

Lavfrekvent ventilasjonsdemper

Torgeir Haugen

Master i kommunikasjonsteknologi
Oppgaven levert: Juni 2011
Hovedveileder: Odd Kr. Pettersen, IET
Biveileder(e): Tor Erik Vigran, IET

Oppgavetekst

Konvensjonelle lydempere for ventilasjonsstøy har liten effekt ved lave frekvenser og mye "rumling" overføres til aktuelle rom. Hensikten med denne oppgaven er å utvikle og teste lydempere basert på resonatorer med mikropalter for å dempe de laveste frekvensene. Ulike parametere skal undersøkes for å optimalisere designet av demperen, og demperene skal testes ved eksperimentelle forsøk og sammenlignes med teoretiske beregninger.

Sammendrag

Støy fra ventilasjonsanlegg inneholder ofte en stor del lave frekvenskomponenter, som er vanskelig å dempe med konvensjonelle lydempere. Dempere som tar slike lave frekvenser er normalt veldig store og plasskrevende, eller dyre og komplekse. Store konvensjonelle lydempere får også et høyt trykkfall på grunn av høy perforeringsgrad. Derfor er det interessant å lage en passiv lydempere som er forholdsvis billig å lage og som ikke tar så stor plass, som samtidig kan dempe de laveste frekvensene. DeAmp AS lager lydempere basert på plater med mikropalter, som kan gi svært god demping ved lave frekvenser. Disse blir forsøkt brukt til å dempe støy i en simulert ventilasjonskanal. Siden disse har lav perforeringsgrad og ikke trenger noe porøst materiale på baksiden av platen slik som demper basert på større perforeringer, skulle disse gi et beskjedent trykkfall samtidig som dempingen er bra. Det fokuseres på å finne en optimal design av demperen og mikropalteplaten, og det forsøkes å kombinere demperen med en pod inne i kanalen, for å gi tilleggsdemping. Platene blir også forsøkt brukt uten hulrom bak, og da undersøkes det hvor stor lydempingen er fra rommet og inn i kanalen. Både transmisjonstapet og innskuddsdempingen måles, samt trykkfallet. Alle målinger utenom trykkfall sammenlignes med beregninger. Alle demperene gir svært god demping i frekvensområdet 100 - 1000 Hz, opp til 35 dB, og kombinert med en hard pod opp til 50 dB. For demper med hulrom konkluderes det med at det trengs minst to oppdelinger av hulrommet per meter for å forhindre interferensmønstre. Den åpne demperen gir også god demping, men lydtransmisjonen inn fra rommet der den plasseres vil da være høy, og setter krav til støyen i rommet for å fungere effektivt. Trykkfallet er svært beskjedent, såvidt over en testkanal av samme lengde som demperene, og mye lavere sammenlignet med andre dempere med lignende dimensjoner. Beregningene stemmer ganske bra, men viser for høy demping i de laveste frekvensene.

Forord

Denne rapporten er skrevet i forbindelse med en masteroppgave ved Institutt for Elektronikk og Telekommunikasjon ved NTNU. Masteroppgaven teller 30 studiepoeng, og er gjennomført i det 10. semester. Masteroppgaven er utført i samarbeid med firmaet DeAmp AS, og det er inngått en båndleggesavtale mellom partene. Faglærer ved NTNU er Odd K. Pettersen, med Tor Erik Vigran som veileder. Oppgaven er en videreføring av en prosjektoppgave skrevet semesteret før.

Takk til alle som har vært involvert, spesielt Pettersen og Vigran for uvurderlig hjelp, og verkstedet ved instituttet (v/Tore Berg) for konstruksjon av lydtemperene samt mye annet.

Trondheim, Juni 2011

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Torgeir Haugen', with a stylized, flowing script.

Torgeir Haugen

Innhold

Forord	i
Begrepsavklaringer	ix
1 Innledning	1
1.1 Motivasjon	1
1.2 Målsetting	2
1.3 Tidligere arbeid	3
2 Teori	5
2.1 Generell Teori	5
2.2 Transmisjonstap	7
2.3 Innskuddsdemping	9
2.4 Reduksjonstall	11
2.5 Trykkfall	13
2.6 Beregninger	15
3 Fremgangsmåte	17
3.1 Dempere	17
3.2 Målinger	27
4 Resultat	37
4.1 Dempere med kammer	37
4.2 Åpen demper	49
4.3 Trykkfall	55
5 Konklusjon	57
A Appendix	63
A.1 Oversikt målinger	64
A.2 Etterklangstid klangrom	65
A.3 Standardavvik målinger i rom	66
A.4 Absorpsjonskoeffisienter endetermineringer	67
A.5 Beregningsverdier	69
A.6 Matlab-kode	70

Figurer

2.1	Skisse av demper basert på mikrospalter.	6
2.2	Et typisk kamfilter.	6
2.3	Oversikt over målesetup beskrevet av Salissou.	7
2.4	Skisse av et scenario med åpen demper i vifterom.	11
2.5	Prinsippet bak et pitot-rør	13
3.1	Skisse av demper med oppdelt hulrom.	17
3.2	Beregnet demping med forskjellige hulrom	18
3.3	Sammenligning av spaltebredder og avstander	19
3.4	Bilde av skjõt	19
3.5	Bilder av demper 1	20
3.6	Bilde av demper 1	21
3.7	Ferdig demper 1	21
3.8	Bilder av demper 2	22
3.9	Bilde av demper 2	23
3.10	Ferdig demper 2.	23
3.11	Bilde av åpen plate C	24
3.12	Bilde av podder	25
3.13	Bilder av perforert pod	26
3.14	Bilde av pod i kanal	26
3.15	Bilde av endestykker og festemåte	27
3.16	Oversikt over målesetup for transmisjonstap.	28
3.17	Bilde av måleoppsettet, med demper 2 montert.	28
3.18	Oversikt måleoppsett innskuddsdemping, fra ISO 11691.	29
3.19	Bilde måleoppsett innskuddsdemping.	29
3.20	Mikrofonposisjoner i klangrom	31
3.21	Oversikt måleoppsett for reduksjonstall	32
3.22	Mikrofonposisjoner i senderom	33
3.23	Bilde av manometer og pitotrør.	34
3.24	Pitotrøret plassert i kanalen	35
3.25	Viften plassert ved inngangen til kanalen.	36
4.1	Resultat transmisjonstap og innskuddsdemping	38
4.2	Resultat demper 1 og 2 med plate B og C	39

4.3	Sammenligning perforerte podder	41
4.4	Innskuddsdemping perforert pod	42
4.5	Resultat perforert pod	43
4.6	Innskuddsdemping hard pod	44
4.7	Resultat hard pod	45
4.8	Resultat variable kammeroppdelinger	46
4.9	Test av ytre skall demper 2	47
4.10	Resultat med og uten tette kammervegger	48
4.11	Resultat åpen demper plate C	49
4.12	Resultat åpen demper plate B og C	50
4.13	Åpen plate med perforert pod	51
4.14	Resultat reduksjonstall	52
4.15	Sammenligning reduksjonstall og transmisjonstap	53
4.16	Demping av senderom	54
4.17	Sammenligning mellom statisk og totalt trykkfall.	55
4.18	Trykkfall sammenlignet med andre lydempere	56
A.1	Oversikt over alle målinger	64
A.2	Absorpsjonskoeffisenter for gamle laster	67
A.3	Absorpsjonskoeffisenter for nye laster	68

Tabeller

1.1	Sammenligning av konvensjonelle dempere	1
5.1	Sammenligning mikrosपालtedempere og konvensjonelle lyddempere .	58
A.1	Etterklangstid mottagerrom	65
A.2	Standardavvik for noen målinger i mottagerrom og senderom.	66

Begrepsavklaringer

Aktiv støykansellering	System for å sende ut motfaselyd for å kansellere støy.
Mikroperforering	Begrep brukt om perforeringer under ca. 1 mm.
Mikrospalter	Mikroperforeringer i spalteform
Pod	Et sentrallegeme plassert i en kanal for å dempe støy.
Perforeringsgrad	Andel av det totale arealet som er perforert.
Egenlyd	Uønsket lyd som stammer fra lydtemperen.
Etterklangstid	Tiden det tar før lydtrykksnivået i et roms diffuse felt er sunket med 60 dB.
WinMLS	Program for å foreta akustiske målinger.
Matlab	Program og skriftspråk for å foreta matematiske beregninger.
Winsilence	Program for å beregne demping i kanallyddempere.

Kapittel 1

Innledning

I dette kapittelet forklares motivasjonen bak oppgaven, og hva som gjør problemstillingen aktuell. Det forklares hva som skal gjøres, og det inneholder også en oversikt over tidligere arbeid som er relatert til oppgaven.

1.1 Motivasjon

Lavfrekvent støy fra ventilasjonsanlegg kan være svært sjenerende, og er ofte vanskelig å bli kvitt. Konvensjonelle lydempere fungerer som regel som Helmholtz-resonatorer, hvor en har en perforert plate inn mot kanalen, med et hulrom bak platen som er fylt med porøst materiale. Disse demper ganske dårlig i lave frekvenser, og når de er konstruert for å ta lave frekvenser blir de veldig store og plasskrevende. Se Tabell 1.1 for en sammenligning av lavfrekvensytelsen for noen tradisjonelle dempere fra Industrial Acoustics (fCs) [1] og Lindab (SLU) [2].

Navn	Ø kanal [mm]	lengde [mm]	Ø demper [mm]	Vekt [Kg]	63 [Hz]	125 [Hz]	250 [Hz]	500 [Hz]	1k [Hz]
SLU	200	300	300	4,00	0	2	4	9	19
SLU	200	600	300	7,00	1	3	8	15	28
SLU	200	900	300	10,0	2	4	11	21	37
SLU	200	1200	300	12,0	2	5	14	27	46
fCs	300	900	700	45,0	9	14	24	33	34
fCs	600	900	1000	95,0	8	13	25	32	37

Tabell 1.1: Damping for SLU og fCs med forskjellige dimensjoner.

Demperene blir ganske svære uten at de laveste frekvensene blir dempet noe særlig. En annen måte å dempe lave frekvenser effektivt på er å bruke lydkansellering. Dette er det gjort mye forskning på, se for eksempel doktorgradavhandlingen til Larsson [3], men slike systemer har aldri blitt en skikkelig suksess siden de er dyre å lage og vedlikeholde. De kan dessuten bare dempe et begrenset frekvensområde, og må som regel kombineres med en passiv demper.

Det er derfor interessant å utvikle en passiv demper som har høy demping i lave frekvenser, relativt små dimensjoner og ikke er for dyr og komplisert å lage. Det har lenge vært kjent at resonatorer basert på mikroperforeringer kan brukes i stedet for perforerte dempere med porøst materiale. Disse mikroperforeringene har nok akustisk resistans til å være effektive lydempere kun med bruk av luft i hulrommet bak. [4, 5, 6] Da slipper man unna med et lavere trykkfall, de lager ingen egenlyd, og en slipper å bruke porøse materialer som kan bli degradert, avgi partikler og bli utsatt for bakterier. Mikroperforeringen kan også være svært effektive ved lave frekvenser, men demper ikke et like stort frekvensområde som tradisjonelle dempere. Denne oppgaven vil fokusere på å lage en lydempere som bruker mikroperforeringer til å dempe lave frekvenser, men vil også undersøke og diskutere måter å dempe et bredere spekter på.

Firmaet DeAmp AS utvikler lydempende paneler i ulike materialer, som er perforert med mikrospalter. [7] Disse blir brukt som lydabsorbenter i rom, men i denne oppgaven skal det forsøkes å bruke samme type plate til å lage en lydempere i en simulert ventilasjonskanal. Teorien bak mikrospalter er kjent og kan sammenlignes med vanlige mikroperforeringer. [8] Mikrospalter skjæres ut med laser, og er som regel billigere å lage enn hullperforeringer.

1.2 Målsetting

Formålet med oppgaven er å designe en passiv lydempere basert på mikrospalteplater, for å gi god demping i lave frekvenser under 1000 Hz. Det skal undersøkes effekten av å dele opp mikrospalteplaten og å dele opp hulrommet bak. Det skal måles med en kombinasjon av demper og pod i kanalen, for å dempe et bredere spektrum eller øke dempingen. Det skal også måles på en åpen mikrospalteplate uten hulrom bak, for å undersøke hvilken effekt hulrommet har på dempingen.

Det skal foretas målinger av transmisjonstap i en simulert ventilasjonskanal, bestående av sirkulære kloakkrør med glatte vegger, og en høyttaler som lydkilde. Det skal også måles innskuddsdemping for å måle et bredere spekter, og for å verifisere målingene av transmisjonstap. For måling av innskuddsdemping finnes det en standard, ISO 11691:1995 [9], som kan brukes i stedet for ISO 7235:1991 [10] for målinger uten luftflyt. Nordtest [11] har gjennomført en test av ISO 11691 på tvers av laboratorier, og fant at oppgitt standard avvik for reproduserbarhet, 2 dB, stemte for frekvenser over 100 Hz, men må økes til 4 dB for frekvenser under 100 Hz. Denne ISO-standarden skal følges, med visse unntak hvor målekanalen i teorien ikke oppfyller alle kravene. Målingene gjøres i henhold til ISO 3741 [12].

Trykkfallet gjennom demperen skal måles. For å måle trykkfallet gjennom demperene brukes en vifte med justerbar hastighet, som monteres i starten av kanalen i stedet for høyttaleren. ISO 7235:1991 tar for seg målinger av trykkfall, og det tas hensyn til standarden, men den følges ikke direkte. Til slutt skal alle målinger sammenlignes med beregningsmodeller.

1.3 Tidligere arbeid

Bruk av mikroperforeringer til demping ble først foreslått av Maa. D. Y. [4, 5] Det finnes enorme mengder litteratur om bruk av mikroperforerte absorberer, men det gjelder i hovedsak absorberer i rom, og teorien kan nødvendigvis ikke overføres til bruk i en kanal. Kanaldempere basert på mikroperforeringer er fortsatt et ganske nytt tema, og selv om det blir mer og mer populært finnes det ganske få studier som tar det for seg.

Tilgjengelig forskning på mikroperforerte kanaldempere er utført blant annet av Wu M. Q [6], Liu et.al [13] og Fraunhofer Institute. [14, 15] Undersøkelsene har i stor grad vist seg vellykket, men viser at de ikke egner seg til bredbåndet demping, og at de er dyre å produsere. Wu M. Q. [6] har utledet formler for å beregne demping gjennom mikroperforerte lydempere, og diskuterer betydningen av ulike parametere i design av demperen, basert på både teoretiske og målte verdier. Liu et.al. [13, 16] undersøker blant annet effekten av å dele opp hulrommet bak platen og å bruke hulrom med varierende dybde. Begge deler gir forbedret demping.

En måte å øke frekvensområdet på er å bruke en kombinasjon av to plater som er konfigurert til å dempe forskjellige frekvensområder. Zhang et.al. [17] har utledet en analytisk formel for å beregne tap for et dobbelt lag med mikroperforerte plater, og viser at det kan brukes for å gi bredbåndet demping. Sakamagi et.al. [18] har gjort en numerisk studie på bruk av doble mikroperforerte plater med kun luften mellom platene som hulrom, og har også vist at det gir god bredbåndet demping. Begge studiene handler om panelabsorberer, men det hadde vært meget interessant å overføre prinsippet til kanaldempere. Det kan for eksempel være i form av en pod laget av en mikroperforert plate, plassert inne i et kanalstykke som også er mikroperforert. En annen mulighet er å bruke ytre skall som i en vanlig resonator-demper, men at dette også er mikroperforert. Det ble ikke mulighet for å videreføre denne idèen i dette prosjektet. I stedet blir det eksperimentert med andre typer podder, som en billig og enkel måte å øke frekvensområdet på.

Kapittel 2

Teori

Her presenteres grunnleggende teori for å forstå hvordan demperene fungerer, hvordan målingene ble gjennomført og hva beregningsmodellene er basert på.

2.1 Generell Teori

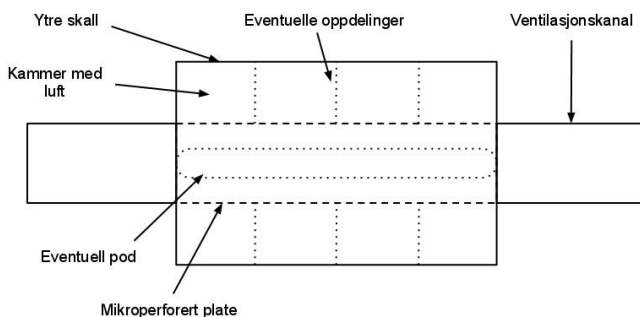
Helmholtz-resonans

Helmholtz-resonans er et fenomen som oppstår når luft strømmer inn i et hulrom, og skaper økt trykk. Når luften strømmer ut igjen vil det strømme ut litt mer enn det kom inn, på grunn av momentet til luften i halsen. Slik vil det fortsette frem og tilbake, med stadig avtagende styrke. Hvilken frekvens resonansen får bestemmes av hulrommets volum og størrelsen på halsen.

Plater med mikrospalter

DeAmp sine lydabsorbenter virker ved å bruke prinsippet bak Helmholtz-resonans. Når innkommende lyd lager overtrykk over mikrosfaltene, tvinges luften gjennom spaltene, og det forekommer viskøse tap mellom spalten og luften [7]. Hvor store tap det blir kommer i hovedsak an på perforeringsgraden, mens hvilke frekvenser som blir dempet bestemmes i hovedsak av størrelsen på spaltene og hulrommet bak.

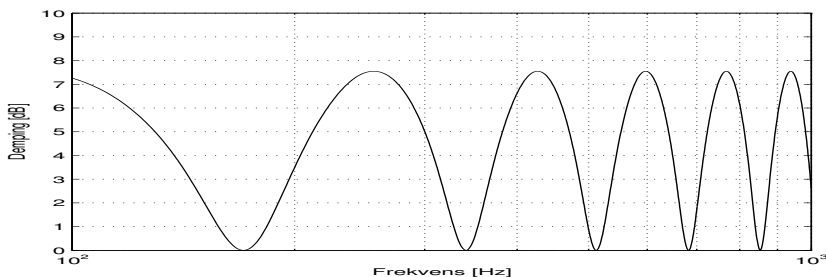
Skisse av demper



Figur 2.1: Skisse av demper basert på mikrospalter.

Slik ser en tenkt demper ut, med mikrospalteplaten formet som en forlengelse av ventilasjonskanalen, og et kammer med luft rundt.

Kamfilter



Figur 2.2: Et typisk kamfilter.

Et kamfilter er et filter hvor et tidsforsinket signal legges til det originale signalet, slik at det dannes konstruktiv og desktruktiv interferens. I akustikken forekommer dette for eksempel ved veggrefleksjoner, hvor det reflekterte signalet legges oppå det originale. I et rør med et ekspansjonskammer vil bølger som blir reflektert ved utgangen, på ny reflekteres ved inngangen, og legges oppå det innkommende signalet. Dermed vil det bli konstruktiv interferens ved multiplum av frekvensen hvor lengden på kammeret er en halv bølgelengde, og amplituden vil øke.

I en demper med mikrospalteplate og et hulrom bak bestående av bare luft, vil en få slike interferensmønstre i hulrommet som vil påvirke dempingen. Det er derfor viktig å kontrollere lengden på hulrommet ved å dele det opp, for å forhindre at dempingen blir ødelagt av slik interferens.

2.2 Transmisjonstap

Transmisjonstap brukes for å beskrive dempingen i lydfellen, og er definert som tapet i akustisk effekt fra den ene siden av lydfellen til den andre:

$$TL = 10 \log \frac{W_i}{W_j} \quad (2.1)$$

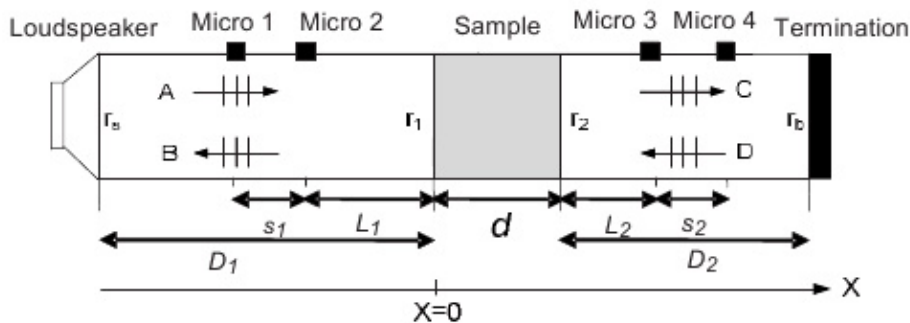
Målinger av transmisjonstap skal gjøres i en simulert ventilasjonskanal, bestående av sirkulære rør med glatte vegger på begge sider av demperen. Det blir kun sett på plane bølger. I sirkulære rør med stive vegger er det kun planbølgen som forplanter seg når frekvensen er under “cut-on” - frekvensen for laveste tverrmode, gitt av radiusen a til røret: [19]

$$f < \frac{1.84c}{2\pi a} \quad (2.2)$$

Målinger foregår som regel med to mikrofoner på hver side av lydfellen. Da vil mikrofonavstanden sette begrensninger for hvilket frekvensområde vi kan se på:

$$\frac{c}{20\Delta x} \leq f \leq \frac{2c}{5\Delta x} \quad (2.3)$$

Tidligere metoder for å måle transmisjonstap på akustiske elementer bruker enten en ekkofri avslutning i enden av målerøret, eller krever at elementet som det måles på er symmetrisk. Salissou & Panneton [20] beskriver derimot en metode



Figur 2.3: Oversikt over målesetup beskrevet av Salissou.

basert på bølgefelt-dekomposisjon og måling med to forskjellige laster, som ikke er avhengig av en symmetrisk lydfelle eller ekkofri avslutning. Den regner eksplisitt ut refleksjonskoeffisientene fra termineringen og fra begge sider av lydtemperen, ved å måle to ganger i hver posisjon, en for hver terminering.

