. Tidligere er denne metoden funnet til å tilnærme seg målte nivåer godt, se både [4] og [8]. I tabell 5.4 vises resultatene for oktavbånd hvor begge viftene og spjeld er tatt med som støykilder. Dette gir en beregnet støybelastning på 31dBA som er godt under gjeldende krav for teknisk støy i undervisningslokaler. Tallet er antagelig noe optimistisk, spesielt med tanke på de negative nivåene ved 1000Hz og 2000Hz . De lave nivåene i det midtre og høye frekvensspekteret skyldes at viften støyer mest i ved lave frekvenser mens lydtemperne virker best høyere oppe i frekvens. Samtidig er det brukt verdier for nivåreduksjonen i avgrensningene som er like for hele spekteret. Tidligere er dette vist og ikke stemme, spesielt for høye frekvenser.

Ut i fra målingene er det også vist at lydeffekten fra viften oppgitt av produsenten ikke harmonerer med målte verdier. Om en da i stedet bruker de målte lydeffektnivåene ved viften, tabell 5.1, i stedet for de oppgitte blir de beregnede verdiene noe helt annet. I og med at det ikke er gjort noen målinger på fralufts viften ble verdiene for denne ikke endret. Tabell 5.5 viser beregnet støybelastning med de målte tallene satt inn ved målestedet. Med 38dBA er dette en stor endring fra tidligere. Her også er nivåene negative for de samme båndene og den store endringen i støybelastning skyldes den store forskjellen ved lave frekvenser. Om den foreslåtte modellen for nivåreduksjon legges inn i beregningene ses det at det ikke skjer mye i de laveste frekvensen. Figur 6.4 viser at den forskjellen kun blir i de høyeste frekvensene og at den A-veide verdien ikke endres.

Støyen fra ventilasjonsanlegget ble målt i målerommet. Målingene ble gjort med tilluft- og fralufts vifte i gang og avslått ved bestemmelse av bakgrunnsstøyen. Måleresultatene i tabell 5.3 viser en støybelastning på 35dBA . Sammenlignet med beregningene ligger dette midt i mellom de to beregnede verdiene, se figur 6.4. Optimalt sett bør de beregnede verdiene ligge i nærheten av de målte. Om dette ikke er tilfelle, bør de teoretiske være høyere enn målte verdier slik at en ikke kommer ut med høyere nivåer i rommet en planlagt. Dette oppnås ved bruk av måldata men ikke ved bruk av rene produsentdata. Ser en mer grundig på målingene følger de beregnede og målte verdiene sammen tendens med høy lavfrekvent støy og synkende nivåer ettersom frekvensen øker. Riktig nok synker ikke de målte nivåene så lavt som de beregnede. I de laveste båndene ser vi at de målte verdiene legger seg midt i mellom de to eksemplene på beregnet støy. Dette indikerer at viften og komponenter i ventilasjonsanlegget bråker mer eller demper ikke nok i henhold til det som er oppgitt. Det går derimot ikke å generalisere dette og selv om resultatene viser det i dette bygget, kan det være andre tilfeller i andre bygg. Målingene av teknisk støy er gjort ved tre posisjoner med forskjellig avstand til nærmeste ventil. Beregningene gir et mål for



Figur 6.4: Sammenligning av beregnet og målt teknisk støy i målerommet.

lydnivåene ved en meters avstand. De kunne vært tilpasset måleposisjonen bedre og antagelig gitt mindre forskjell mellom målt og beregnet støynivå.

Som det vises av måleresultatene for den tekniske støyen, er denne lav. I det vedlagte regnearket vises resultatene for 1/3-oktavnband i flere måleposisjoner. Det kommer klar fram at støyen i rommet med avslått ventilasjon ikke er mye lavere enn med den i gang. Derfor er de resultatene korrigert etter målestandardens retningslinjer. Dette viser at det er flere støykilder som bidrar i et rom og at ventilasjons i hovedsak bidrar mest i de lave frekvensene for det aktuelle rommet. Andre støykilder som lysarmaturer, datamaskiner og eksterne støykilder var i drift under målingene. Det skal heller ikke utelukkes at andre ventilasjonsvifter bidrar til det totale støybildet gjennom lydoverføring i vegger og tak. Huset var utstyrt med en ekstra vifte for verksted som ikke kunne slås av under målingene.