Når en bytter endeterminering vil r_b forandre seg, men r_2 vil forbli uforandret siden røret oppstrøms ikke har forandret seg. Dermed kan man finne alle refleksjonskoeffisientene ved å måle overføringsfunksjonene H_{21} , H_{32} og H_{43} for første terminering, og H'_{21} , H'_{32} og H'_{43} for andre terminering. Transmisjonskoeffisienten er til slutt gitt ved formelen:

$$t = H_{32}(1 - r_2 r_b e^{2jk_0 D_2}) \frac{e^{jk_0 L_1} + r_1 e^{-jk_0 L_1}}{e^{-jk_0 L_2} + r_b e^{jk_0 L_2}} \quad (2.4)$$

For nøyaktige resultater kreves det at absorpsjonsfaktorene for termineringene er tilstrekkelig ulike.

Sinussveip

Sinussveip blir brukt for å måle overføringsfunksjonene mellom mikrofonene. Det er en sinusbølge der frekvensen øker eksponensielt med tiden. Det betyr at tidsavstanden, δt_N , mellom en punktprøve n_0 og et senere punkt med frekvens N ganger høyere enn $s(n_0)$ er konstant:

$$\Delta t_N = T \frac{\ln(N)}{\ln\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)} \quad (2.5)$$

Betydningen av dette er at man kan skille mellom det lineære og det ulineære bidraget til impulsresponsen. Sinussveip er derfor resistant mot distorsjoner i systemet det måles på. En annen betydning av at frekvensen øker eksponensielt er at systemet blir eksitert i lengre perioder ved lave frekvenser. Dermed passer denne måleteknikken bra for lave frekvenser.

2.3 Innskuddsdemping

Innskuddsdemping er forskjellen i lydnivå ved mottageren, med og uten demper installert i kanalen. Det måles ved å la en målekanal munne ut i et klangrom, og måle lydnivået i rommet først med demperen installert i målekanalen, og deretter byttet ut med et kanalstykke med samme lengde som demperen.

Intensitetsmålinger

ISO 3741 beskriver metoder for målinger av lydnivå i klangrom. Den beskriver blant annet formler for å finne tidsintegret lydnivå, gjennomsnittlig lydtrykk og standardavvik. Formel for å finne tidsintegret lydtrykksnivå:

$$L_{p,T} = 10 * \log \left[\frac{\frac{1}{T} \int_{t_1}^{t_2} p^2(t) dt}{p_0^2} \right] dB \quad (2.6)$$

Hvor T er tiden det integreres over, p er det målte instante lydtrykket, og p_0 er 10^{-6} . Formel for gjennomsnittlig lydtrykk over forskjellige posisjoner:

$$L_p = 10 * \log \left[\frac{1}{N_M} \sum_{i=1}^{N_M} 10^{0.1L_{pi}} \right] dB \quad (2.7)$$

Hvor N_M er antall posisjoner, og L_{pi} er lydtrykknivået i posisjon nummer i. Formel for å finne standardavvik i hvert 1/3 oktavbånd for flere målinger:

$$s_M = \sqrt{\sum_{i=1}^{N_{M(pre)}} \frac{[L'_{pi(pre)} - L'_{pm(pre)}]^2}{N_{M(pre)} - 1}} \quad (2.8)$$

Hvor $L'_{pm(pre)}$ er gjennomsnittsverdien av lydtrykknivået.

Diffust felt

Et diffust felt er der hvor lydfeltet i et rom består av så mange refleksjoner at lydenergien er lik over hele feltet. En nedre grense for det diffuse feltet i et rom er gitt av Schröders grensefrekvens

$$f_{schroder} = 2000 \frac{T}{V} \quad (2.9)$$

hvor T er etterklangstiden i rommet og V er volumet. Under denne frekvensen kan man altså ikke anta at lydtrykket er likt i hele rommet, og det gjør det vanskelig å foreta korrekte målinger.

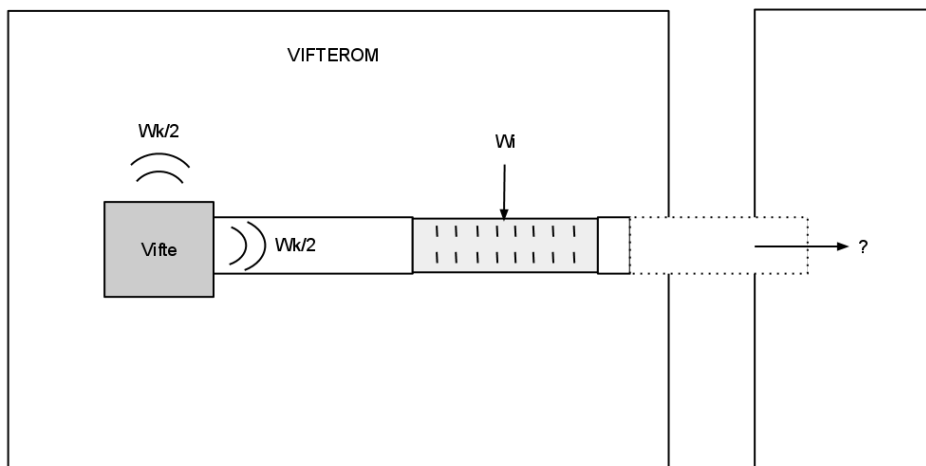
I et rom med diffust lydfelt er sammenhengen mellom effekten fra kilden og lydtrykk i rommet gitt ved

$$L_p = L_w + 10 * \log(4/A) \quad (2.10)$$

gitt at avstanden fra kilden er stor nok til at direktelyden ikke er høyere enn det diffuse feltet.

2.4 Reduksjonstall

I tilfellet med en åpen demper uten kammer rundt, får vi et problem i forhold til et virkelig scenario med demperen installert i et vifterom; nemlig at lyd vil gå inn i kanalen fra rommet (Se figur 2.4). For å finne ut hvor mye av lyden i



Figur 2.4: Skisse av et scenario med åpen demper i vifterom.

rommet som blir transmittert videre i systemet, måles lydnivået i både senderom og mottagerrom. Viss man går ut i fra at effekten som trykker på demperen utenfra kommer fra det diffuse feltet i senderrommet, kan man beskrive effekten som presses på demperen som

$$W_i = L_{pdiffuse} + 10 * \log \left(\frac{S_{demper}}{4\rho c} \right) \quad (2.11)$$

hvor S er arealet av overflaten til demperen. Når en så måler det diffuse feltet i mottagerrommet, finner man effekten ut av kanalen fra formel 2.10. I tillegg går man ut i fra at lyden ikke reflekteres fra den ekkofrie enden, og at refleksjonen fra enden av røret kan tilnærmes som gitt i ISO 5135: [21]

$$\delta L = 10 * \log \left[1 + \left(\frac{c}{4\pi f} \right)^2 * \frac{\Omega}{S} \right] dB \quad (2.12)$$

Da sitter man igjen med et uttrykk for reduksjonstallet mellom senderrommet og kanalen (ikke mottagerrommet!), som forkortet ser slik ut:

$$R_{dB} = L_{ps.r.} + 10\log(S_{demper}) - L_{pm.r.} - 10\log(A) - \delta L \quad (2.13)$$

Hvor $L_{ps.r.}$ er lydtrykknivået i det diffuse feltet i senderrommet, $L_{pm.r.}$ er lydtrykknivået i det diffuse feltet i mottagerrommet og A er dempingen i mottagerrommet.

Demping av senderom

La oss gå ut i fra at demperen plasseres i et støyfullt vifterom, hvor lydeffekten fra vifta er like stor ut i rommet som inn i kanalen. Man setter som tilnærming at vifta bygger opp et diffust felt i rommet som trykker på demperen. Bidraget til lydeffekten i kanalen etter demperen fra rommet er da gitt fra formel 2.10 og 2.11, og settes sammen til

$$L_{Wr} = L_{Wk} + 10\log\left(\frac{4\rho c}{A} * \frac{S_{demper}}{4\rho c}\right) - R_{dB} \quad (2.14)$$

hvor L_{Wk} er effekten i decibel ut fra vifta, S_{demper} er overflatearealet til demperen, A er dempingen i rommet og R_{dB} er reduksjonstallet. Bidraget fra kanalen oppstrøms for demperen er gitt ved

$$L_{Wko} = L_{Wk} - I_{dB} \quad (2.15)$$

hvor I_{dB} er innskuddsdempingen til demperen. Setter vi sammen uttrykkene finner vi et uttrykk for A

$$A = k * S_{demper} * 10^{(I_{dB} - R_{dB})/10} \quad (2.16)$$

hvor k er andel av effekten i kanalen nedstrøms som kommer fra kanalen oppstrøms, i forhold til hvor mye som kommer utenfra. For eksempel vil $k = 2$ bety at lyden utenfra bidrar 3 dB mindre i forhold til kanalen oppstrøms. Når man har bestemt reduksjonstall og innskuddsdemping kan man da komme frem til hvor mye rommet bør dempes for at støyen fra rommet ikke skal transmitteres videre i kanalen.

2.5 Trykkfall

Bernoullis prinsipp

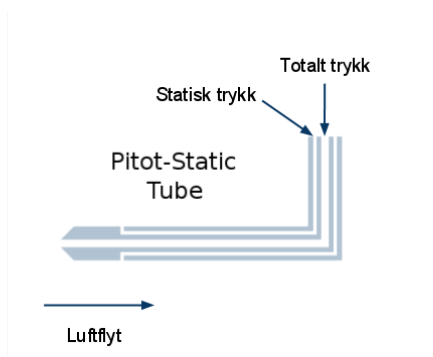
Forenklet sier Bernoullis prinsipp at det totale trykket i en masse er gitt av summen av det statiske og det dynamiske trykket, hvor det dynamiske trykket har en vektor langs flytretningen til massen, og er gitt av farten og massetettheten til volumet:

$$p_{dyn} = \frac{\rho * V^2}{2} = \frac{\rho}{2} \left(\frac{q_v}{S} \right)^2 \quad (2.17)$$

Hvor V er farten, S er arealet av tverrsnittet til røret og q_v er volumhastigheten i kubikkmeter per sekund.

Pitot-statisk rør

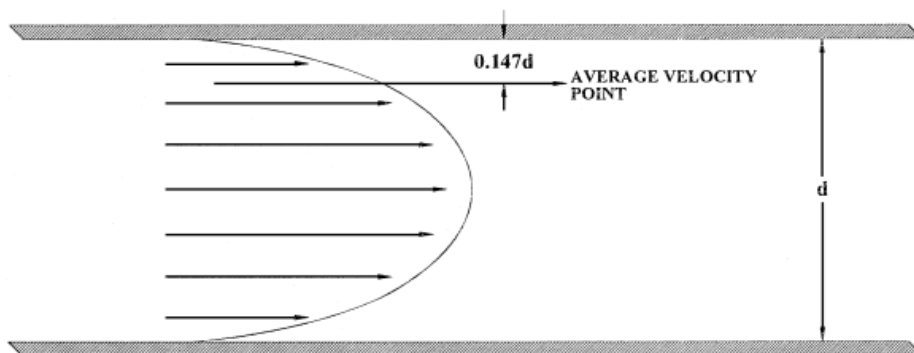
For å måle trykk brukes et pitot-statisk rør, som bruker Bernoullis prinsipp. Det fungerer som vist i figur 2.5. På tuppen av røret inn mot luftflyten danner det seg et stagnasjonspunkt, hvor luften stopper opp og det dynamiske trykket danner et stagnasjonstrykk, som er et annet ord for det totale trykket. På sidene av røret er det hull, og siden luften ikke går på tvers av røret vil en kun måle det statiske trykket her. Dermed kan forskjellen i det totale trykket og det statiske trykket måles for å finne det dynamiske trykket.



Figur 2.5: Prinsippet bak et pitot-rør

Strømningsprofil

Trykket kan måles enten i flere punkter som midles over tverrsnittet til røret, eller måles med pitot-røret plassert i et punkt hvor gjennomsnittshastigheten ligger, slik Klopfenstein anbefaler. [22] Punktet ligger ca. $0.147 \cdot d = 27.6 \text{ mm}$ fra kanten av røret, se figur 2.5. Dette gjelder når luftstrømmen er laminær, som det går ut i fra ved så lave hastigheter som det måles med.



2.6 Beregninger

Beregningene av dempingen til lydtemperene med og uten pod ble gjort med Win-silence 1.0, et program skrevet av T.E.Vigran. For de åpne demperene ble beregningen gjort av Vigran selv. En approksimativ formel for dempingen i en sirkulær kanal med “innvendig kledning” er beskrevet av Frommhold & Mechel [23] :

$$E = \frac{96 + 36jU \pm \sqrt{9216 + 2304jU + 912(jU)^2}}{12 + jU} \quad (2.18)$$

Hvor U er

$$U = R_{kanal} * \left(\frac{2 * \pi * k}{Z_{plate_med_spalter}} \right) \quad (2.19)$$

Den gjelder for lokalt reaktive lag langs røret. I følge Wu [6] stemmer den antagelsen bra når hulrommet bak platen er partisjonert til lengder under en halv bølglengde, slik at lydbølgen ikke forplanter seg på langs. En metode for å kalkulere impedansen i slike spalter er beskrevet av Vigran & Pettersen [24], og baserer seg på en lang spalte i en uendelig plate. Den spesifikke impedansen for en spalte er gitt ved:

$$Z' = j \frac{\rho_0 \omega t}{1 - \frac{\tan(k'b/2)}{k'b/2}} \quad (2.20)$$

Hvor t er tykkelsen på platen, b er bredden på spalten og k' er

$$k' = \sqrt{\frac{\omega \rho_0}{j \mu}} \quad (2.21)$$

Satt sammen med masseimpedansen og perforeringsgraden av platen, samt impedansen til et hulrom bak, får vi den spesifikke impedansen for platen med mikrospalter.

Beregningene bruker formel 2.20 for å finne impedansen til mikrospalteplaten, som sammen med impedansen for platen og luften utenfor settes inn i formel 2.18 for å beregne dempingen. For den åpne demperen ser man på impedansen ut mot luften som om platen er en pulserende sylinder, fra en formel gitt av Mechel. [25] For lydintensitet inn gjennom den åpne demperen fra rommet modelleres hver spalte som en punktkilde, hvor all effekt transporteres mot kanalåpningen. Det er ikke tatt med at lyden utenfra også vil dempes i spaltene på vei mot kanalmunningen på lik linje med lyden i kanalen, så måldataene bør være noe høyere enn beregnet.

Lydfarten er regnet ut fra målt temperatur i rommet, hvor det antas standard lufttrykk.

I beregningene må man vite perforeringsgraden til platen, og da må man vite den effektive spalteavstanden, avstanden om det ikke fantes mellomrom mellom spaltene på tvers. Et enkelt regnestykke for det er å legge sammen lengden på alle spaltene, dele på bredden av platen for å finne hvor mange lengderdet blir, og dele lengden på hele platen på det tallet. For plate B blir dette ca. 64,7 mm, for plate C ca. 43,5 mm.

For Soundtex-duken er det brukt nominell verdi på resistansen 190 Pa.s/m. For polyestermatte målt lateralt er det brukt en resistans på 3.0 kPa.s/m², som tidligere er målt av Vigran. For alle beregninger gjelder dempingen per meter. Dette tilsvarer lengden på mikrospalteplatene, men merk at kanalen i demper 1 blir noe lenger enn resten siden kammerveggene stikker ut mellom platestykkene.

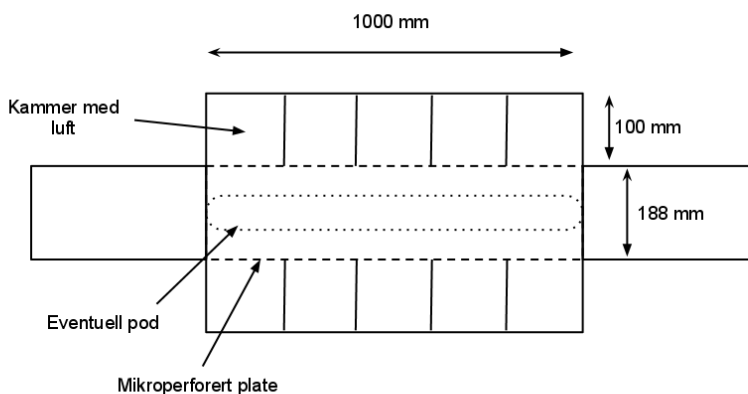
Kapittel 3

Fremgangsmåte

I dette kapitlet beskrives det hvordan demperene ble konstruert, og hvorfor ulike designvalg ble tatt. Deretter følger en gjennomgang av hvordan målingene ble utført.

3.1 Dempere

Skisse av demper

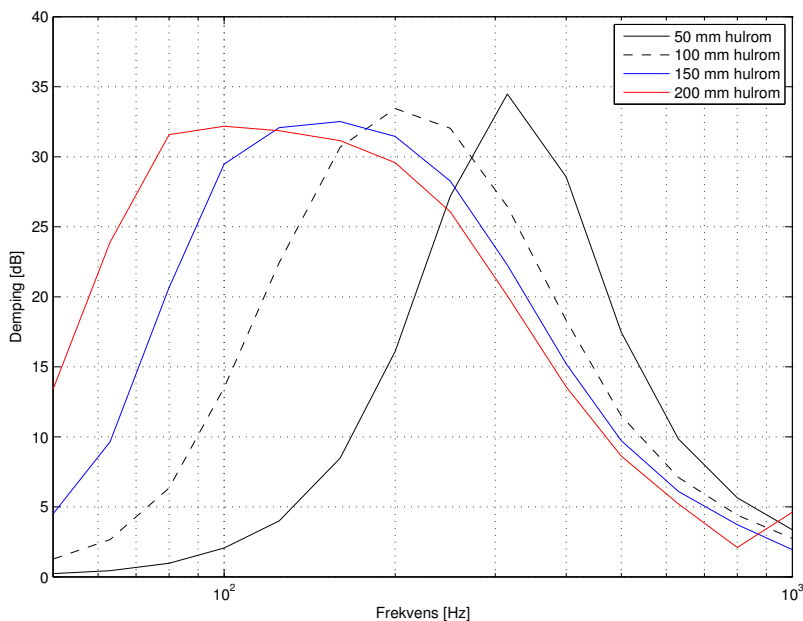


Figur 3.1: Skisse av demper med oppdelt hulrom.

En mulig demperdesign er skissert i figur 3.1. Mikrospalteplaten formes som en forlengelse av kanalen, slik at luften i kanalen går tilnærmet som normalt. Rundt platen er det et større rør, med kun luft mellom platene.

Dimensjonering

Siden hulrommet vil forandre den karakteristiske dempingen til platen, må diame-
teren på kammeret rundt velges med omhu. Jo større diameter, jo lavere frekvenser
vil den resonnere med, men den vil dempe dårligere oppover i frekvens. For å si-
mulere dempingen med forskjellige diametere brukes Winsilence. I figur 3.2 er det
plottet forskjellige størrelser på hulrommet rundt plate B.



Figur 3.2: Beregnet demping med forskjellige hulrom

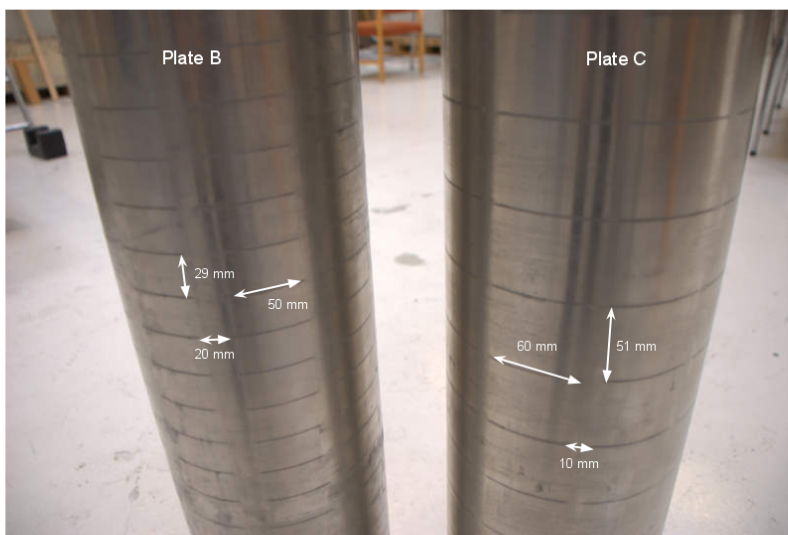
Ser at en hulrommsdybde på 100 mm gir en topp mellom ca. 100-300 Hz med valgte plater. En noe større diameter ville i følge beregningen vært optimalt for å få tatt de laveste frekvensene, og for å få bredest muligst topp, men siden noe av poenget med lydempere er at den ikke skal være for stor, ble 100 mm valgt.