6.4 Målefeil

Måling av intensitet med p-p probe forutsetter i utgangspunktet vindstille forhold ellers vil det innføres en målefeil. Holdes vindhastigheten under $0,05 \cdot c \approx 17m/s$ kan derimot denne feilen ses bort i fra. I ventilasjonssystemer bør vindhastigheten ikke overstige $10m/s$ i hovedkanalene for og ikke skape for mye støy ute i bygget [1]. Under denne målingen ble ikke vindhastigheten målt men det antas at vindhastighetene er godt under kravet slik at målingene er gyldig. Det må allikevel tas med at vindhastigheten kan ha påvirket målingene nærmest viften.

Med viften i gang vil måleresultatene for de fleste frekvenser ha en feil mindre enn $1dB$ da forutsetningen $L_D > F_2$ med feilfaktor indikatoren $K = 10$ (grad 1 og 2) er oppfylt. Dette vises også i figur 5.7 hvor målt lydintensitetsnivå ikke er mer enn $7dB$ over rest intensitet, som settes krav i [6]. Tilsvarende figurer er presentert for alle målingene gjort i oppgaven i resultatkapittelet. Over $2000Hz$ kan det derfor være litt større målefeil enn for de lavfrekvente. Dette gjelder spesielt ved målingene før og etter avgreningen. Resultatene for frekvenser fra og med $5000Hz$ kan ses på som veiledende da de to avstandene mellom probene ikke gir gode nok resultater for disse frekvensene. Der hvor det sammenlignes målte resultater med beregninger er derfor de usikre resultatene markert med parentes.

På grunn av den store støygenereringen og usikkerhet rundt måleresultatene i de høyere frekvensene, ble det målingen med generert støy som lydkilde gjort. Her oppfyller alle frekvenser kravet og resultatene har en feil mindre enn $1dB$. Tall for L_D og F_2 er vedlagt i regnearkene der det er gjort målinger.

7 Konklusjon

Dagens beregningsmetoder for støy fra et ventilasjonsanlegg ser på lydeffekt fra viften, hvordan denne dempes utover i anlegget og gir det totale bidraget til byggets tekniske støy. Produsentenes data for viftens lydeffekt blir brukt som utgangspunkt. Målinger gjort ved viften viser at de oppgitte dataene ikke stemmer når viften er montert i et kanalsystem. Flere punkter forårsaker økningen i nivå som viftens systemeffekt og hvordan elementer som lydempere, fordelinger og spjeld er plassert etter viften. Lydbølgene og luftstrømmen bør ha en avstand til å etablere seg som en plan front før luftstrømmen fordeles videre i bygget. Trykkfallet som oppstår kan kun kompenseres med høyere turtall på viften som igjen øker støyen, spesielt i de laveste frekvensbåndene. Det er også verdt å merke seg at viften har en avtagende støyprofil med høyt nivå i lavere frekvenser mens lydempene montert i anlegget demper best ved høyere frekvenser.

Flere av modellene i beregningen er basert på erfaringer og målinger men i hovedsak tas det ikke hensyn til frekvensavhengighet. Spesielt gjelder det for avgrensninger fra større til mindre kanaler hvor luften fordeles til flere deler av rommet. I oppgaven er det sett på hvordan lyden oppfører før og etter slike avgrensninger. Resultatene viser at lydeffektens nivåreduksjon i avgrensningen følger teorien godt i lave frekvenser som antatt. Med viften i gang vil luftstrømmen produsere støy i det den beveger seg over elementer og gjennom kanaler. Det kommer klart fram fra målingene, og gjorde det nødvendig å finne ut hvordan lyden oppfører seg uten denne støyen. En høyttaler erstattet derfor viften som støykilde. Under målingene med høyttaler viser det seg at lyden vil oppføre seg som forventet, men vil for høyere frekvenser ikke forgrene seg. I teorien ble det forslått at for bølgelengder under halve kanaldiameteren vil følge hovedkanalen som stemmer bra med måleresultatene. En ny modell for nivåreduksjonen kan dermed foreslås ut i fra resultatene selv om det må gjøres større og bedre undersøkelser før den kan ta over. Ved frekvenser med bølgelengde mindre enn $0,5 \cdot D$ beholdes nåværende modell mens for høyere frekvenser økes reduksjonen med et fast intervall for hver oktav.

Målinger gjort i målerommet viser at ventilasjonsstøyen i hovedsak påvirker den totale støyen i rommet ved de laveste frekvensene. Samtidig er det vist at høyfrekvent støy vil følge hovedkanalen. Derfor er det rimelig og anta at høyfrekvent støy fra ventilasjonssystemet stammer fra de nærmeste elementene til rommet, i hovedsak ventilen. For å få en god oversikt av det totale støybildet er det viktig å ta med all støygenerering fra viften til ventil. Og basere seg kun på oppgitte data kan beregningene underestimere støybidrag fra ventilasjonen. En måling av lydeffekten etter viften vil gi et bedre resultat i beregningene. Det kan derfor anbefales å gjøre en slik måling etter ventilasjonsanlegget er satt i drift og oppdatere beregningene.

Videre bør det ses mer nøyaktig på systemeffekten og hvordan denne øker viftens lydeffekt. Til beregningene kunne det vært lagt inn en økning i nivåer om viften ikke

monteres slik at lydbølgene kan bli plane. Samtidig bør det ses mer på hvordan lyden oppfører seg ved avgreninger selv om målingene her gir en god pekepinn for de aktuelle kanaldiameterne. Simuleringer av ulike kanaler, store, små, sirkulære og rektangulære kan utføres og sammenlignes med målinger. På den måten kan modellen foreslått her bekreftes eller avkreftes.

Referanser

- [1] Byggforsk-Byggdetaljer. 552.306. støy i rom fra ventilasjonsanlegg. *Byggforsk Kunnskapssystemer*, 1998.
- [2] Byggforsk-Byggdetaljer. 552.335. prosjektering av energieffektive ventilasjonsanlegg. *Byggforsk Kunnskapssystemer*, 2000.
- [3] Byggforsk-Byggdetaljer. 552.308. viftestøy og energiforbruk til vifter. *Byggforsk Kunnskapssystemer*, 2002.
- [4] Petter Holager Eriksen. Støy fra ventilasjonsanlegg i bygninger, 2009. URL <http://urn.kb.se/resolve?urn=urn:nbn:no:ntnu:diva-7027>.
- [5] Lawrence E. Kinsler. *Fundamentals of acoustics*. Wiley, New York, 4th edition, 2000.
- [6] Brüel & Kjær. Sound intensity, 1993. URL <http://www.engr.sjsu.edu/bjfurman/courses/ME120/me120pdf/SoundIntensity.pdf>. Besøkt: 02.05.2013.
- [7] Brüel & Kjær. Product data, sound intensity calibrator type 3541a, 2012.
- [8] Beate Myrstad. Sammenligning av måling og beregning av støy fra ventilasjonsanlegg, 2011. URL <http://urn.kb.se/resolve?urn=urn:nbn:no:ntnu:diva-14445>.
- [9] Henry Nyman og Sören Danielsson. *Ljuddimensionering av ventilationssystem*. T / Byggforskningsrådet. Byggforskningsrådet, Stockholm, 1998.
- [10] Indian Institute of Technology Roorkee. Sound in ducts. URL <http://www.iitr.ac.in/outreach/web/CIRCIS/UG/FSV/Sound%20in%20Ducts.pdf>. Besøkt: 20.05.2013.
- [11] Ole B. Stampe, Anne Hesselgren, Dansk Varme og Klimateknisk Selskab, og Norsk VVS energi-og miljøteknisk forening. *Lyd i VVS-anlæg*. Skarland Press, Oslo, 1998.
- [12] Norsk Standard. Akustikk - bestemmelse av lydeffektnivå for støykilder ved bruk av lydintensitet - del 2: Sveipemetode (iso 9614-2:1996), 1996. URL <http://www.standard.no/no/Sok-og-kjop/produktkatalogen/Produktpresentasjon/?ProductID=145816>.