Winsilence forutsetter at luften i hulrommet er et lokalt reaktivt lag, noe som betyr at lyd ikke transmitteres på langs i hulrommet. Dette stemmer åpenbart ikke, og det er derfor nødvendig å dele opp hulrommet for å hindre interferensmønster i hulrommet. Hulrommet deles i utgangspunktet opp i fem like store kammer, 20 mm hver. For å undersøke effekten av oppdelingen og hvor mye det må deles opp, lages det to versjoner av lydempere, hvor den ene kan variere antall kammeroppdelinger.

For å undersøke om det transmitteres langsgående vibrasjoner i platen som ødelegger for dempingen, er mikropalteplaten i ene demperen oppdelt i fem, slik som kammeret utenpå, mens den andre demperen har en hel plate.

Mikrospalteplaten

Demperene er alle basert på mikrospalteplater designet av DeAmp AS, med spalter på 0.2 mm skåret med laser i 1 mm tykke aluminiumsplater. Det ble brukt to ulike plater, med forskjellige lengde på spaltene og lengder mellom hver spalte. Spaltene i ene platen, heretter kalt plate B, er 60 mm breie, har 10 mm mellomrom på tvers og 50 mm mellomrom mellom hver spalterekke, se figur 3.3. Den andre platen, heretter



Figur 3.3: Sammenligning av spaltebredder og avstander

kalt plate C, har spalter som er 50 mm breie, 20 mm mellomrom på tvers og 29 mm mellomrom mellom hver rekke. Platene er dreid til et sirkulært rør med radius på 94mm, som matcher den indre radiusen til målekanalen som det skal måles i. Skjøten er festet sammen med en tynn aluminiumslist som er limt utenpå skjøten. Der platen er skjøtet blir det litt større avstand mellom spaltene enn ellers.



Figur 3.4: Skjøten vises tydelig.

Lyddemper 1: Oppdelt plate

Den første lyddemperen som ble konstruert, består av en mikrospalteplate type B, dreid til et rør med radius på 94 mm, og oppdelt i 5 like lange biter, 199 mm hver. Et ytre, konsentrisk rør med 194 mm radius, også i aluminium, ble delt i like lange deler. Seks treplater, 12 mm tykke, brukes som vegger, og deler opp demperen i kammer. Det ble frest to spor i hver side av treplatene, et for det indre røret og et for det ytre. I hvert spor er det brukt gummilister for å dempe vibrasjoner. For å trykke rørene inn i sporet og å holde alt sammen er det brukt 20 lange skruer, som festes i hjørnene av hver vegg. I kontaktpunktene for skruene er det brukt gummiringer, for også der å hindre vibrasjoner. Slik består demperen av fem separate kammer, uten langsgående komponenter. Treplatene i hver ende er limt



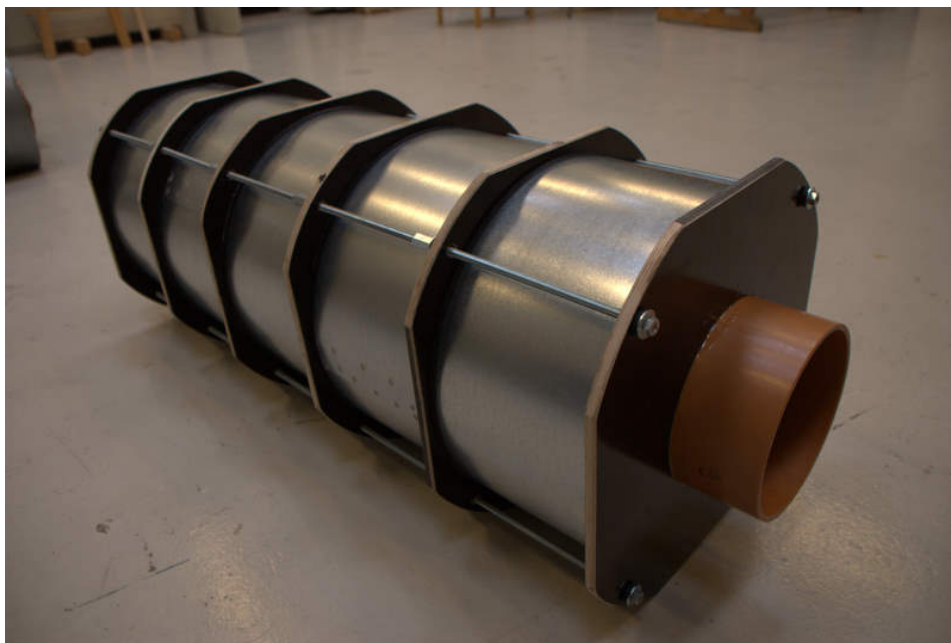
Figur 3.5: T.v. kan en se hvordan hvert kammer ser ut, før demperen er ferdig montert. T.h. ser en tydelig skruene som holder på plass kammerene.

fast i en bit av et kloakkrør, som er limt kant i kant med mikrospalterøret. Dette brukes til å feste demperen til målekanalen.

Fordelen med denne konstruksjonen er at man får forhindre langsgående vibrasjoner i veggene og platen. Ulempen er at veggene stikker ut i kanalen mellom mikrospalteplatene, ca 5 mm inn i kanalen. Dette påvirker dermed lydfeltet i kanalen, men det er trolig neglisjerbart ved lave frekvenser. Lengden av kanalen innvendig i demperen er 1013 mm, fra starten av første mikrospalteplate til slutten av siste.



Figur 3.6: Kan tydelig se veggene stikker ut i kanalen.



Figur 3.7: Demper 1 ferdig konstruert, med 5 kammer.

Lyddemper 2: Hel plate

Den andre lyddemperen ble konstruert med tanke på å kunne sette inn vegger i hulrommet etterhvert, for å variere oppdelingen. Den tar utgangspunkt i et ytre spirallrør i aluminium med 194 mm radius, der sirkulære treplater kan dyttes inn i og trykkes på plass hvor det er ønskelig. Disse treplatene er 15 mm tykke, og har en plastlist langs kanten, som gjør at den kan dras inn i spirallrøret på langs, og presses fast. Veggene har hull i midten som er store nok til at mikrospalteplaten kan



Figur 3.8: Innvendige vegger har en list i kanten, så veggene kan trykkes fast inne i røret. Innvendige vegger ble tettet i midten med stoff, og langs det ytre røret med plastillin. Ytterveggen som er løs bankes på plass.

dras gjennom. Når veggene er på plass føres platen inn i sentrum av demperen. Det brukes både plate B og plate C i demperen. I hver ende av mikrospalterørene er det festet en kloakkrørbit, tilsvarende rør som er brukt som målekanal. Disse brukes til å feste demperen til målekanalen. De to ytre veggene i demperen er festet til disse. Den ene av disse veggene er limt fast til det ytre røret og fjernes aldri, mens det andre tas av når det skal settes inn eller fjernes vegger inne i demperen. For å tette mellomrommet mellom veggene og mikrospalteplaten ble åpningen tettet med et tynt stoff. Mellomrommet til ytterveggen er ikke like stort, men for å undersøke om det var tett nok ble kanten tettet med plastillin.



Figur 3.9: En kloakkrørbit trykkes innpå enden av mikrospalterøret, ved hjelp av et utskjært spor. Deretter føres platen inn gjennom ytterskallet til demperen. Til slutt festes en tilsvarende kloakkrørbit i andre enden av platen.



Figur 3.10: Ferdig demper 2.

Åpen demper



Figur 3.11: Åpen plate C i målekanal. De tynne båndene rundt platen brukt for å holde platen sammen etter liming, og ble fjernet under målingene.

For å undersøke effekten av å ha kammer rundt platen, måles det på platene alene som vist i figur 3.11. Platene som blir brukt er de samme som plasseres inne i demper 2. De festes på samme måte til målekanalen, siden rørbitene i hver ende er festet til mikrospalteplatene, se figur 3.9.

For å forhindre direkte refleksjoner tilbake til demperen, passes det nøye på at avstanden til nærmeste reflekterende flate er lengst mulig når målingene foretas.

Pod

Formålet med å kombinere lydtemperene med en pod er å undersøke enkle måter å øke dempingen på, og å få dempet et mye bredere spektrum. Et sentrallegeme har fordelen med at den kan installeres i en hvilken som helst eksisterende kanal, i motsetning til lydtemperene som må dimensjoneres inn som en del av selve kanalen. Ulempen er at det øker trykktapet. Det ble konstruert to ulike sentrallegemer, en perforert pod med et resistant lag, og en hard pod med glatte vegger. Den perforerte podden er en variant av en konvensjonell lydtemper, hvor perforeringer og et porøst lag bak perforeringene virker som Helmholtz-resonatorer. Det vil si at den har de samme fordelene og ulempene som konvensjonelle lydtemperer, nemlig at de demper bare høyere frekvenser og at de øker trykktapet betraktelig. De har også et porøst materiale som degraderes over tid, som kan ødelegge dempingen og spre partikler ut i systemet. Den harde podden er bare et glatt, tilnærmet massiv rør, og vil trolig ikke øke trykkfallet merkbart. Den perforerte podden er laget av



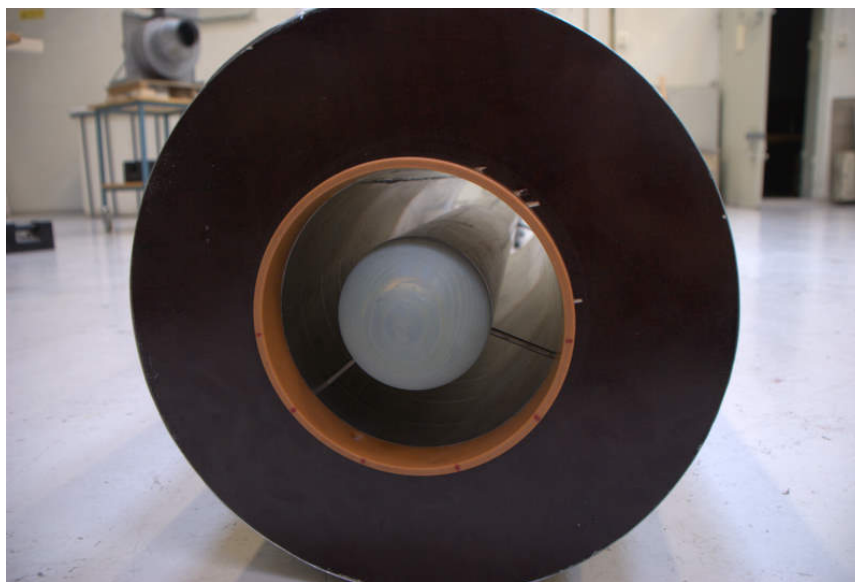
Figur 3.12: Øverst: Perforert pod med Soundtex-duk utenpå. Nederst: Hard pod.

en aluminiumsplate 1 mm tykk, som er perforert med runde hull, 2 mm i diameter. Det er ett hull ca. for hver 25 mm^2 , slik at perforeringsgraden er ca. 12,5 %. Podden er dreid til et rør med ytre diameter 100 mm. I hver ende er den tettet igjen med et trelokk, som presses på plass. Lokket er overflatebehandlet for å gjøre det glatt. For at perforeringene skal gi noe demping, må det legges til et lag som gir høyere resistans bak hullene, altså innvendig i podden. Det prøves ut to forskjellige lag: En tynn duk produsert av firmaet Soundtex, som kan limes fast til platen, og et lydabsorberende polyestermateriale som kan brukes til å fylle podden innvendig. Av praktiske årsaker måtte duken limes fast utenpå podden, noe som muligens ødelegger litt av effekten. Det hvite polyestermaterialet ble skjært ut i runde biter tilsvarende tverrsnittet på podden, og dyttet inn til det fylte hele volumet.



Figur 3.13: T.v. Lokket som presses fast i endene, t.h. polyestermaterialet som dyttes inn i biter til det fyller hele volumet.

Den harde podden er et aluminiumsrør med tykke vegger og ytre diameter 100 mm, som akustisk sett oppfører seg som et massivt legeme. Veggene er glatte, og øker dempingen fordi den tvinger mer av luften ut mot spaltene. Trykkforskjellen som presser lyden inn i spaltene øker dermed. I motsetning til den perforerte podden burde denne ikke gi noe serlig mer bredbåndet demping, men i stedet øke den totale dempingen.



Figur 3.14: Slik ser det ut med hard pod plassert i demper 2.

3.2 Målinger

I denne delen forklares hvilket utstyr som er brukt og hvordan målingene ble foretatt. For verifikasjon av måleoppsettet til transmisjonstap se prosjektoppgaven [26], seksjon 5.1. Basert på testen av måleoppsettet som ble gjort der, ble det laget en forbedret endeterminering ved å erstatte last 2 med en terminering laget i metall, for å få minst mulig absorbering. I tillegg ble den tilnærmet ekkofrie enden forbedret ved å legge til et mer lyddepnende polyestermateriale. Se i appendix figur A.2 for absorpsjonskoeffisienter for termineringene.

Ellers er målemetoden lik som for prosjektoppgaven.

Transmisjonstap

Måleriggen ble konstruert med utgangspunkt i to kloakkrør, en til hver side av det som måles på. Begge har lengde 2 m, indre diameter 188 mm, og tykkelse 12 mm. I den ene enden ble en 6" høyttaler montert ved å skru fast hele høyttalerkassen til røret. Den ble festet så hardt at det er tett langs kanten, og hele høyttalermembranen er inne i røret. I den andre enden ble det festet en av to termineringer. Den ene termineringen ble laget av en rund aluminiumsskive, ca. 15 mm tykk. Den andre ble laget av en rund treplate med en metallstang gjennom. Lag på lag med polyesterstoff ble tredd inn på stangen. Termineringene ble festet til røret med to hengsler, se figur 3.15. Demperen som måles på festes mellom rørene. Den festes med å bruke et aluminiumsbånd som strammer rundt skjøten mellom målerøret og enderøret på demperen. Under aluminiumsbåndet er et gummibånd for å forhindre vibrasjoner.

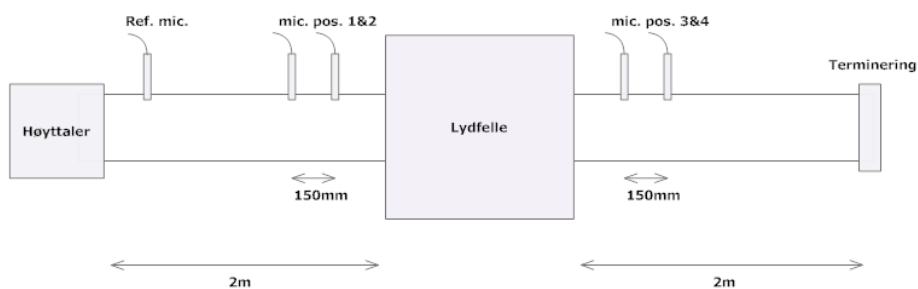


Figur 3.15: T.v: Bilde av endestykkene. Midten: Endestykke montert med hengsler. T.h: Festemetoden.

Fordelen med denne festemetoden er at rørene ikke er direkte i kontakt med hverandre. Det skulle forhåpentligvis være med på å forhindre at lydbølger forplanter seg langs kanalveggen.

Det er ni mikrofonhull, fem i det fremste røret og tre i det bakerste. Slik kan måleavstanden mellom mikrofonene varieres. Avstanden mellom hvert hull er 150 mm. For å unngå nærfeltet til høyttaler og til demperen, ble det valgt 400 mm

avstand til nærmeste mikrofon, som er over to ganger diameteren til kanalen. Kun to mikrofoner ble brukt til målingene, begge BSWA MPA201 frittfeltmikrofoner. De ble plassert i tilpassede mikrofonholdere i røret, slik at de tok opp flush i kanalen. Dummymikrofoner og metallskruer ble brukt til å tette de hullene som ikke var i bruk. Mikrofonene ble koblet til PCen gjennom et to-kanals AXYS D-audio lydkort. Det samme ble forsterkeren, Quad 50E 50 W, som drev høyttaleren. Målinger av impulsresponser ble gjort med WinMLS. En av mikrofonene ble plassert ved referansepunktet, den andre ble flyttet til hver posisjon som det ble målt på. Det ble generert ett sinussveip for hver måleposisjon og for hver terminering. Mikrofonen ble flyttet manuelt hver gang. Impulsresponsen blir lest inn i Matlab, hvor alle utregningene foregår. Matlabbkoden for å beregne transmisjonstapet er skrevet av Tor Erik Vigran og brukes med tillatelse.

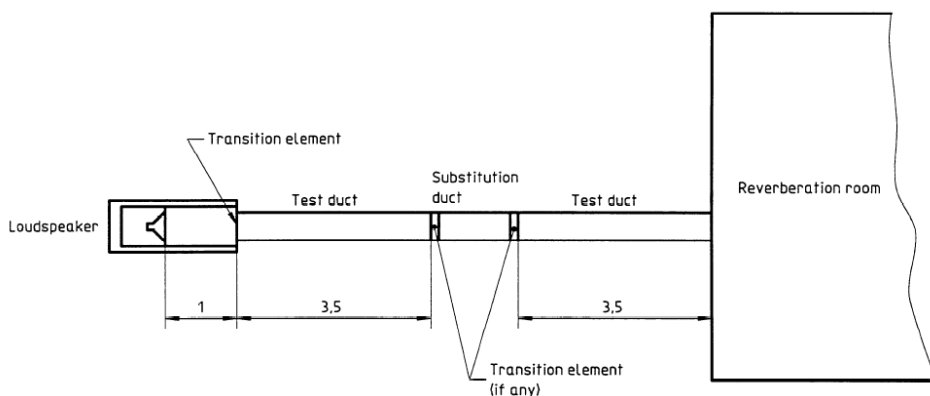


Figur 3.16: Oversikt over målesetup for transmisjonstap.



Figur 3.17: Bilde av måleoppsettet, med demper 2 montert.

Innskuddsdemping



Figur 3.18: Oversikt måleoppsett innskuddsdemping, fra ISO 11691.

Som beskrevet i ISO 11691 består oppsettet av følgende deler: en høyttaler, en testkanal, demperen, en substitusjonskanal, mikrofon(er) og et målerom. Testkanalen og høyttaleren er de samme som ble brukt i transmisjonstapmålingene. Det stilles krav om at høyttaleren skal monteres inne i en egen kanal med lengde 1 meter, og med større radius enn testkanalen, samt at det monteres mineralull bak høyttaleren. Videre er lengdene på testkanalen standardisert til 3,5 meter både foran og bak lydtemperen. Lengden på senderrommet gjorde det måtte kuttes på dimensjonene, og det ble i stedet brukt en testkanal med lengde 2 meter. Høyttaleren ble montert direkte på testkanalen. Selv om dette vil øke vibrasjonene langs veggen av røret, vil det neppe skape store variasjoner siden veggene er såpass stive. Samtidig blir demper og substitusjonskanal festet til målekanalen på samme måte som for transmisjonstapmålingene, med et aluminiumsbånd med gummi under som strammes rundt skjøten, og dette er med på å forhindre langsgående vibrasjoner. Testkanalen går gjennom veggen via et vindu som er fylt med mineralull. Det er



Figur 3.19: T.h. Bilde av senderrommet med demper 1 montert i kanalen. T.v. kanalen som munnar ut i mottagerrom.

en tykk treplate på hver side av veggen som kanalen går igjennom, og treplaten er skrudd fast til veggen. Mellomrommet mellom kanalen og treplaten er tettet med plastillin.