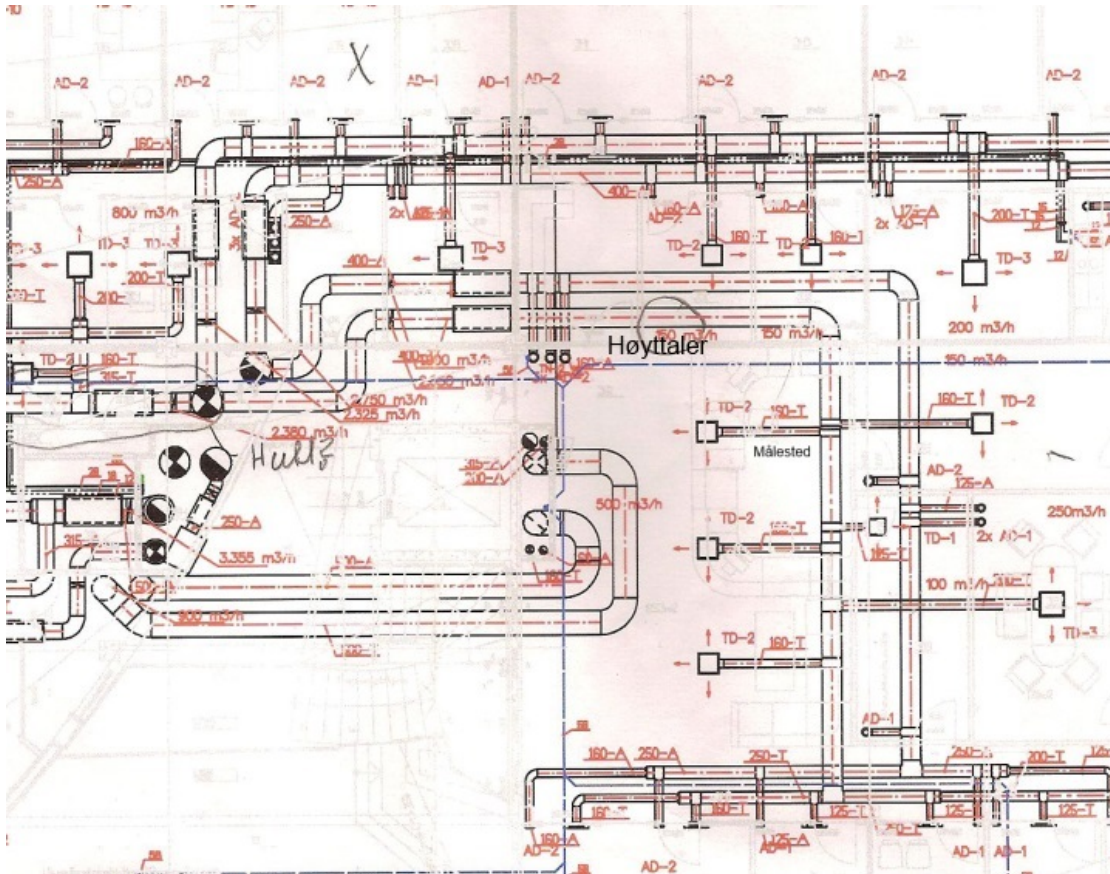
- [13] Norsk Standard. Akustikk - måling av lydtryknivå fra tekniske installasjoner i bygninger - teknisk metode (iso16032:2004), 2004. URL <http://www.standard.no/no/Sok-og-kjop/produktkatalogen/Produktpresentasjon/?ProductID=144282>.
- [14] Norsk Standard. Akustikk - måling av romakustiske parametre - del 2: Etterklangstid i vanlige rom (iso 3382-2:2008), 2008. URL <http://www.standard.no/no/Sok-og-kjop/produktkatalogen/Produktpresentasjon/?ProductID=369650>.
- [15] Norsk Standard. Akustikk - bestemmelse av avgitt lydeffekt til en kanal fra vifter og liknende luftbehandlingsutstyr - kanalmålemetode (iso5136:2009), 2009. URL <http://www.standard.no/no/Sok-og-kjop/produktkatalogen/Produktpresentasjon/?ProductID=401607>.
- [16] Norsk Standard. Akustikk - bestemmelse av lydeffektnivå for støykilder ved bruk av lydintensitet - del 1: Punktmåling (iso 9614-1:1993), 2009. URL <http://www.standard.no/no/Sok-og-kjop/produktkatalogen/Produktpresentasjon/?ProductID=401614>.
- [17] S. K. Tang. Sound transmission characteristics of tee-junctions and the associated length corrections. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 115(1): 218–227, 2004. URL <http://dx.doi.org/10.1121/1.1631830>.
- [18] István L. Vér og Leo L. Beranek. *Noise and vibration control engineering : principles and applications*. Wiley, Hoboken, N.J., 2nd edition, 2006.