Mottagerrommet er et klangrom som er bygd for å ha lang etterklangstid, og har et volum på ca. 290 m³. Dette oppfyller kravet i ISO 3741 for målinger i området 100-10000 Hz. Et annet krav som stilles er at etterklangstiden må være større enn forholdet mellom romvolumet og det totale flatearealet.

$$T_{60} > \frac{V}{S} \quad (3.1)$$

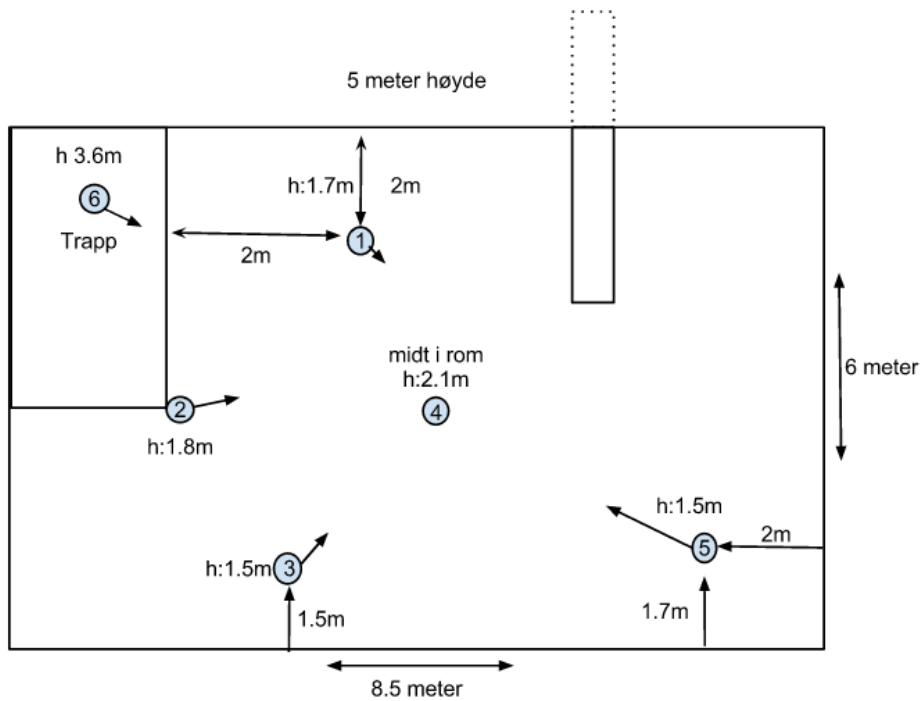
Flatearealet i rommet er 330 m², det betyr at etterklangstiden må være over 0.88 sekund. Ser av A.1 at det er oppfylt for 1/3 oktavbånd i området 100-10000 Hz.

Minimum avstand mellom mikrofonene og støykilden bestemmes også av etterklangstida, med følgende formel:

$$d_{min} = D_1 \sqrt{\frac{V}{T_{60}}} \quad (3.2)$$

Hvor D_1 er 0.08, V er romvolumet og T_{60} etterklangstiden. ISO 3741 anbefaler at D_1 er minst 0.16 for frekvenser under 5000 Hz, og denne anbefalingen er fulgt. Det gir minimum avstand på 0.95 meter for oktavbånd med høyest etterklangstid, og denne avstanden er brukt for alle posisjoner. I tillegg skal minimum avstand til alle overflater i rommet være over 1 meter. Til slutt skal avstanden mellom hver mikrofonposisjon være minst halvparten av bølgelengden til den laveste frekvensen av interesse, som tilsvarer 1.7 meter for 100 Hz. Med disse begrensingene er mikrofonposisjoner valgt som vist i 3.20. Det skal være minimum 6 posisjoner, men det settes krav til at standardavviket mellom posisjonene er mindre enn 1.5 for alle 1/3 oktavbånd fra 100 Hz og oppover. Derfor ble det foretatt beregning av standardavvik for alle målinger, ved bruk av formel 2.8. Standardavviket for noen målinger er oppgitt i tabell A.2. Standardavviket holdt seg under kravet for frekvenser over 100 Hz, og det ble ikke brukt mer enn 6 mikrofonposisjoner. ISO 3741 stiller også krav til bakgrunnsstøy, lufttrykk, luftfuktighet og kalibrering av mikrofoner, men siden det kun er forholdet mellom målinger som er interessant, og ikke absoluttverdier, er ikke dette tatt hensyn til.

Mikrofonen som ble brukt er en Bryl og Kjær frittfeltmikrofon, som er koblet til en mikrofonforsterker. Den stod instillt på gain 40 dB og flat spectrum. Den er igjen koblet til PC via et to-kanals AXYS D-audio lyd kort. Forsterkeren som driver høyttaleren er koblet på det samme lyd kortet, og er av typen Quad 50E50 W. For å gjøre målinger ble WinMLS brukt. Den genererer bredbåndsstøy i et gitt tidsintervall, som blir integrert og FFT blir beregnet for hvert 1/3 oktavbånd. Det ble

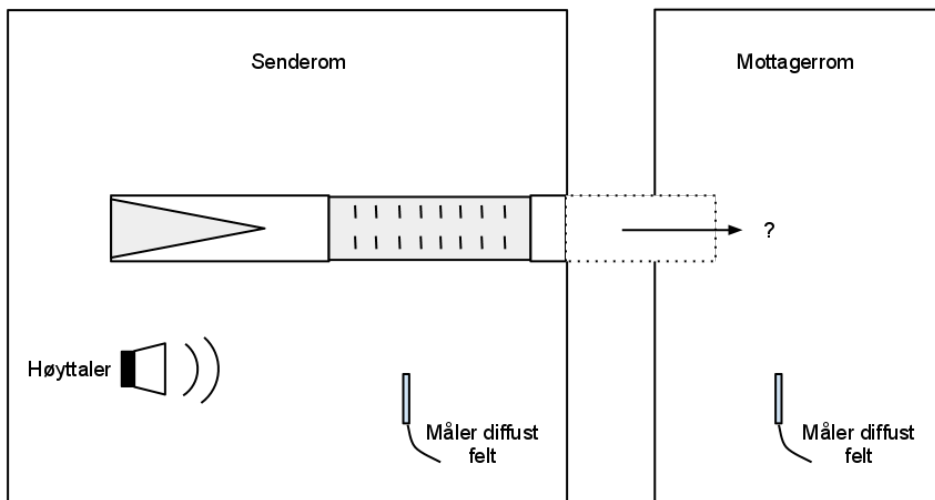


Figur 3.20: Mikrofonposisjoner i klangrom. Pilene indikerer retning på mikrofonen. Mikrofon i midten av rommet peker oppover.

brukt pink noise, tidsintervall på 10 sekund og buildup time på 2 sekund. Output til høyttaleren ble instilt på 0 dB, mens input fra mikrofonen var -53.98 dB. For å regne ut innskuddsdempingen brukes Matlab. Koden er vedlagt i appendix A6. Lydtrykksnivået for en posisjon måles, og målingen lagres. Deretter flyttes mikrofonen til neste posisjon. Når alle 6 målingene er ferdige brukes matlab for å regne ut gjennomsnittet av målingene med formel 2.7. Dette gjøres både når demperen er installert i testkanalen, og når substitusjonskanalen er installert. Forskjellen mellom nivåene i de to tilfellene er da lik innskuddsdempingen.

Reduksjonstall

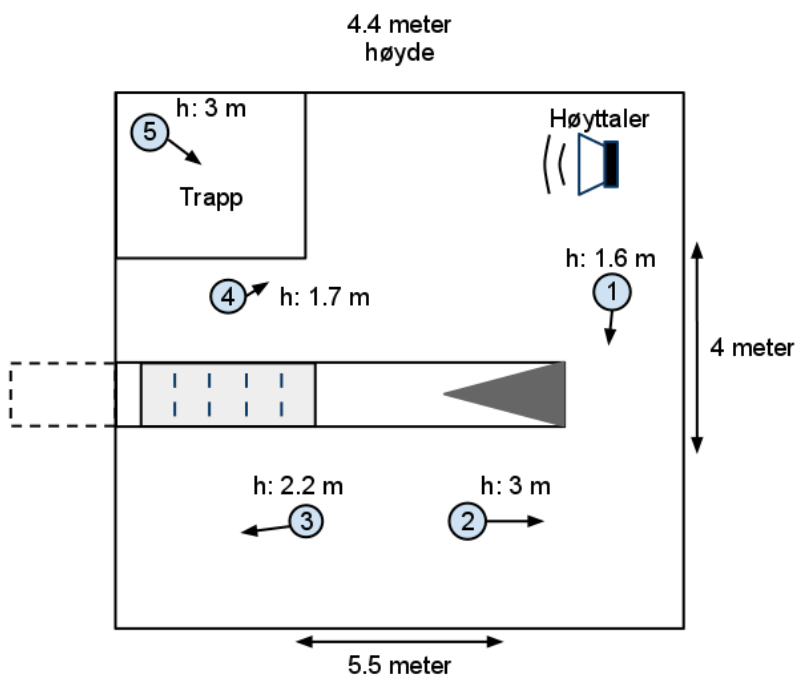
For å måle reduksjonstallet mellom senderrommet og kanalen brukes samme oppsett som måling av innskuddsdemping, men i stedet for en høyttaler i starten av testkanalen plasseres en ekkofri ende der i stedet. Høyttaleren plasseres i rommet, som vist i figur 3.21. Den åpne demperen plasseres i midten av testkanalen.



Figur 3.21: Oversikt måleoppsett for reduksjonstall

Lydtrykksnivået i diffust felt måles på samme måte som for innskuddsdempingen, både i mottagerrom og senderrom. Senderrommet er for lite til å oppfylle kravene i ISO 3741 for målinger i klangrom, og det tas derfor ikke hensyn til krav om antall mikrofonposisjoner. Mikrofonposisjonene er plassert som i figur 3.22.

Nivåene måles både med demper i kanalen og når en substitusjonskanal byttes ut med demperen. Dette for å sjekke om en betydelig del av lyden går gjennom veggene i røret eller den ekkofrie enden, som ikke er ekkofri i praksis. Når man har funnet nivåene i senderrom og mottagerrom kan man regne seg frem til hvor mye som blir dempet gjennom platen ved å bruke formel 2.13. Koden brukt for å regne ut reduksjonstallet er vedlagt i appendix A6.



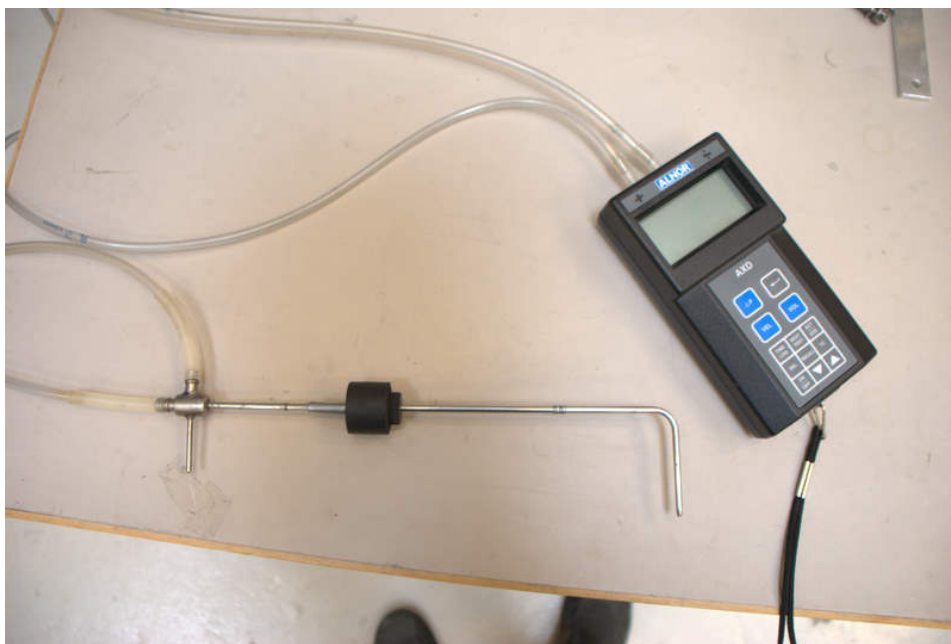
Figur 3.22: Mikrofonposisjoner i senderom. Pilene indikerer retning på mikrofonen.

Trykkfall

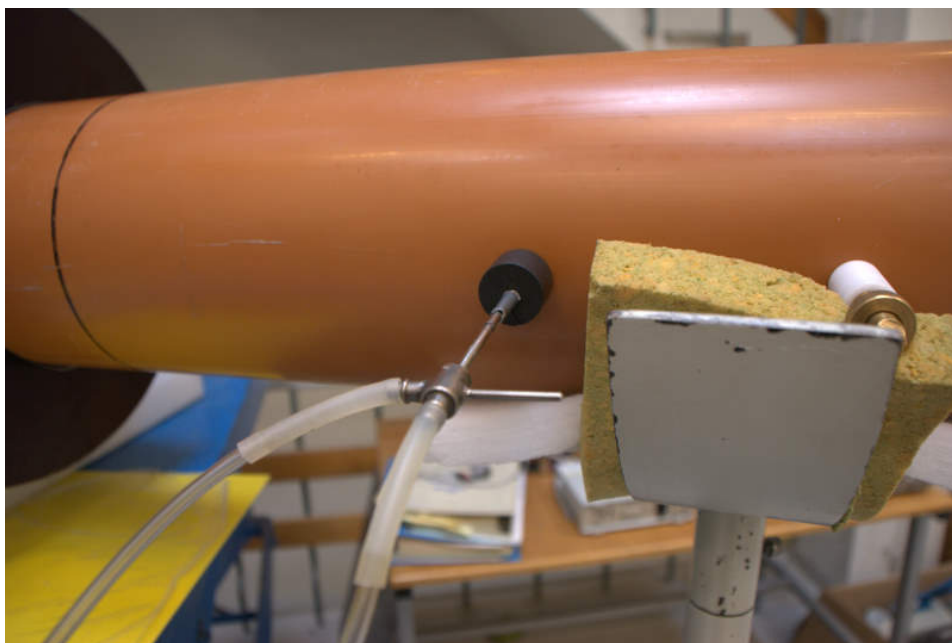
For å undersøke trykkfall plasseres en vifte med justerbar styrke ved inngangen til testkanalen, i stedet for høyttaleren. Utgangen holdes åpen. For å gjøre selve målingene brukes en digital trykkmåler, AXD 560 Micromanometer, som kan måle differensialtrykk i to medfølgende elastiske rør, samt kalkulere fart. De to rørene festes til et pitot-statisk rør, som fungerer som vist i figur 2.5.

Pitot-røret plasseres i kanalen via et hull, som tettes igjen med en gummipropp, som igjen er festet rundt pitot-røret, som vist i figur 3.24. For å måle hastighet og dynamisk trykk, festes pluss-delen av manometeret til enden av pitot-røret, og minus-delen til siden hvor statiske trykket er. For å måle totalt eller statisk trykk i forhold til atmosfæretrykk festes kun pluss-delen på henholdsvis enden eller siden av pitot-røret. Da settes det som tilnærming at trykket utenfor røret er lik atmosfæretrykket. Siden det er friksjon i veggene i røret vil ikke hastigheten være konstant langs tverrsnittet av røret. Derfor ble det først foretatt målinger i fire punkt langs tverrsnittet av røret, og midlet over disse. På grunn av stor variasjon i målingene ved hvert punkt, og en usikkerhet i plasseringen av punktene fra gang til gang, ble i stedet målingene foretatt slik som Klopfenstein anbefaler det [22], med pitot-røret plassert i et punkt hvor gjennomsnittshastigheten ligger.

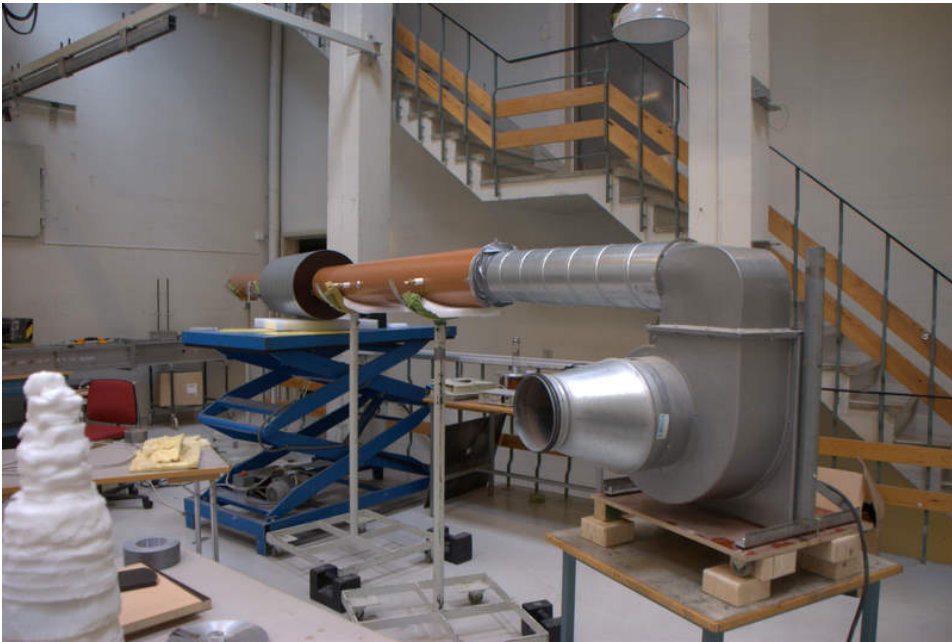
Det er en del usikkerhet i målingene; for det første er ikke hastighetsprofilen akkurat slik som beskrevet, og gjennomsnittspunktet er ikke nødvendigvis det samme langs hele røret. For det andre er fartmålinger mer nøyaktig jo større fart det er, og manometeret er ikke anbefalt å bruke på hastigheter under 5 m/s.



Figur 3.23: Bilde av manometer og pitotrør.



Figur 3.24: Pitotrøret plassert i kanalen



Figur 3.25: Viften plassert ved inngangen til kanalen.

Kapittel 4

Resultat

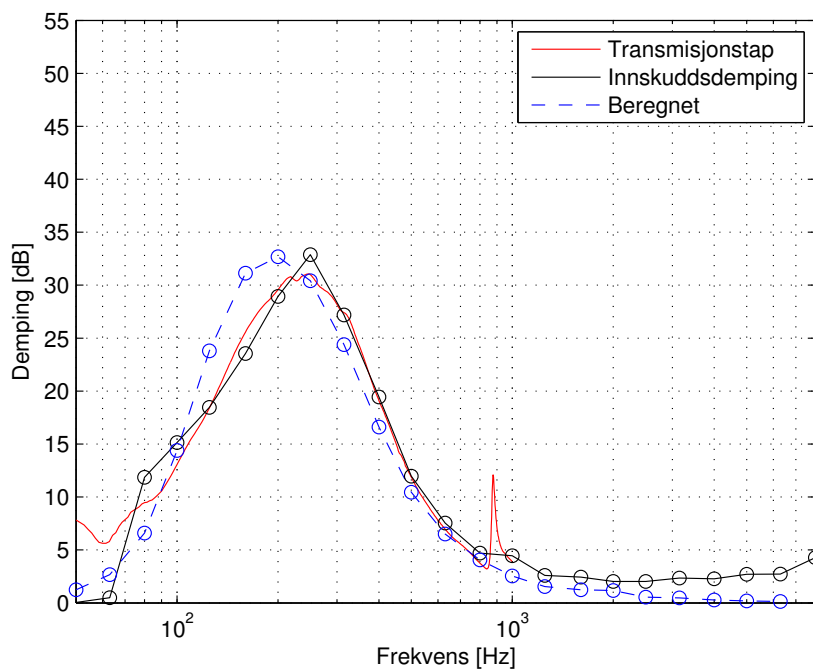
Her blir resultatene fra de viktigste målingene presentert og diskutert. For en oversikt over alle målingene som ble gjort, se figur A.1 i appendix. For demper 1 ble det målt både transmisjonstap og innskuddsdemping, for demper 2 ble kun transmisjonstap målt.

4.1 Demper med kammer

Sammenligning transmisjonstap og innskuddsdemping

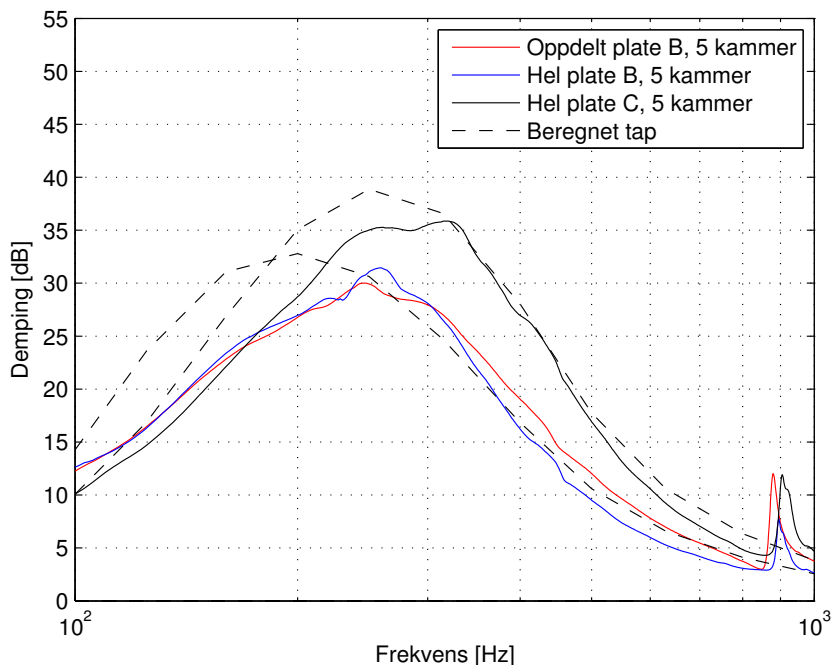
Figure 4.1 viser en sammenligning av målinger gjort på demper 1, hvor innskuddsdempingen er målt i 1/3 oktaver. Det er svært god overenstemmelse med målinger av transmisjonstap og innskuddsdemping. Eneste området med noe avvik er fra 100 Hz og ned, samt et lite avvik helt på toppen av kurven. I følge formel 2.3 gjelder målingene for transmisjonstap kun mellom ca. 114 - 917 Hz. Ved 100 Hz og ned er også standardavviket til målingene av innskuddsdemping for høyt, så tatt i betraktning denne usikkerheten i de laveste frekvensene er det grunn til å svært fornøgd med disse to målemetodene. Ved ca. 900 Hz er det en topp med transmisjonstapsmålingen, som ikke kommer med på innskuddsdempingen fordi den måles i 1/3 oktaver. Denne toppen kommer av resonans på langs i hulrommet bak platen.

Innskuddsdempingen ble kun målt for demper 1, med og uten pod, og åpen demper med plate C. Sammenligningen viser at resultatene fra begge målemetodene er så like, at man ikke trenger å verifisere resten av resultatene for å stole på dem.



Figur 4.1: Transmisjonstap og innskuddsdemping for demper 1 med oppdelt plate B og kammer. [IRL121, måling 8]

Sammenligning hel plate og oppdelt plate



Figur 4.2: Sammenligning av demper 1 og 2 med plate B og C. [IRL128, IRL 325, IRL332]

Demperene med delt og udelte mikrospalteplate har svært lik demping i frekvenser opp til 300 Hz. Over 300 Hz demper den udelte litt mindre, på det meste 2-3 dB mindre. Selv om grunnen til oppdelingen i utgangspunktet var å undersøke om langsgående vibrasjoner i platen ødelegger for dempingen, er det ikke veldig sannsynlig at det er grunnen til avviket. Slik vibrasjonsoverføring ville trolig først og fremst gitt utslag ved lave frekvenser, og neppe kun for høyere frekvenser. Mer sannsynlig er det at veggene som stikker ut i kanalen i demperen med oppdelt plate, skaper den økte dempingen. Siden bølgelengden er stor i forhold til dimensjonen på kantene, var det ventet at dette tapet var neglisjerbart. Trolig begynner det å få noe å si for litt høyere frekvenser.

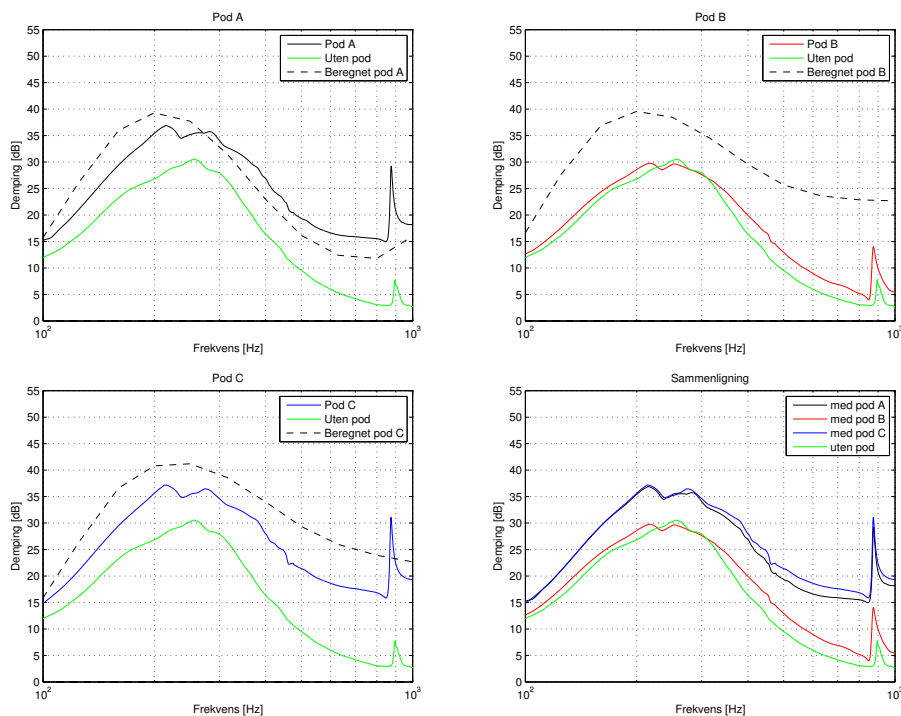
Totalt sett er dempingen tilfredsstillende lik, spesielt i det lave frekvensområdet, og en kan trygt si at oppdeling av platen ikke er kritisk.

For plate C er dempingen betraktelig høyere enn for plate B, med over 35 dB demping på det meste, og samtidig demper den et bredere spektrum enn plate B. Dette kommer av at plate C har en høyere perforeringsgrad enn plate B. Noe overraskende er det at dempingen ligger såpass nærme beregningen for frekvensene under 200 Hz. Avviket er mye mindre der enn for plate B. Hva som er grunnen til

det er vanskelig å si noe om, siden demperen rundt platene er helt lik, men det kan ha noe med spaltemønsteret i platene å gjør. Beregningen tar ikke hensyn til at det er mellomrom mellom spaltene, og dette mellomrommet er større for plate B enn for plate C.

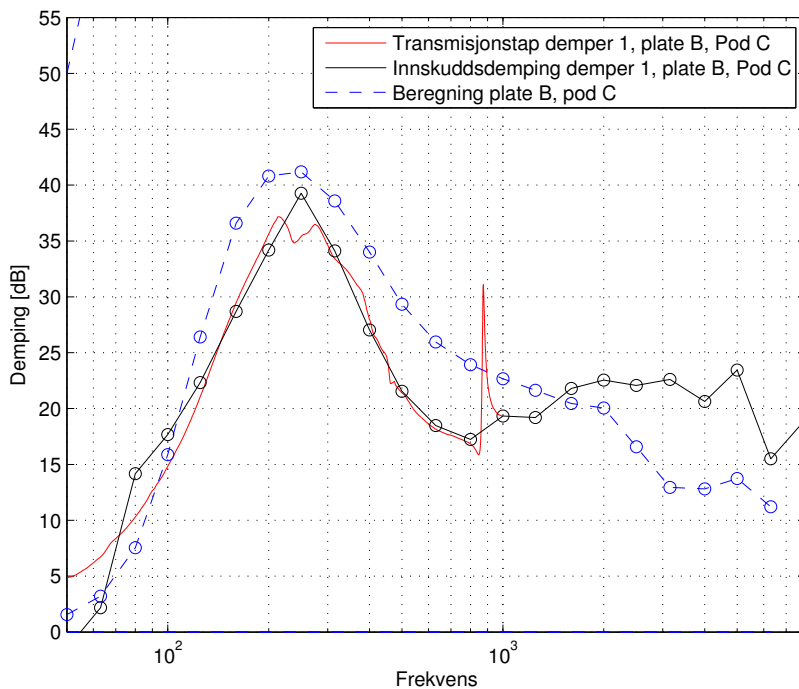
Ut i fra målingene kan man konkludere at plate C har en mye gunstigere perforeringsgrad og spaltemønster enn plate B, og gir en mye bedre demping. Trolig vil man kunne bruke enda høyere perforeringsgrad uten at det går særlig på bekostning av dempingen i de lave frekvensene, men det blir en avveining i forhold til hvilke frekvenser det er viktigst å dempe. Den effektive spalteavstanden på rundt 60 mm ble valgt for at den dempet litt mer i de lave frekvenser enn med spalteavstand på rundt 40 mm. Siden det viste seg å være minimalt er det med andre ord svært fordelaktig å bruke rundt 40 mm effektiv spalteavstand i stedet. Enda kortere spalteavstand vil trolig øke dempingen enda mer, men vil også gradvis flytte dempeområdet oppover i frekvens. Valg av perforeringsgrad og effektiv spalteavstand blir derfor en avveining av hvilket frekvensområde en vil dempe, og hvor høy demping er ønskelig.

Perforert pod



Figur 4.3: Perforert pod med forskjellige konfigurasjoner, plassert i demper 1, plate B. [IRL240, IRL261, IRL250, IRL324]

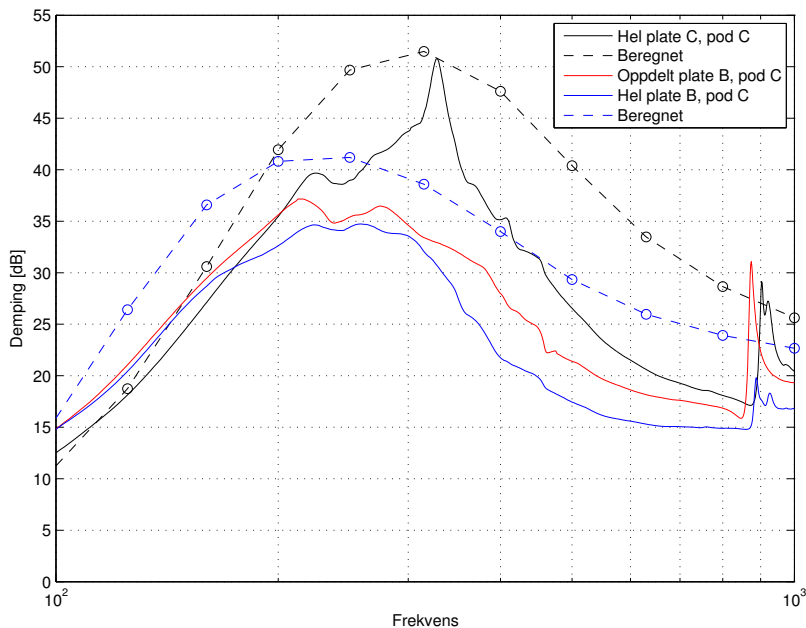
Med pod A (polyestermateriale) er dempingen ganske god, og en får en mye mer bredbåndet demping enn uten pod. Med pod B (Soundtex-duk festet rundt perforert plate) er det nesten ingen effekt, dempingen er nesten den samme som uten pod i kanalen. Duken funker åpenbart ikke som den skal, og det er også tydelig på avviket fra beregnet tap. Dette kan være på grunn av at lyden transmitteres på langs innvendig i podden, og forhindrer resonnansen som skaper demping. Beregningen er basert på lydinnfall perpendikulært i stoffet, og at hulrommet er lokalt reaktivt. En oppdeling av hulrommet i podden ville derfor muligens løst problemet og gitt en bedre overenstemmelse med beregningene. Dessuten burde duken vært festet på innsiden av perforeringene. Når den ligger utenpå vil muligens mindre lyd gå gjennom hullene. Pod C (stoff og duk) gir som ventet en demping svært lik pod A, altså igjen som om duken ikke er der i det hele tatt. Beregningen er derfor også her ikke bra, mens avviket er noe mindre enn for pod B. Det kan komme av at mindre lyd går på langs i hulrommet i podden siden den er fylt med stoff. Hulrommet blir derfor mer lokalt reaktivt. Siden pod C gav mest demping totalt blir denne brukt i resten av målingene.



Figur 4.4: Innskuddsdemping og transmisjonstap for original demper med perforert pod. [IRL250, måling 6]

Måling av innskuddsdemping med pod C viser at dempingen er svært god for høyere frekvenser, og holder seg over 15 dB fra 80 Hz og oppover. Dette viser at det er fullt mulig å dempe omtrent hele spekteret med en demper med mikrospalter i kombinasjon med en konvensjonell pod. En mer ideell pod hadde gjort dempingen enda bedre, og en mindre perforeringsgrad i mikrospalteplaten ville dempet mer i frekvenser under 80 Hz. Her forsvinner dempingen helt under 80 Hz, men for disse frekvensene er usikkerheten så stor at man ikke kan stole på resultatet.

Beregnet demping stemmer ikke for noen frekvenser, og fra 1600 Hz er den faktiske dempingen høyere enn beregnet. Formel 2.2 sier at over 1068 Hz vil en begynne å få tverrmoder i røret. Derfor blir dempingen høyere enn beregnet, siden beregningsmodellen ikke tar høyde for høyere modus enn planbølgen.

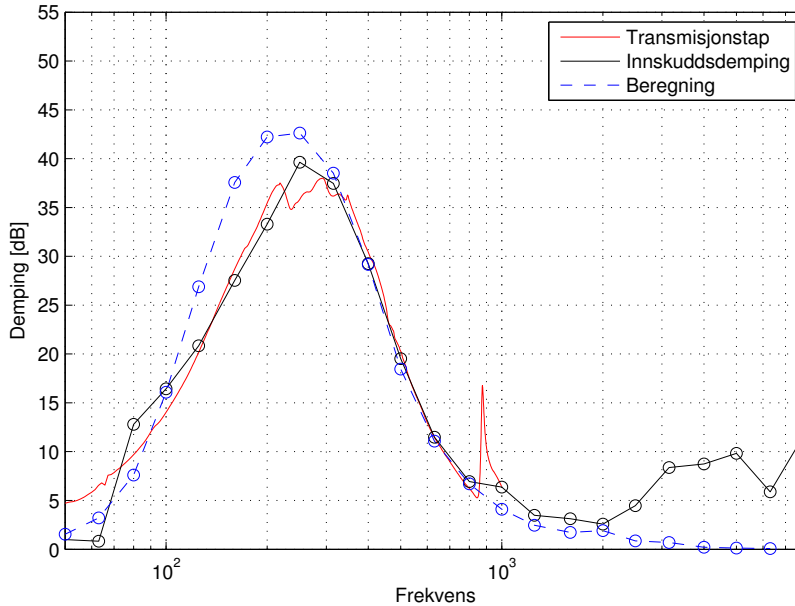


Figur 4.5: Transmisjonstap for demper 1 og 2 med perforert pod C. [IRL351, IRL250, IRL350]

Som for målingene uten pod gir plate C mye bedre demping enn plate B, mens forskjellen er enda større mellom oppdelt og hel plate med pod i kanalen. Dette støtter opp om teorien at det er veggene som stikker ut i kanalen som skaper avviket, siden luften blir presset gjennom et enda mindre området når det er pod i kanalen, og kantene lager et ujevnt lydfelt som øker dempingen i podden. Selv om det er positivt at det skaper høyere demping, er forskjellen ganske liten tatt i betraktning at trykkfallet nok blir en god del høyere av samme grunn, og man vil aldri ha slike kanter som stikker ut i kanalen i en virkelig demper.

For plate C er dempingen oppe i 50 dB på det meste, som er ansett som en øvre grense på hvor mye demping det er mulig å få, på grunn av flanking og andre transmisjonsveier. [6] Dette er dermed et svært bra resultat, spesielt for en så lav frekvens.

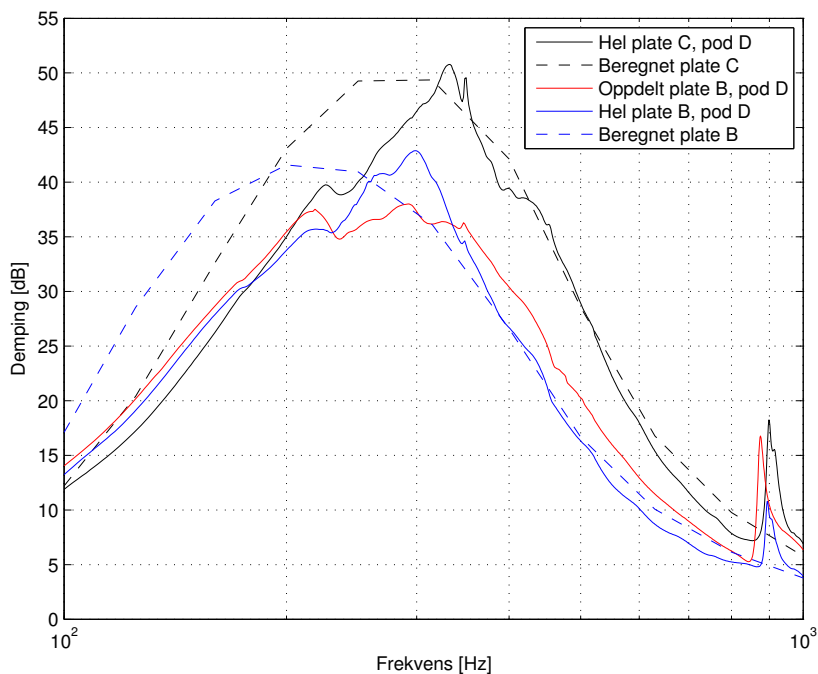
Hard pod



Figur 4.6: Transmisjonstap og innskuddsdemping for plate B med hard pod, samt beregnet tap. [IRL230, måling 4]

Med hard pod øker dempingen betraktelig i forhold til demperen uten pod, og demper også litt bedre i området 200 - 400 Hz enn den perforerte podden. Dempingen blir noe mer bredbåndet, men ikke i nærheten av hva den ble for perforert pod. Dette er som ventet, siden en hard pod kun vil øke dempingen man får fra mikrospalteplaten ved å presse mer av luften inn mot platen, og ikke gi noe demping i seg selv.

Beregningen stemmer også meget bra for den harde podden, bortsett fra frekvensene under 300 Hz. Det er det samme frekvensområdet hvor beregningen er for høy for alle andre målinger også.

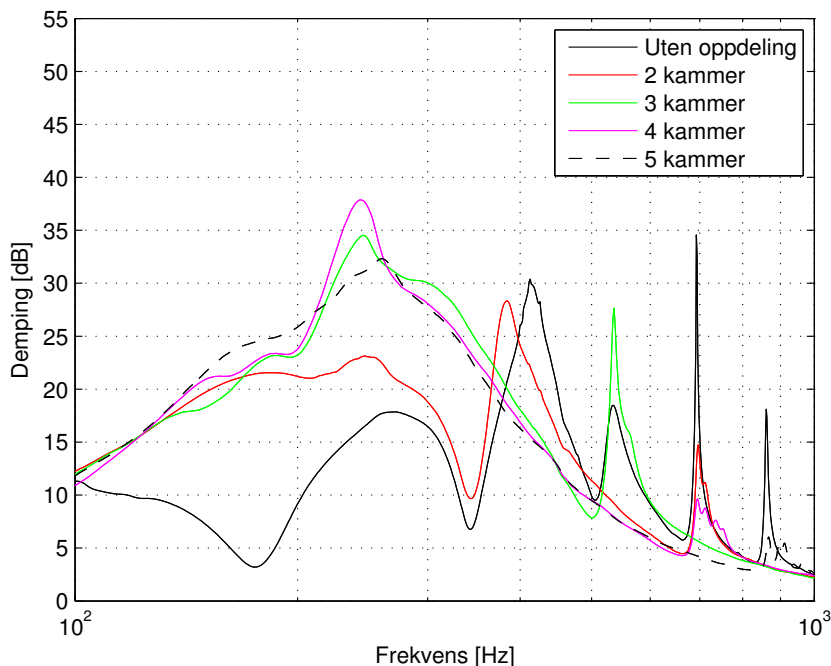


Figur 4.7: plate B og C med hard pod, samt beregnet tap. [IRL362, IRL230, IRL261]

Ser det samme i figur 4.7 som i tidligere resultat; plate C gir en mye høyere demping enn plate B, og oppdelt plate noe høyere demping fra ca. 300 Hz og oppover. Som for målingen uten pod er toppen i demping for hel plate noe høyere enn den oppdelte platen. Dette er sannsynligvis fordi kammerene ikke er helt tette bak den hele platen, noe som vises tydeligere i figur 4.10. Som for perforert pod gir plate C demping opp til 50 dB, som er meget bra.

Det er god samsvar med beregningen for frekvenser over 300 Hz. Beregningen antyder også at det er den hele platen uten kanter som stikker ut i kanalen som er den "riktige", og at toppen for den hele platen er høyere enn den ville vært om kammerene var tette.