A Vedlegg: Datafiler

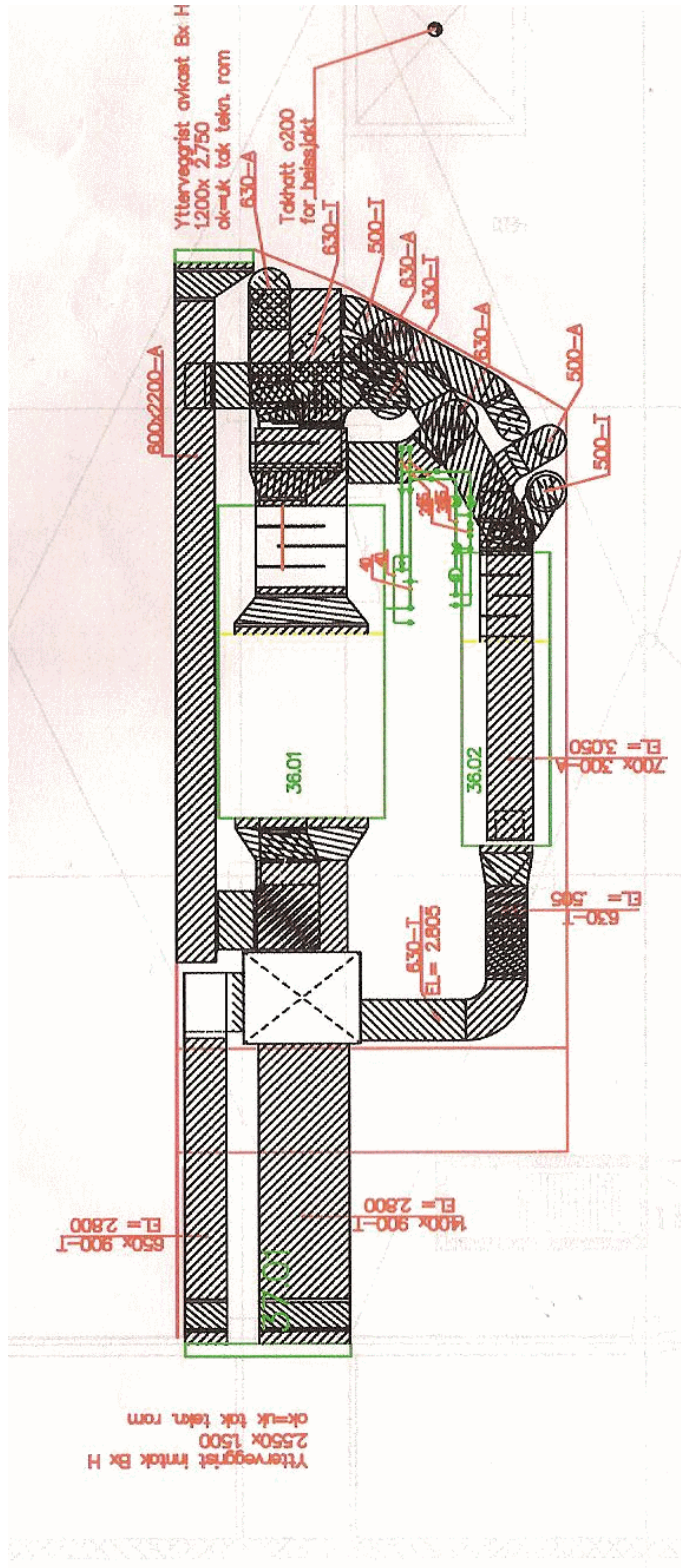
Beregningene gjort i oppgavene ligger vedlagt som regneark i filen *vedlegg.zip*. Pakk ut denne å legg den i samme mappe som denne rapporten. Filene vil åpnes ved å klikke på filnavnene i listen under.

1. Målinger vifte.xlsx: Inneholder målinger og beregninger gjort i ventilasjonsanlegget med viften i gang.
2. Målinger høyttaler.xlsx: Inneholder målinger og beregninger gjort i ventilasjonsanlegget med høyttaler som kile.
3. Målinger teknisk støy.xlsx: Inneholder målinger og beregninger for å finne teknisk støy i målerommet.
4. Beregninger av støy produktdata.xlsx: Inneholder beregninger av støy fra ventilasjonsanlegget i målerommet med produktdata.
5. Beregninger av støy med måldata.xlsx: Inneholder beregninger av støy fra ventilasjonsanlegget i målerommet med produktdata og måldata for utvalgte elementer.
6. Beregninger av støy med måldata og ny avgrensing.xlsx: Inneholder beregninger av støy fra ventilasjonsanlegget i målerommet med produktdata, måldata for utvalgte elementer og ny modell for avgrensing.