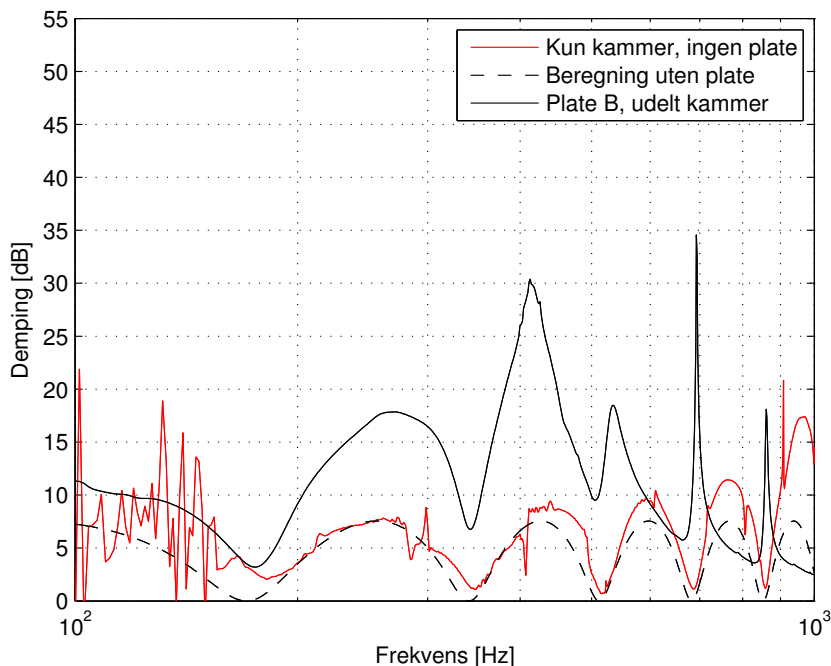
Variasjon av kammer



Figur 4.8: Målinger med forskjellige oppdelinger. Demper 2, hel plate B. [IRL212, IRL341, IRL302, IRL314, IRL 322]

I figur 4.8 er det målt på demper 2 plate B, med forskjellige oppdelinger av hulrommet. Uten oppdelingen blir det voldsomme resonanser i hulrommet bak mikrospalteplaten, som lager konstruktiv interferens som ødelegger for dempingen ved multiplum av frekvensen hvor lengden på hulrommet er en halv bølgelengde, i dette tilfellet $340/(1.02*2) = 166$ Hz. Denne interferensen går igjen når man deler demperen opp i kammer, men da flytter den seg lenger opp i frekvens og blir mindre betydelig. For målinger med 3, 4 og 5 kammer, med henholdsvis kammerlengde 190 mm, 237.5 mm og 316.6 mm, blir det kun topper i dempekurven, og ingen negativ effekt av interferensen. Dette er trolig fordi interferensen skjer ved frekvenser med lite demping, og ikke fordi det har noe med frekvensen i seg selv å gjøre. Den konstruktive interferensen øker lydtrykket, og når det er lite lyd som går gjennom til kammeret gjør det at trykkforskjellen på hver side av platen øker, og dermed øker dempingen. Ved lave frekvenser hvor svært mye av lyden allerede går gjennom spaltene, vil interferensen ødelegge for dempingen siden den konstruktive interferensen bak platen vil utligne trykkforskjellen på hver side av platen.

Test av ytre skall

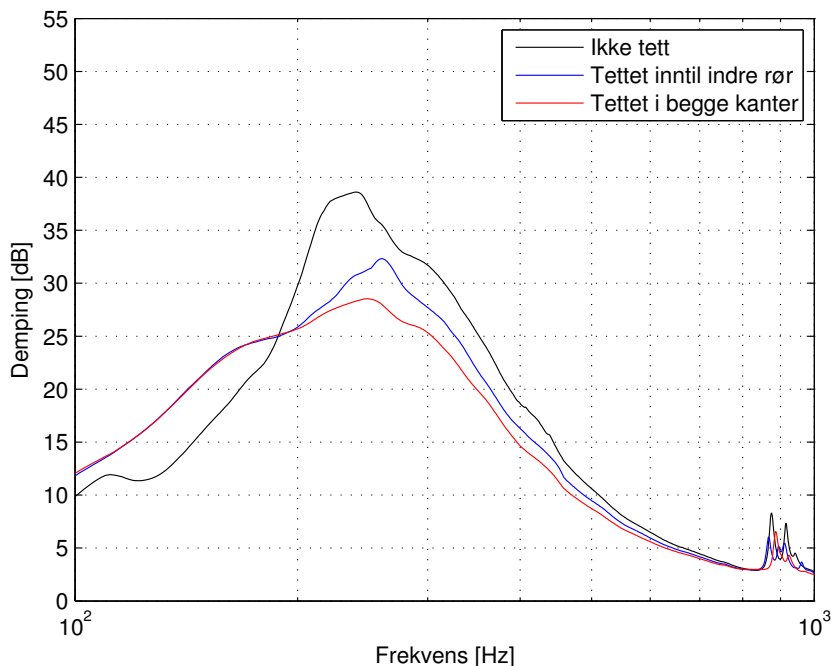


Figur 4.9: Test av demper 2 uten mikrospalteplate. Sammenlignet med beregning og demper 2 med plate B, udelt kammer. [IRL390, IRL212]

For å teste hvor tett det ytre skallet til demper 2 er, og om resonansene i det ytre skallet stemmer overens med funnene i figur 4.8, ble det målt med demper 2 uten mikrospalteplate og uten oppdelingen av kammeret. Det blir da et enkelt ekspansjonskammer, og skal gi et kamfilter-mønster som er enkelt å beregne. Resultatet stemmer godt overens med beregningen bortsett fra de laveste frekvensene, hvor det enten er mye lydtransmisjon gjennom veggene eller en form for resonans i hele kammeret. Det viser dermed at det ytre skallet fungerer bra bortsett fra frekvenser under 200 Hz, men i det området har tidligere resultater vist at demper 1 og 2 er demper helt likt, og det er ingen grunn til å tro demperen fungerer dårlig i disse frekvensene.

Man kan se at nullpunktene som tilsvarende konstruktiv interferens og dermed lav demping er de samme med og uten plate i kammeret, mens toppene som tilsvarende destruktiv interferens og høy demping blir veldig ulike oppover i frekvens. Dette er som ventet og underbygger teorien fra diskutert under figur 4.8. Med platen i kammeret kommer toppene etterhvert på samme plass som nullpunktene.

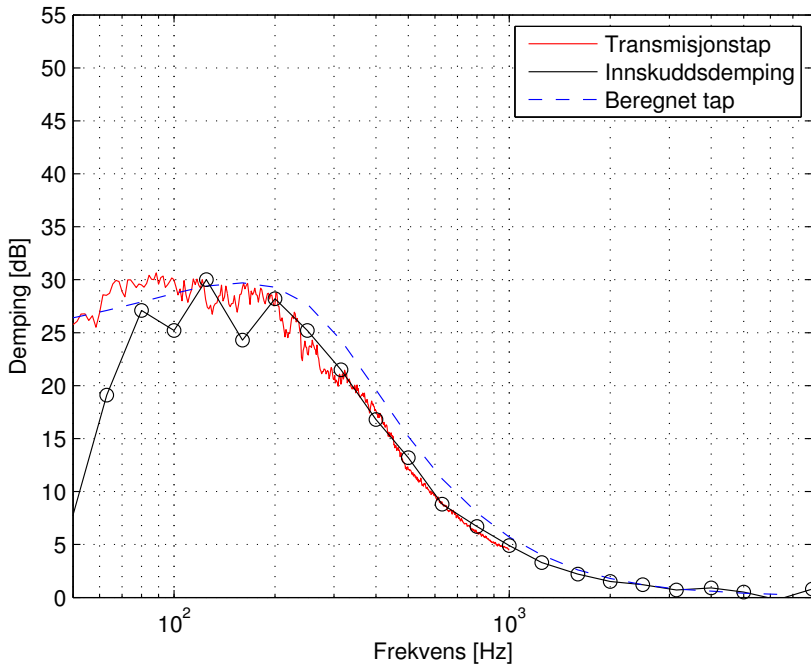
Med og uten tette kammer



Figur 4.10: Med og uten tettete vegger mellom kammer. Plate B med 5 kammer. [IRL321, IRL322, IRL323]

Figur 4.10 viser at tettingen av kammerveggene har litt å si, men den totale dempingen er rimelig uforandret. Dette er dermed ikke en kritisk egenskap ved designet. For demperen uten tette vegger ser man tendensen til det samme interferensmønsteret som kom uten veggene til stede. Det gjør man også for demperen som har tette vegger inntil platen, men da er det kun høyere demping, og det har ingen negativ effekt. Det er vanskelig å forklare akkurat hvorfor det blir sånn, men det er mulig det blir en slags spalteeffekt av sprekke langs veggene som gjør at man får den økte dempingen. Det som kan skje om det ikke er tilstrekkelig tett er at bunnen man ser tendenser til mellom 100 -200 Hz kan bli så stor at den ødelegger dempingen, slik den gjør i demperen uten oppdeling av kammer. En jevnere dempingskurve er dessuten mer hensiktsmessig, siden målet er å dempe et bredt spekter. Det har lite for seg å dempe et lite frekvensintervall mye mer enn frekvensene over og under.

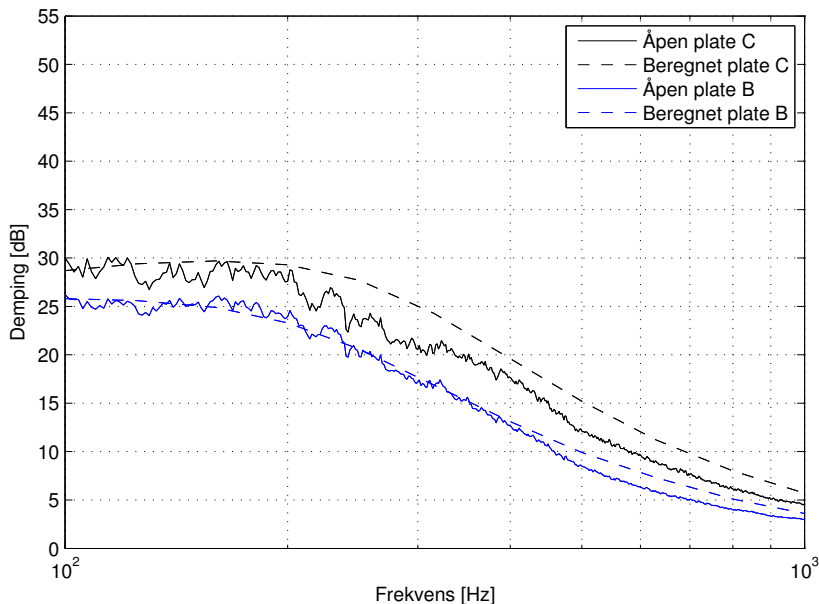
4.2 Åpen demper



Figur 4.11: Åpen demper med plate C. Sammenligning av transmisjonstap, innskuddsdemping og beregnede verdier. [IRL106, måling 9]

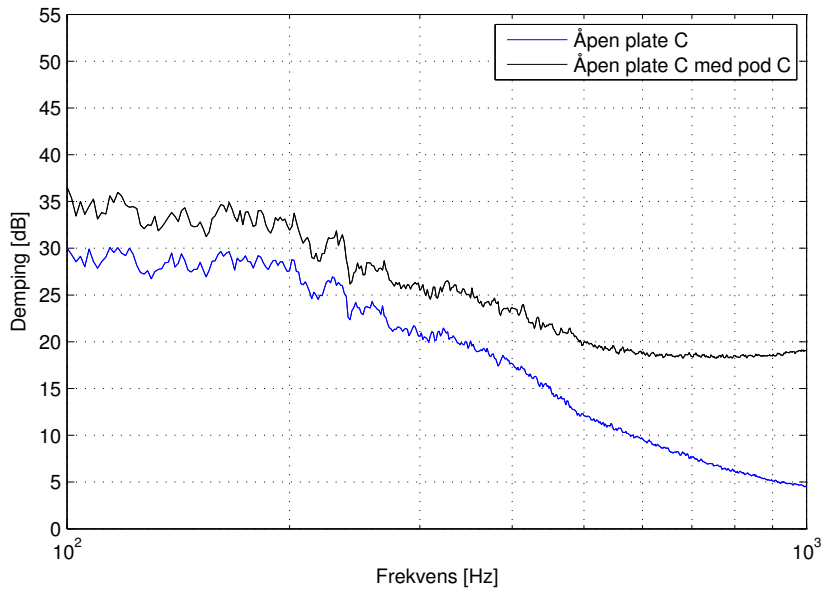
Den åpne demperen demper enda lavere i frekvens enn demperene med kammer rundt, og har også en imponerende høy demping. Fra 160 Hz og nedover er det en del avvik, men begge målingene har en ujevn kurve i disse frekvensene. Den mest sannsynlige grunnen til variasjonene er at lyden som slipper ut til rommet blir reflektert tilbake til demperen, og at det er de lave frekvensene som lettest slippes ut i rommet og blir mest reflektert tilbake igjen. Derfor er det svært imponerende at dempingen er såpass høy i disse frekvensene.

Det er også imponerende at beregningen stemmer så bra med tanke på forenklingene i beregningsmodellen. Dessuten er beregningen her gjort for en effektiv spalteavstand på 40 mm, og ville ha vært enda nærmere målingene med korrekt spalteavstand som er 43,5 mm.



Figur 4.12: Åpen demper plate B og C. [IRL106, IRL191]

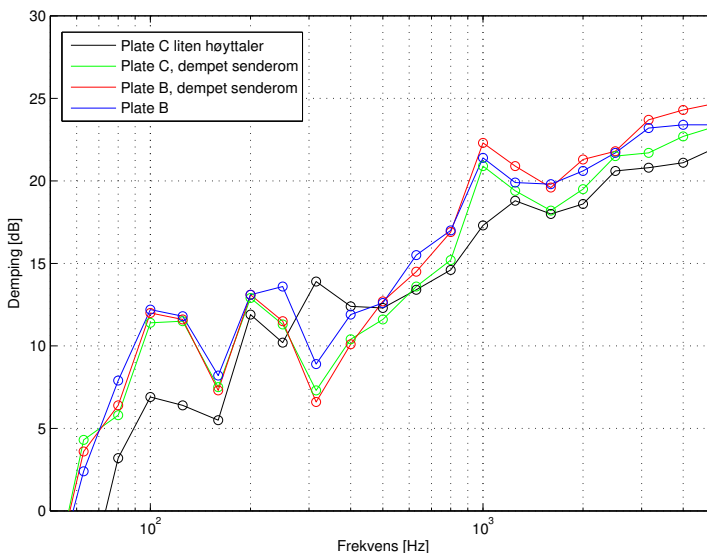
Plate C gir nok en gang noe høyere demping enn plate B, men forskjellen er ikke så markant som den var med kammer rundt platen. Begge platene gir veldig god demping, selv langt ned i frekvens. Beregningene stemmer godt for begge platene, men avviker litt mer for plate C. Som for plate C er det brukt feil effektiv spalteavstand for beregningen av plate B, 60 mm i stedet for 64,7 mm. Derfor er det litt rart at beregningen stemmer så bra med målingene, når den ikke er like bra for plate C. En av grunnen kan være fordi spaltemønsteret er annerledes i de to platene. Plate C har blant annet en mindre avstand mellom spaltene på langs, og siden beregningen ser på spaltene som uavbrutte, kan det skape forskjeller på hvor korrekt den beregner.



Figur 4.13: Åpen demper plate C med perforert pod. [IRL106, IRL107]

For å vise at det er mulig å oppnå god bredbåndet demping også med en åpen demper, måles det på åpen plate C med pod C i kanalen. Figur 4.13 viser at dempingen bare såvidt er under 20 dB i frekvensområdet 100 - 1000 Hz. Dempingen er trolig like god over 1000 Hz som for tidligere målinger med perforert pod. Siden den åpne demperen også gir mye høyere demping enn demperene med kammer rundt, i de aller laveste frekvensene under 200 Hz, er det tydelig at en åpen demper er et veldig godt alternativ til å lage en liten og lett demper med god og bredbåndet demping. En mikroperforert pod stilt inn til å ta et høyere spektrum enn platen rundt ville også vært et meget interessant alternativ, da trykkfallet ville vært mye mindre enn for den perforerte podden. I neste avsnitt blir det diskutert hvor stor betydning lydinnfall fra rommet har å si, og en pod ville vært med på å løse et slikt problem også, siden den ville vært med på å dempe lyden utenfra.

Reduksjonstall

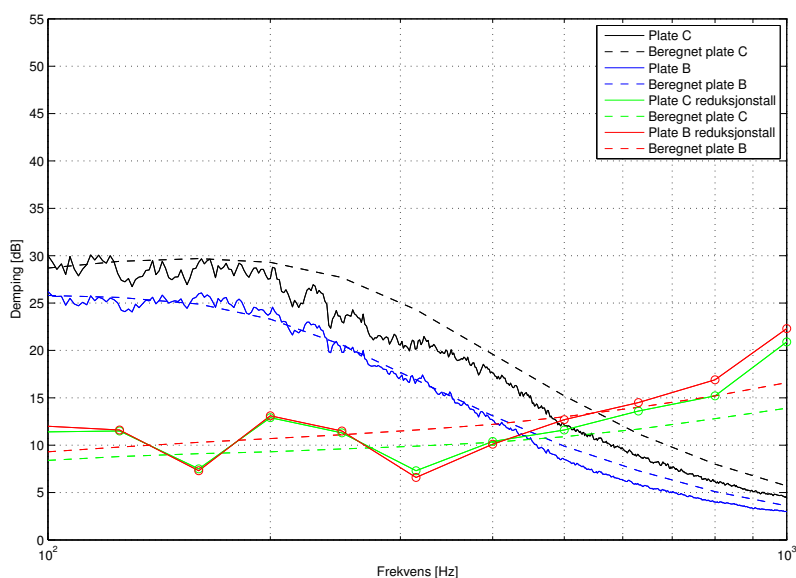


Figur 4.14: Sammenligning av forskjellige målinger av reduksjonstall mellom senderom og kanal for plate B og C. OBS! merk den forstørrede y-aksen. [måling 14, 19, 20, 21]

Målingene av reduksjonstall viser at dempingen i de viktige lave frekvensene ikke er i nærheten så bra som dempingen gjennom kanalen, men at den blir bedre i høyere frekvenser. Alle målingene varierer mye, spesielt i lave frekvenser. Den første målingen ble utført med en forholdsvis liten høyttaler, men ble byttet til en større høyttaler for resten av målingene, for å prøve å få et jevnere lydfelt i de lave frekvensene. Målingene i senderommet forutsetter et diffust lydfelt, men det er tydelig ut i fra standardavviket i frekvensene under 250 Hz at den forutsetningen ikke holder der. Se appendix A.2 for standardavvik. Derfor ble det samtidig lagt ut dempematter av polyester for å prøve å senke etterklangstiden litt, slik at det i teorien skulle bli et diffust felt lenger ned i frekvens. For den siste målingen vist i figur 4.14 ble dempemattene fjernet igjen. Eneste grafen som skiller seg tydelig ut er målingen gjort med den lille høyttaleren. Dempemattene har ingen synlig effekt, og har trolig ikke stor nok demping i de lave frekvensene til å påvirke etterklangstiden. I tillegg til at vi ikke klarer å måle et diffust felt for alle frekvenser, blir det gjort en forenkling i utregningen av reduksjonstallet, hvor en går ut i fra at lydtrykket i det diffuse feltet i rommet er det samme lydtrykket som trykker mot demperen. Dette er nok en litt for grov forenkling, og det er sannsynligvis lokale variasjoner i lydtrykket inntil platen, som ikke kan settes lik det diffuse feltet. Platen er også ganske nært vegg, som øker sannsynligheten for lokale moder. Det at målingen gjort med

den lille høyttaleren ble såpass forskjellig fra målingene gjort med den store, er en indikasjon på nettopp at variasjonene kommer av lokale moder ved platen, som vil bli forskjellige ettersom høyttalerene bygger opp to forskjellige lydfelt i rommet. Ser fra tabell A.2 at standardavviket var klart høyere med den lille høyttaleren. For å få et mer korrekt resultat burde enten målingene blitt gjort i et større rom hvor det kan antas et diffust felt mye lenger ned i frekvens, eller blitt gjort med en bevegelig lydkilde hvor lydtrykket ble midlet over tid for hver mikrofonposisjon. Dette ville eliminert rommoder og ført til et jevnere lydtrykksfelt. Demperen burde også muligens flyttes lenger vekk fra vegg og gulv.

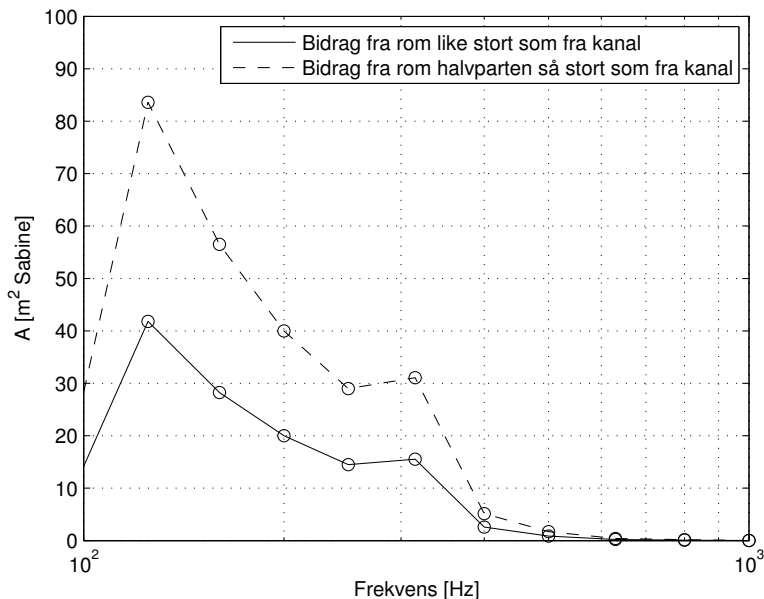
For å vurdere dempingen av lyden fra rommet opp mot dempingen i kanalen, er målingene for reduksjonstall og transmisjonstap sammenlignet i figur 4.15. Ser



Figur 4.15: Sammenligning av reduksjonstall og transmisjonstap for plate B og C. [IRL106, IRL191, måling 19, måling 20]

at for frekvenser under 400 Hz er dempingen mye dårligere fra rommet og inn i kanalen, noe som gjør at den totale dempeeffekten blir dårlig viss man antar samme lydtrykk fra rommet som fra kanalen. Derfor vil en åpen demper bare være et alternativ i et støyfullt rom dersom rommet er tilstrekkelig dempet, ellers må den plasseres i et stillere rom. Da må man også ta hensyn til at det vil komme støy fra demperen og ut i rommet.