B Vedlegg: Ventilasjonstegninger

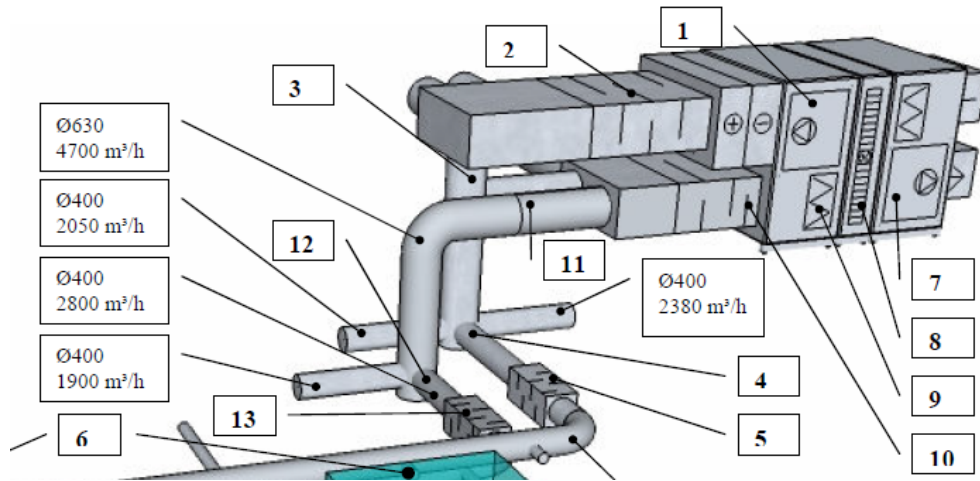


Figur B.1: Ventilasjonstegning 3. etasje Produktdesign.



Figur B.2: Ventilasjonstegning 4. etasje Produktdesign.


C Vedlegg: Lydnivåer fra produsent



Figur C.1: Skisse av ventilasjonssystemet i Designbygget. Hentet fra [4].

Tabell C.1: Komponenter i ventilasjonssystemet, Designbygget. Hovedsaklig hentet fra [4].

Komponent	Beskrivelse	dB											
		H_z	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k			
Tilluft													
Vifte	Nicotra RDZ 560	L_W	93	95	90	87	84	81	75	69			
Lyddemper	Stifab Farex PZGa 03LJ11 1400x1100x1250	L_W	2	2	-	-	-	-	-	-			
Spjeld	Stifab Farex CRPc 1-630	L_D	8	15	21	33	36	31	23	17			
Spjeld	Stifab Farex CRPc 1-400	L_W	51	51	42	42	41	37	30	7			
Lyddemper	Europair ECL 400-900	L_W	45	45	36	32	31	26	18	12			
Ventil	Stifab Farex VDYc	L_D	9	6	9	25	35	37	30	7			
		L_W	13	13	17	13	12	7	-	-			
		L_D	18	13	7	10	4	4	5	6			
Avtrekk		H_z	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k			
Vifte	Nicotra RDZ 560												
Varmeveksler	Roterende varmeveksler	L_W	91	93	88	85	82	79	73	67			
Filter	EU-7/F7												
Spjeld	Stifab Farex CRPc 1-630	L_W	41	41	32	32	31	27	20	12			
Spjeld	Stifab Farex CRPc 1-400	L_W	51	51	42	38	37	32	24	18			
Ventil	Auranor KSO	L_W	26	24	25	24	25	18	14	1			
	(antar midtstilt åpning)	L_D	19	14	12	11	11	14	5	7			

NTNU	<h1>Kartlegging av risikofylt aktivitet</h1>			Utarbeidet av	Nummer	Dato
				HMS-avd.	HMSRV2601	22.03.2011
HMS	Godkjent av	Side	Erstatter			
	Rektor	1 av 2	01.12.2006			

Enhet:

Måling intensitet i ventilasjonslinje

26.05.2013

Linjeleder: (ansv. veileder, faglig ansvarlig)

Faglærer Anders Homb (BAT)

Deltakere ved kartleggingen (m/ funksjon):

(Ansv. veileder, student, evt. medveiledere, evt. andre m. kompetanse)

Anders Homb (faglærer), Magnus Johnsen (student)

Kort beskrivelse av hovedaktivitet/hovedprosess:

Masteroppgave student Magnus Johnsen. Støy fra ventilasjonsanlegg i bygninger

Signaturer:

ID nr.	Aktivitet/prosess	Ansvarlig	Eksisterende dokumentasjon	Eksisterende sikringstiltak	Lov, forskrift o.l.	Kommentar
1	Montering av ustyr inne i ventilasjonskanaler	Magnus Johnsen	Ingen	Hansker	Ingen	Ved hulltaking i metallkanaler oppstår skarpe kanter.
2	Måling av lydnivåer	Magnus Johnsen	Ingen	Hørselsvern	T1442 - Retningslinje for behandling av støy i arealplanlegging	Høye nivåer
3						
4						
5						
6						