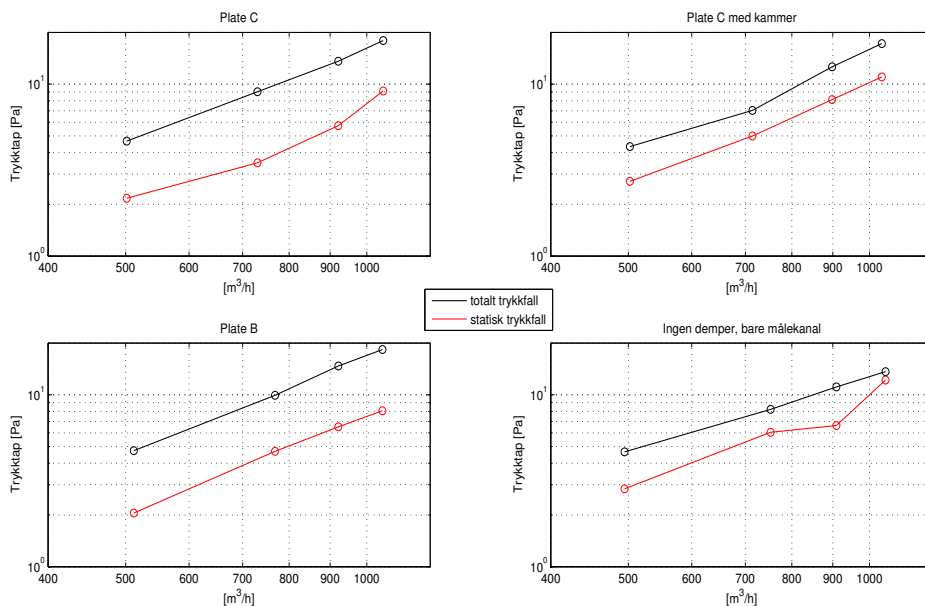
For å vurdere hvor dempet rommet må være for at dempeeffekten videre ut i systemet ikke skal bli ødelagt, sett at viften utstråler samme lydeffekt ut i rommet som inn i kanalen, vises romabsorpsjonen for senderrommet i figur 4.16. A er gitt ved formel 2.16, og grafene er for henholdsvis $k = 1$ og $k = 2$.



Figur 4.16: Damping av senderom

Ser at dempingen i rommet må være svært stor i frekvensområdet 100-400 Hz. Dette er logisk siden dempingen utenfra og inn gjennom mikrosfaltene er lav og dempingen gjennom kanalen er svært stor i dette frekvensområdet. Som et eksempel vil et rom med totalt overflateareal på 100 m² kreve en gjennomsnittlig absorpsjonskoeffisient på 0.4 bare for å få lydbidraget fra rommet ned på samme nivå som bidraget fra kanalen. Dette er ganske mye for tekniske rom med mange harde flater, og for å få bidraget fra rommet ned til halvparten av det fra kanalen, må vi opp i det dobbelte. Dette vil i praksis ikke være et alternativ. Dermed må demperen skjermes på ett vis, eller settes i et annet rom. Siden det vil komme støy fra kanalen ut i rommet, må det da være et rom hvor det ikke gjør noe at det blir tilført støy. En annen mulighet er å bruke en pod i kombinasjon med den åpne demperen, slik at lyden utenfra vil bli enda mer redusert.

4.3 Trykkfall

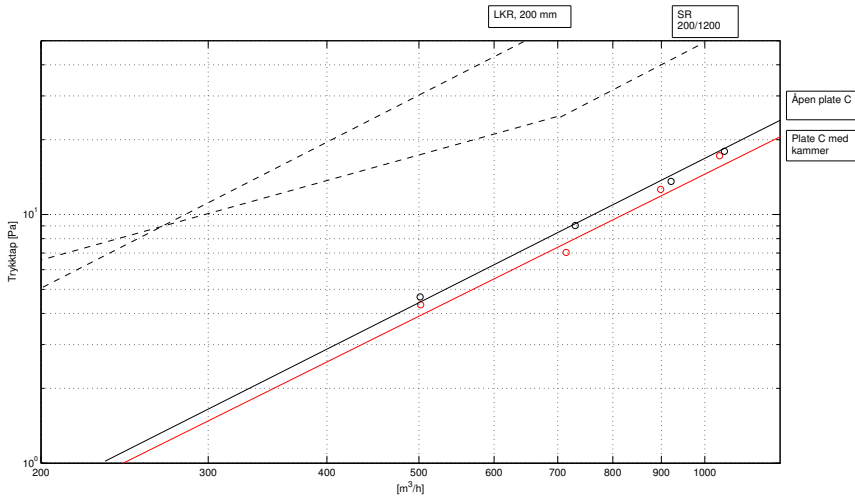


Figur 4.17: Sammenligning mellom statisk og totalt trykkfall.

Trykkfall ble målt gjennom tre dempere: en åpen demper med plate B og C, og en lukket demper med plate C og 5 kammer. I tillegg ble det målt trykkfall gjennom et vanlig rørstykke, tilsvarende som målekanalen. I tilfellet med åpen demper vil det være lufttap gjennom spaltene, som fører til lavere trykk på grunn av lavere fart. For å sjekke hvor mye av trykkfallet som skyldes lufttap og hvor mye som skyldes statisk trykkfall, ble både det totale og det dynamiske trykket målt. Resultatet vises i figur 4.17, hvor det totale (svart) og det statiske (rød) trykket vises. Forskjellen mellom dem er lik det dynamiske trykket.

Trykkfallet gjennom rørstykket er altså nesten like stort som gjennom demperene. Det er overraskende at trykkfallet er så stort gjennom et 1 meter langt rør med glatte vegger, men det konstaterer at trykkfallet gjennom demperene er nesten neglisjerbart, når det kan sammenlignes med et vanlig rør. Dersom man ser på figur 4.18 får en inntrykk av hvor de ligger i forhold til noen konvensjonelle lyd dempere. For den åpne demperen er det ikke så stort statisk trykkfall som i den lukkede demperen, men det totale trykkfallet er nesten det samme. Ser også at det er noe dynamisk trykktap i den lukkede demperen. Det er nesten ingen merkbar forskjell i trykkfall for plate B og C, selv om plate C har større perforeringsgrad. Perforeringsgradene for plate B og C er henholdsvis 0.31 % og 0.46 %, og sannsynligvis er forskjellen for liten til å se.

Trykkfallet skal være lineært i et loglog-plot, og følges metoden i ISO 7235 [10] skal linjen ha et stigningstall på to og punktene ligge innenfor 5 % av linjen. Dette fordi trykket øker med volumhastigheten med en faktor på to, se 2.17. I figur 4.18 er dette gjort for det totale trykkfallet for de to demperene, og sammenlignet med en ventilasjonslyddemper utviklet av TROX Auranor Norge AS[27], og en utviklet av VENTS company[28], som begge har lignende dimensjoner. VENTS er ikke oppgitt som lineær.



Figur 4.18: Trykkfall sammenlignet med andre lyddempere med lignende dimensjoner.

Kapittel 5

Konklusjon

I dette kapitlet gis det generelle betraktninger av resultatene diskutert i forrige kapittel, og det forsøkes å samle trådene til en konklusjon.

Usikkerhetsmoment

Det er svært betryggende at målingene av transmisjonstap og innskuddsdemping er såpass like, og det er vanskelig å tvile på resultatene som er gjort for begge måle-metodene. Begge måle-metodene setter begrensninger ved ca. 100 Hz, og resultater under dette er ikke til å stole på. For demperen med oppdelt plate er veggene som stikker ut i kanalen et usikkerhetsmoment, og gir sannsynligvis litt høyere demping enn det skal være. For demperen med hel plate er tettingen av kammerveggene et usikkerhetsmoment, da en kan se at toppene i demping er ganske ujevne, som trolig kommer av at veggene ikke er helt tette. Det har blitt tatt mye hensyn til å forhindre vibrasjoner på langs av demperen, men det er ingenting i målingene som tyder på at det er et problem. Selv om målingene er lavere enn beregnede verdier i lave frekvenser, noe som kan tyde på feil i målingene, er det veldig rart om en ikke da ville sett forskjell på demperen med oppdelt plate og demperen uten oppdelt plate. Siden beregningene er konsekvent for høye i frekvenser under ca. 300 Hz, over såpass mange ulike målinger, er det sannsynlig at det er beregningsmodellen som ikke stemmer helt ved disse frekvensene.

Et annet usikkerhetsmoment som ikke har blitt testet er effekten av luftflyt på dempingen. Tidligere resultater har vist både positiv og negativ effekt, så dette hadde vært interessant å undersøke. Sannsynligvis er luftfarten såpass lav i aktuelle system at det ikke har noen stor påvirkning.

Design av demper

Det har vist seg at det kan bli store forskjeller i demping ved å variere enkle parametere i designet av lyd-demperen. Viktigst er perforeringsgraden av platen, hvor det er vist at plate C har en mye bedre demping enn plate B, på grunn av økt perforeringsgrad. Den kan sannsynligvis økes enda mer for å gi mest mulig

bredbåndet demping, men det blir en avveining i forhold til hvilke frekvenser det er ønskelig å dempe. Spaltemønsteret har muligens noe å si for dempingen også, men det er umulig å konkludere med basert på resultatene her. Hulrommet bak platen er også svært viktig, og jo større hulrom jo lavere ned i frekvens dempes det. Dette kan også utnyttes til å konfigurere demperen til det frekvensområdet som ønskes. Beregning med Winsilence har gitt forholdsvis gode resultater, og kan brukes til å velge designparametere basert på hvilken demping som er ønskelig. Det er også flere parametere enn det som ble variert med her som er med på å bestemme dempingen, slik som spaltebredde og platetykkelse.

Bruk av åpen plate som demper er vanskelig å si noe om, da det kommer sterkt an på forholdene den skal brukes i. Generelt kan det sies at den er liten og lett, og dermed enkel å plassere. Den demper ikke like høyt i frekvens som demper med kammer rundt, men det er uansett et problem som må løses med begge typene. Derimot demper den betraktelig mye bedre i de aller laveste frekvenser. Trykkfallet er litt større enn for demper med kammer, på grunn av perforeringene, men det er nesten ikke målbart. Bruk av demper med kammer gir fordeler som at den skjærmer for støyen fra rommet, og at man kan variere hulromstørrelsen for å gi ulike dempespekter. Til gjengjeld er den mye større og tyngre, og dyrere å produsere.

Sammenligning andre dempere

Navn	Ø kanal [mm]	lengde [mm]	Ø demper [mm]	Vekt [Kg]	63 [Hz]	125 [Hz]	250 [Hz]	500 [Hz]	1k [Hz]
SLU	200	300	300	4,00	0	2	4	9	19
SLU	200	600	300	7,00	1	3	8	15	28
SLU	200	900	300	10,0	2	4	11	21	37
SLU	200	1200	300	12,0	2	5	14	27	46
fCs	300	900	700	45,0	9	14	24	33	34
fCs	600	900	1000	95,0	8	13	25	32	37
Demper 1	200	1000	400	?	1.6	17.4	30.3	12	4.2
Demper 1 pod C	200	1000	400	?	2.2	22.3	39.3	21.5	19.3
Åpen plate C	200	1000	200	?	19.1	30	25.2	13.3	4.9

Tabell 5.1: Sammenligning demping av lave frekvenser for konvensjonelle dempere.

Tabellen fra innledningen er her utvidet til å inkludere resultatet av målingene på demper 1 med og uten pod, og åpen plate C. Demper 2 med plate C er ikke tatt med siden det ikke ble målt 1/3 oktaver, selv om denne gav best demping.

Ser at disse demperene overgår de andre med god margin i de laveste frekvensene, selv om dimensjonene er små. Vekten ble ikke målt, men spesielt den åpne demperen er svært lett. Dette gir en indikasjon på at resultatene er meget gode, og at dempere basert på mikrospalteplater har store fordeler og er konkurransedyktige ovenfor konvensjonelle dempere.

Konklusjon

Det er tydelig at dempere basert på mikropalteplater er en attraktiv løsning for å gi god demping i de laveste frekvensene i ventilasjonsanlegg. Samtlige dempere som er målt gir høy demping i frekvenser ned mot, og til og med under, 100 Hz. Demperen er også mulig å konfigurere til å gi demping i forskjellige frekvenser, hovedsaklig med valg av perforeringsgrad og størrelse på hulrom. Skal det gis bredbåndet demping må mikropalteplaten kombineres med en annen form for demping, og forsøkene med pod viste at det er en enkel og effektiv måte å dempe høyere frekvenser på. Dette går på bekostning av blant annet høyere pris og høyere trykkfall.

Trykkfallet forbi mikropalteplaten er svært beskjedent, og det ville derfor vært svært interessant å kombinere demperen med en pod laget av en mikropalteplate, som er konfigurert for å dempe høyere frekvenser.

Det er vist at platene gir god demping uten kammer rundt, og at det er et fullverdig alternativ om støyen i rommet er kontrollerbar. Med kammer rundt er det kritisk at hulrommet deles opp; i følge målingene gjort må det minst to oppdelinger til per meter for å ikke påvirke dempingen negativt.

Beregningsmodellene som er brukt har vist seg å stemme bra for de fleste konfigurasjonene for frekvenser over ca. 300 Hz, mens under dette viser den for høy demping og er trolig ikke nøyaktig nok.

Bibliografi

- [1] www.industrialacoustics.com [Internett] Sted: Industrial Acoustics Company [02.06.2011]
- [2] <http://www.lindabventilation.com>, Mai 2007.
- [3] Larsson, M. Active Noise Control in Ventilation Systems, Practical Implementation Aspects. [Dotorgradavhandling] Sted: Department of Signal Processing, School of Engineering, Blekinge Institute of Technology, Sweden. 2008
- [4] Maa D. Y. Theory and design of microperforated panel sound-absorbing constructions. *Sci Sin* 1975;18:55-71.
- [5] Maa D.Y. Potential of microperforated panel absorber. *J. Acoust. Soc. Am.* 1998 Vol. 104, 2861-2866
- [6] Wu M. Q. Micro-perforated panels for duct silencing. *Noise Control Engineering Journal*. 1997 Volume 45, Number 2, p. 69-77
- [7] DeAmp sine hjemmesider, <http://www.deamp.com/>, av DeAmp A/S, 09:00 12.12.10
- [8] Maa D.Y. Theory of microslit absorbers. *Acta Acoustica*, 2000
- [9] ISO 11961, Acoustics – Measurement of insertion loss of ducted silencers without flow – Laboratory survey method. 1995
- [10] ISO 7235, Acoustics – Measurement procedures for ducted silencers – Insertion loss, flow noise and total pressure loss. 1991
- [11] Hestad, T. Interlaboratory test; Measurement of insertion loss of silencers, ISO 11 691, *Nordtest report, project number 1290-96*, 1997.
- [12] ISO 3741, Acoustics – Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure – Precision methods for reverberation test rooms. 1988
- [13] Liu J, Herrin D. W, Seybert A. F. Application of Micro-Perforated Panels to Attenuate Noise in a Duct, *SAE 2007 Noise and Vibration Conference and Exhibition*. 2007

- [14] Hettler S, Leistner P. Sound absorption of microperforated duct systems, *Novak, J.: Inter-Noise*. 2004. Paper 746
- [15] Brandstätt P, Karlheinz B, Krämer M. Mikroperforierter Absorber als Schall-dämpfer. *Fraunhofer Institute for Building Physics IBP*, 2006 **464**
- [16] Liua J, Herrin D.W. Enhancing micro-perforated panel attenuation by partitioning the adjoining cavity, *Applied Acoustics 71*, 2010, 120-127
- [17] Zhanga Z. M, Gub X. T. The theoretical and application study on a double layer microperforated sound absorption structure. *Journal of Sound and Vibration Volume 215, Issue 3* 1998, Pages 399-405
- [18] Sakagami K., Morimoto M., Koike W. A numerical study of double-leaf microperforated panel absorbers. *Applied Acoustics 67* 2006, Pages 609-619
- [19] Munjal M.L. Acoustics of ducts and mufflers, *Wiley-interscience* 1987
- [20] Salissou Y, Panneton R. A general wave decomposition formula for the measurement of normal incidence sound transmission loss in impedance tube. *J. Acoust. Soc. Am.* 2009. **125**, 2083-2090
- [21] ISO 5135, Acoustics – Determination of sound power levels of noise from air-terminal devices, air-terminal units, dampers and valves by measurement in a reverberation room. 1997
- [22] Klopfenstein Jr, R. Air velocity and flow measurement using a Pitot tube. *ISA Transactions 37* (1998) 257-263
- [23] Frommhold W, Mechel F. P. Simplified Methods to Calculate the Attenuation of Silencers, *Journal of Sound and Vibration* 1990, **141**103-125
- [24] Vigran T.E, Pettersen O. K. Ø. The Absorption of Slotted Panels Revisited. *Forum Acousticum* 2005, 2037-2040
- [25] Mechel, Notes on the radiation impedance, especially of piston-like radiators. *Journal of Sound & Vibration* 123 (1988), 537-572, ligning (54)
- [26] Haugen, T. Lavfrekvent ventilasjonsdemper [Prosjektoppgave]. Sted: *Institutt for Elektronikk og Telekomunikasjon, NTNU*; 2010
- [27] www.trox.no [Internett] Sted: Trox Auranor Norge [2011;21.05.2011]
- [28] www.ventilation-system.com [Internett] Sted: VENTS company [2011;21.05.2011] Tilgjengelig fra http://www.ventilation-system.com/images/cat/184_898_cat_file_lang.pdf

Tillegg A

Appendix

A.1 Oversikt målinger

Demper 1						
3 kammer	B	3	Nei	21.11.2010	16	IRL130
3 kammer, uten vibrasjonsdemping i kontaktflater	B	3	Nei	24.11.2010	15	IRL140
3 kammer, uten vibrasjonsdemping i demper og skjøt	B	3	Nei	24.11.2010	15	IRL141
3 kammer, polyestermatte ved innvendig yttervegg i kammer	B	3	Nei	02.02.2011	16	IRL201
4 kammer	B	4	Nei	19.11.2010	16	IRL111
5 kammer	B	5	Nei	19.11.2010	16	IRL120
5 kammer, nye laster. Last 2 av metall, ekkofri forbedret	B	5	Nei	10.02.2011	17	IRL121
5 kammer, nye laster. Ny måling etter å ha flyttet testkanalen.	B	5	Nei	29.04.2011	20	IRL129
5 kammer, med hard pod. Nye laster	B	5	D	10.02.2011	16	IRL230
5 kammer, med pod. Nye laster. Demper ikke festet til målekanal med skjøt	B	5	D	03.03.2011	16	IRL231
5 kammer, med pod A. Nye laster	B	5	A	17.02.2011	17	IRL240
5 kammer, med pod C. Nye laster	B	5	C	22.02.2011	16	IRL250
5 kammer, med pod B. Nye laster	B	5	B	24.02.2011	16	IRL261
Demper 2						
Vegger mellom kammer ikke tettet	B	3	Nei	29.04.2011	20	IRL301
Vegger mellom kammer tettet inntil platen i midten med stoff	B	3	Nei	04.05.2011	20	IRL302
Vegger mellom kammer ikke tettet	B	4	Nei	29.04.2011	20	IRL311
Vegger mellom kammer tettet inntil platen i midten med stoff	B	5	Nei	03.05.2011	20	IRL314
Vegger mellom kammer ikke tettet	B	5	Nei	30.04.2011	20	IRL321
Vegger mellom kammer tettet inntil platen i midten med stoff	B	5	Nei	02.05.2011	20	IRL322
Vegger tettet i begge kanter	B	5	Nei	04.05.2011	20	IRL323
Vegger tettet i begge kanter. Justert veggavstandene ørlite i forhold til IRL323	B	5	Nei	06.05.2011	20	IRL324
Vegger tettet, ingen vibrasjonsdemping i skjøtene til målekanal	B	5	Nei	06.05.2011	20	IRL325
Vegger mellom kammer ikke tettet	C	5	Nei	30.04.2011	20	IRL330
Vegger tettet i begge kanter	C	5	Nei	06.05.2011	20	IRL331
Vegger tettet i begge kanter	C	5	Nei	12.05.2011	22	IRL332
Vegger mellom kammer ikke tettet	B	2	Nei	04.05.2011	20	IRL341
Vegger tettet i begge kanter. Perforert pod	C	5	C	07.05.2011	20	IRL351
Vegger tettet i begge kanter. Hard pod	B	5	D	06.05.2011	20	IRL361
Vegger tettet i begge kanter. Hard pod	C	5	D	07.05.2011	20	IRL362
Hel plate C med kun ett kammer rundt. Gamle endestykker	C	1	Nei	04.02.2011	17	IRL211
Help plate D med ett kammer rundt. Nye endestykker	B	1	Nei	01.05.2011	20	IRL212
Målinger åpen plate						
Måling med gamle laster	C	0	Nei	27.10.2010	16	IRL105
Måling med nye laster	C	0	Nei	06.05.2011	20	IRL106
Måling med perforert pod. Nye laster	C	0	C	13.05.2011	22	IRL107
Måling med plate B. Nye laster	B	0	Nei	05.05.2011	20	IRL191
Innskuddsdemping						
demper 1, hard pod	B	5	D	05.04.2011	16	måling 4
demper 1, perforert pod	B	5	C	06.04.2011	16	måling 6
Perforert pod plassert i referansekanal	ingen	0	C	06.04.2011	16	måling 7
demper 1 uten pod	B	5	Nei	06.04.2011	16	måling 8
Åpen demper plate C	C	0	Nei	13.04.2011	15	måling 9
Reduksjonstall						
Åpen plate C, liten høyttaler	C	0	Nei	07.04.2011		måling 14
Åpen plate C, stor høyttaler, dempet senderom	C	0	Nei	14.04.2011		måling 19
Åpen plate B, stor høyttaler, dempet senderom	B	0	Nei	14.04.2011		måling 20
Åpen plate B, stor høyttaler	B	0	Nei	14.04.2011		måling 21
Andre						
Transmisjonstap 1030mm langt rør, ingen demper			Nei	03.03.2011	17	IRL190
Transmisjonstap lite metallrør, første måling for testing av målekanal. Røret er 615 mm langt, og har indre diameter 25 mm. Det er limt kant i kant til treplater, 12 mm tykke, som er igjen limt til kloakkrør som er festet til målekanalen på vanlig måte.	ingen			22.10.2010	16	IRL101
Kun kammer, ingen plate. Som ekspansjonskammer med diameter 400 mm	ingen			01.05.2011		IRL390

Figur A.1: Oversikt over alle målinger

A.2 Etterklangstid klangrom

1/3 oktav	sekund
50	8.89
63	7.75
80	7.91
100	7.29
125	8.19
160	7.24
200	8.16
250	5.76
315	5.53
400	6.32
500	5.41
630	5.51
800	5.53
1000	5.21
1250	4.70
1600	4.20
2000	3.58
2500	3.44
3150	2.81
4000	2.21
5000	1.60
6300	1.26
8000	0.91
10000	0.66
12500	0.50
16000	0.41
20000	0.37

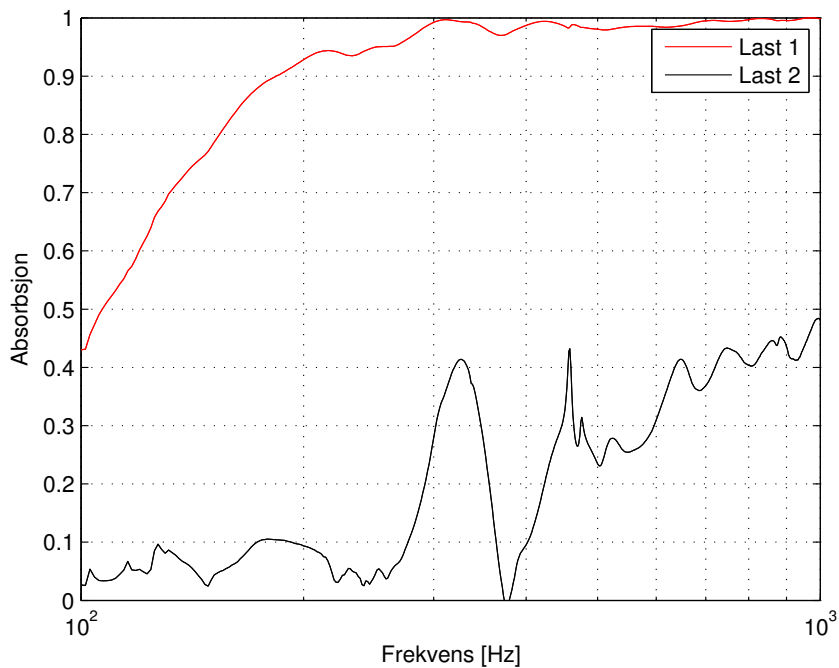
Tabell A.1: Etterklangstid mottagerrom

A.3 Standardavvik målinger i rom

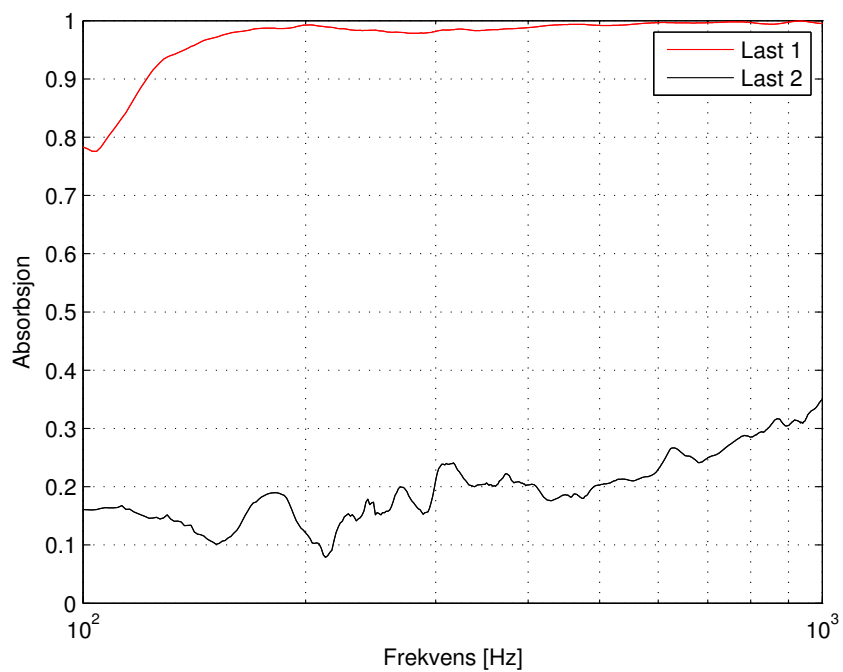
1/3 oktav	måling 4 m.rom	måling5 m.rom	måling6 m.rom	måling7 m.rom	måling8 m.rom	måling14 s.rom	måling19 s.rom	måling20 s.rom	måling21 s.rom
50	5,3	3,3	3,9	3	4,9	8,2	6	6	5,9
63	2,6	2,6	2,7	3,1	1,9	5	6,6	6,6	7,7
80	2,1	2,6	1,9	2,6	2,3	2,1	2,9	2,9	2,2
100	1,6	1,2	1,3	1,7	2,7	4,6	3,3	3,3	1,7
125	1	1	0,9	1,2	0,6	2,9	2	2	2
160	1,2	1,2	0,8	1,3	0,4	2,7	1,2	1,2	1,2
200	0,6	0,8	0,7	0,8	0,5	2	1,4	1,4	1,1
250	0,8	1,1	0,7	1,4	0,9	1,6	0,8	0,8	1,1
315	0,2	0,5	0,2	0,3	0,6	0,9	1,3	1,3	1
400	0,5	0,4	0,2	0,3	0,4	0,8	1,8	1,8	0,6
500	0,5	0,3	0,4	0,3	0,6	0,4	2,1	2,1	0,5
630	0,4	0,3	0,4	0,4	0,3	0,8	0,6	0,6	0,5
800	0,4	0,4	0,6	0,3	0,6	0,4	0,5	0,5	0,6
1000	0,7	0,2	0,3	0,5	0,3	0,5	1	1	0,7

Tabell A.2: Standardavvik for noen målinger i mottagerrom og senderom.

A.4 Absorbsjonskoeffisienter endetermineringer



Figur A.2: Absorbsjonskoeffisienter for gamle laser



Figur A.3: Absorpsjonskoeffisienter for nye laster

A.5 Beregningsverdier

Følgende verdier er brukt i Winsilence:

PLATE B:

- Plateradius 94 mm
- Kammerradius 194 mm
- Platetykkelse 1 mm
- Massetetthet plate 2700 kg/m³
- Spaltebredde 0,2 mm
- Effektiv spalteavstand 64,7 mm

PLATE C:

- Plateradius 94 mm
- Kammerradius 194 mm
- Platetykkelse 1 mm
- Massetetthet plate 2700 kg/m³
- Spaltebredde 0,2 mm
- Effektiv spalteavstand 43,5 mm

Pod A:

- Radius 50 mm
- Tykkelse 1 mm
- Massetetthet plate 2700 kg/m³
- Hulldiameter 2 mm
- Hullavstand 25 mm²
- Polyestermatte Resistans 3.0 kPa.s/m²

Pod B:

- Radius 50 mm
- Tykkelse 1 mm
- Massetetthet plate 2700 kg/m³
- Hulldiameter 2 mm
- Hullavstand 25 mm²
- Soundtexduk resistans 190 Pa.s/m

Pod C:

- Radius 50 mm
- Tykkelse 1 mm
- Massetetthet plate 2700 kg/m³
- Hulldiameter 2 mm
- Hullavstand 25 mm²
- Polyestermatte Resistans 3.0 kPa.s/m²
- Soundtexduk resistans 190 Pa.s/m

Pod D:

- Radius 50 mm
- Hard pod

A.6 Matlab-kode

Filene for å beregne transmisjonstap i Matlab heter `abstrans_2L_v3.m`, `impmal.m` og `bereg_aR_2L.m`, og er skrevet av Tor Erik Vigran og brukes med tillatelse, men gjengis ikke her. Følgende filer er inkludert:

- `computeID.m`, for å regne ut innskuddsdempingen
- `comp_red.m`, for å regne ut reduksjonstall.
- `VariableA.m`, for å regne ut demping av senderom basert på innskuddsdemping og reduksjonstall.
- `transfermatrise.m`, for å regne ut dempingen i ekspansjonskammer.

computeID.m

```
clear all
close all

%Laster maalt lydtrykk fra winMLS
input = load('PATH nivaa med demper');
input2 = load('PATH nivaa uten demper');
sfrek=[10 12.5 16 20 25 31.5 40 50 63 80 100 125 160 200 250 315 400 ...
        500 630 800 1000 1250 1600 2000 2500 3150 4000 ...
        5000 6300 8000 10000 12500 16000 20000 31500];

%Initialiserer variabler
sizeofinput = size(input);
diffuse_demper = zeros(sizeofinput(1),1);
sizeofinput = size(input2);
diffuse_sub = zeros(sizeofinput(1),1);

%Regner ut gjennomsnittlig lydtrykk for hver 1/3 oktavbaand
for j= 1:34
    %gjennomsnittet av alle mikrofonposisjonene
    for k=2:sizeofinput(2)
        diffuse_demper(j) = diffuse_demper(j) + sqrt(10^(input(j, k)/10));
    end
    diffuse_demper(j) = 10*log10((diffuse_demper(j) ...
        / (sizeofinput(2) - 1))^2);
end

%finn standardavvik basert paa diffuse_demper
savvik_demper = zeros(sizeofinput(1), 1);
for j= 1:34
    for k=2:sizeofinput(2)
        savvik_demper(j) = savvik_demper(j) ...
            + ((input(j, k) - averageSound(j))^2)/(sizeofinput(2) - 1);
    end
    savvik_demper(j) = sqrt(savvik_demper(j));
end

%Regner ut innskuddsdempingen basert paa forskjellen mellom
```

```
%diffuse_sub og diffuse_demper for hver 1/3 oktavbaand
innskuddsdemping = zeros(sizeofinput(1),1);
for j= 1:34
    for k=2:sizeofinput(2)
        diffuse_sub(j) = diffuse_sub(j) + sqrt(10^(input2(j, k)/10));
    end
    diffuse_sub(j) = 10*log10((diffuse_sub(j)/(sizeofinput(2) - 1))^2);
    innskuddsdemping(j) = diffuse_sub(j) - diffuse_demper(j);
end

%finn standardavvik basert paa diffuse_sub
savvik_sub = zeros(sizeofinput(1), 1);
for j= 1:34
    for k=2:sizeofinput(2)
        savvik_sub(j) = savvik_sub(j) ...
            + ((input2(j, k) - diffuse_sub(j))^2)/(sizeofinput(2) - 1);
    end
    savvik_sub(j) = sqrt(savvik(j));
end

%Plotter resultater
figure(1)
semilogx(sfrek, innskuddsdemping, 'k')
hold on
plot(sfrek, innskuddsdemping, 'ko')
axis([50 8000 0 40])
grid on
xlabel('Frekvens')
ylabel('Demping [dB]')
legend('Innskuddsdemping', 'Transmisjonstap')
```


comp_red.m

```

%comp_red.mat
clear all
close all

%Konstanter
A_demper = 2*3.14*0.094*1;
ro = 1.22;
c = 340;
volum_mrom = 250;
sfrek=[10 12.5 16 20 25 31.5 40 50 63 80 100 125 160 200 250 315 400 ...
        500 630 800 1000 1250 1600 2000 2500 3150 4000 ...
        5000 6300 8000 10000 12500 16000 20000 31500];

% Enderefleksjon etter ISO 5135 sml. med Davies et al. JSV 72 (1980),543
r=94e-3; % Radius kanal
areal=pi*r^2;
hast=340;
om=4*pi;
bolg=2.0*pi*sfrek/hast;
arg=(hast/(4*pi)./(sfrek)).^2;
paran=1+arg.*(om/areal);
dL=10*log10(paran); %ISO

%Laster maalinger
path = 'C:\Users\Torgeir\Documents\My Dropbox\';
input_reverb = load([path ...
    '\Master\matlab program\Maalinger WinMLS\reverbPos1.txt']);
input_senderom = load([path ...
    '\Master\matlab program\Maalinger WinMLS\measurment22_med.txt']);
input_mottagerrom = load([path ...
    '\Master\matlab program\Maalinger WinMLS\measurment21_med.txt']);
sizeofinput = size(input_reverb);
sizeofinput2 = size(input_senderom);
sizeofinput3 = size(input_mottagerrom);

%Regner ut T60 tiden for 1/3 oktavbaand, og deretter dempingen A
diffuse_mottagerromed = zeros(sizeofinput3(1),1);
diffuse_senderomuten = zeros(sizeofinput2(1),1);
averageT = zeros(sizeofinput(1),1);
for j= 1:sizeofinput(1)
    for k=2:sizeofinput(2)
        averageT(j) = averageT(j) + input_reverb(j, k);
    end
    averageT(j) = averageT(j)/(sizeofinput(2) - 1);
    A(j) = 24*log(10)*volum_mrom/(340*averageT(j));
end

%regner ut diffuse feltet i senderommet, og effekten mot demperen, Wk
for j= 1:35
    for k=2:sizeofinput2(2)
        diffuse_senderomuten(j) = diffuse_senderomuten(j) ...
            + sqrt(10^(input_senderom(j, k)/10));
    end
    diffuse_senderomuten(j) = (diffuse_senderomuten(j) ...

```

```

        / (sizeofinput2(2) - 1)^2;
    Lw_senderom(j) = 10*log10(diffuse_senderomuten(j)) ...
        + 10*log10(A_demper); %stryker Z = ro*c
end

%finn standardavviket i maalinger i senderom
savvik_senderom = zeros(sizeofinput2(1), 1);
for j= 1:34
    for k=2:sizeofinput2(2)
        savvik_senderom(j) = savvik_senderom(j) ...
            + ((input_senderom(j, k) ...
                - 10*log10(diffuse_senderomuten(j)))^2)/(sizeofinput2(2) - 1);
    end
    savvik_senderom(j) = sqrt(savvik_senderom(j));
end

%regner ut diffuse feltet i mottagerrom og overført effekt fra senderom, Wt
for j= 1:35
    for k=2:sizeofinput3(2)
        diffuse_mottagerromed(j) = diffuse_mottagerromed(j) ...
            + sqrt(10^(input_mottagerrom(j, k)/10));
    end
    diffuse_mottagerromed(j) = (diffuse_mottagerromed(j) ...
        / (sizeofinput3(2) - 1))^2;

    if j > 7 && j < 35
        Lt_med(j-7) = 10*log10(diffuse_mottagerromed(j)) ...
            + 10*log10(A(j-7)) + dL(j);
        RdB(j-7) = Lw_senderom(j) - Lt_med(j-7);
    end
end

%finn standardavviket i maalinger i senderom
% savvik_mottagerrom = zeros(sizeofinput3(1), 1);
for j= 1:34
    for k=2:sizeofinput3(2)
        savvik_mottagerrom(j) = savvik_mottagerrom(j) ...
            + ((input_mottagerrom(j, k) ...
                - 10*log10(diffuse_mottagerromed(j)))^2)/(sizeofinput3(2) - 1);
    end
    savvik_mottagerrom(j) = sqrt(savvik_mottagerrom(j));
end

%Plot resultatet
figure(1)
semilogx(sfrek(8:34), RdB, 'k');
axis([50 4000 0 35])
xlabel('Frekvens')
ylabel('Rw [dB]')
```

VariableA.m

```

%VariableA.mat
clear all
close all

%Laster maalingene av reduksjonstall og innskuddsdemping av plate C
load('redtall')
Redtall = maling19(:, 2);
path = 'C:\Users\Torgeir\Documents\My Dropbox';
[readfrek, IDopenD, avvik1, avvik2] = textread([path ...
'Master\matlab program\Maalinger WinMLS\innskuddsdemping maaling 9.txt'...
], '%f %f %f %f', 'headerlines', 1);

%noen konstanter
Areal_demper = 2*3.14*0.094*1;
ro = 1.21;
c = 340;
sfrek=[10 12.5 16 20 25 31.5 40 50 63 80 100 125 160 200 250 315 400 ...
        500 630 800 1000 1250 1600 2000 2500 3150 4000 ...
        5000 6300 8000 10000 12500 16000 20000 31500];

%Regner ut A basert paa lik effekt fra vifte ut i rommet som inn i
%kanalen, og at det diiffuse feltet trykkes paa platen utenfra.
for i = 8:34
    A(i - 7) = Areal_demper*(10^((IDopenD(i) - Redtall(i-7))/10));
    A2(i - 7) = 2*Areal_demper*(10^((IDopenD(i) - Redtall(i-7))/10));
end

%Plotter resultatet
figure(1)
semilogx(sfrek(8:34), A, 'k--');
axis([100 1000 0 100])
grid on
hold on
semilogx(sfrek(8:34), A2, 'k');
semilogx(sfrek(8:34), A, 'ko');
semilogx(sfrek(8:34), A2, 'ko');
xlabel('Frekvens [Hz]')
ylabel('A [m^2 Sabine]')
legend('Bidrag fra rom like stort som fra kanal', ...
       'Bidrag fra rom halvparten saa stort som fra kanal')

```

transfermatrise.m

```

%Transfermatrise.mat
%Bruker teori fra Munjal til aa sette opp matriser paa hver side
%av demperen, og regne ut transmisjonstapet
clear all
close all
load('390')
load('212')

%Konstanter
c = 20.03*sqrt(273.16 + 20);
roc = 1.21 * c;
d1 = 0.188; %Diameter kanal
d2 = 0.40;  %Diameter ekspansjonskammer
l1 = 2;     %Lengde kanal
l2 = 1;     %Lengde ekspansjonskammer
f = 100:1:1000;
S1 = pi * ((d1 / 2) .^2);
S2 = pi * ((d2 / 2) .^2);

%Akustisk impedans
Y1 = roc/S1;

%Kaller T_kanal, som setter opp en matrise
Tror = T_kanal(f, S1, l1);
Tinnsnvr = T_kanal(f, S2, l2);

%Kaller T_mult, som ganger sammen matrisene
temp = T_mult(Tror, Tinnsnvr);
Tres = T_mult(temp, Tror);

%Regner ut transmisjonstapet
TL = 20*log10(abs((Tres(1, :) + Tres(2, :))./Y1 + Tres(3, :).*Y1 + Tres(4, :))/2));

%Plotter resultatet
figure(1)
semilogx(f, TL, 'k');
axis([100 1000 0 10]);
hold on
grid on
semilogx(frek_RdB, RdB_390, 'r');
semilogx(frek_RdB, RdB_212, 'k');
xlabel('Frekvens [Hz]')
ylabel('Demping [dB]')
legend('Kun kammer, ingen plate', 'Beregning uten plate', 'Plate B, udelt kammer')

```