

Analyse av en platehøytaler ved elementmetoden

Trond Ågesen Sørgerd

Master i elektronikk
Oppgaven levert: Juli 2010
Hovedveileder: Ulf R Kristiansen, IET

Oppgavetekst

I denne oppgaven skal en platehøytaler (DML-Distributed Mode Loudspeaker) med et mikroslisset panel analyseres. Det skal lages en modell der forskjellige parametre ved panelet kan endres for en mulig videreutvikling av høytaleren. Spesielt interessant er vurderinger rundt høytalerens sterke koinsidensstråling. Andre egenskaper som bør undersøkes er punktimpedans for panelet, frekvensrespons og direktivitet.

Oppgaven gitt: 08. februar 2010

Hovedveileder: Ulf R Kristiansen, IET

Sammendrag

Denne oppgaven tar for seg avstråling fra en platehøytaler (såkalt Distributed Mode Loudspeaker, DML). Ved hjelp av simuleringer av panelet med *endelig element-metoden* i *COMSOL Multiphysics*, beregning av avstråling ved det diskretiserte Rayleigh-integralet i MATLAB og sammenligning med tidligere målearbeider, har en kartlagt egenskapene til høytaleren. Oppgaven er vel så mye en studie i bruk av numeriske verktøy, og deres begrensinger, som i platemekanikk.

Numeriske modeller for tre dimensjoner vokser eksponentielt med frekvens. Det gjør at de for større geometrier kun er praktiske for lave frekvenser. For denne oppgaven med tilgjengelige ressurser medfører det en øvre grense for beregnet avstråling på en meter fra platen til 2KHz, og 10KHz for påvirkningen av et lukket bakvolum med dybde ti centimeter. For platevibrasjonene er bildet ett annet. Siden fasehastigheten for skjærbølger i panelet øker med roten av frekvensen, gir dette ett lineært forhold mellom frekvens og antall elementer i minnebehov/antall frihetsgrader,.

Ved simuleringer av lydtrykksnivået normalt på aksen er det, med unntak av bunnen av bølgedalene på frekvensresponsen, svært godt samsvar mellom beregnede verdier i comsol og utregninger i matlab. For skrå vinkler er det derimot store avvik. Comsol gir en nesten fullstendig rundtstrålende løsning, mens matlab-beregningene gir en spredningskarakteristikk som er mer i tråd med det som er målt tidligere.

Forord

Denne rapporten skal dokumentere min masteroppgave ved Institutt for elektronikk og telekommunikasjon, NTNU. Arbeidet er utført for e-Scape AS som forhåpentligvis vil få litt ekstra utbytte av det som ikke har kommet med i rapporten.

Ellers vil jeg takke Viggo Henriksen på SINTEF for råd og vink angående COMSOL. Og ikke minst ønske avdelingsingeniør Øyvind Lervik til lykke med pensjonisttilværelsen. Et unikum når det gjelder serviceinstilling.

takk for alt og takk for meg

Innhold

1	Innledning	1
1.1	Forkunnskaper	1
1.2	Distribuert mode-høytaler	1
1.3	Tidligere arbeider	2
1.4	Juridisk	2
2	Teoretisk grunnlag	3
2.1	Akustisk avstråling	3
2.2	Platemekanikk	4
2.3	Mekanisk Impedans	5
2.4	Kabinettresonanser	5
2.5	Endelig elementmetoden	5
3	Modellering	7
3.1	COMSOL multiphysics	7
3.1.1	Solvers	8
3.1.2	Mekanikk	8
3.1.3	Modellklasser	8
3.2	MATLAB	9
3.3	Målinger	10
4	Resultater og diskusjon	11
4.1	maskevidde	11
4.2	Perfekt tilpasset lag	11
4.3	Slisser	12
4.4	Kasseresonanser	13
4.5	Avstråling COMSOL og MATLAB	13
4.6	Frekvensrespons på aksene	13
4.7	Bakvolum	19
4.8	Direktivitet	19
5	Konklusjon	21
5.1	Videre arbeid	21

A	Matlabkode	25
A.1	Splarch	25
A.2	getwt	26
A.3	getLp	26
B	Målinger med og uten bakplate	27
B.1	flere figurer	27
C	Direktivitetmålinger 2008	31
D	Hackintosh	35

Figurer

2.1	Et sirkulært stempel i et uendelig baffel	3
3.1	Akustikkdomenet som danner høyttalerens bakvolum	8
3.2	Illustrasjon av virtuell målesituasjon	9
4.1	Differanse av lydtrykksnivå ved 1m ved maskevidde 20 og 10 cm.	11
4.2	Lydtrykksnivå i PML for 15 og 9 cm maskevidde	12
4.3	Frekvensrespons på akse for slisset og ortotropisk panel, med åpent bakvolum	13
4.2	Sammenligning mellom slisser og ortotropi	16
4.3	Differanse av lydtrykksnivå inne i kabinettet med og uten absorberent	17
4.4	Verdier for normalt på akse og ved 45 grader, beregnet direkte i COMSOL og i MATLAB med utgangspunkt i samme platehastighet	17
4.5	Sammenligning av målt og simulert lydtrykksnivå på akse ved en meter med lukket kabinett.	18
4.6	Sammenligning av målt og simulert lydtrykksnivå på akse ved en meter med åpent kabinett.	18
4.7	SPL 1m simulert med og uten bakvolum	19
4.8	Horisontal direktivitet 1KHz	20
4.9	Horisontal direktivitet 8KHz	20
B.1	Ukalibrerte målinger av panel med slissevidde 0.5mm med og uten bakplate	27
B.2	Ukalibrerte målinger av panel med slissevidde 0.2mm med og uten bakplate	28
B.3	Ukalibrerte målinger av panel med slissevidde 0.5mm med bakplate og med og uten ca. 2 dm ³ glassull	28
B.4	Beregnet horisontal frekvensrepons på akse, 15, 30 og 45 grader med åpent bakvolum.	28
B.5	Beregnet avstråling	29
C.1	Frekvensrespons horisontalt	32
C.2	Frekvensrespons vertikalt	32
C.3	Frekvensrespons horisontalt(0 arch) og vertikalt(90 arch)	33

Kapittel 1

Innledning

Bakgrunnen for denne oppgaven er et ønske om å kunne lage en plattform for videreutvikling av en platehøytaler basert på et mikroslisset panel. Et annet aspekt i denne oppgaven har vært å gjøre seg kjent med muligheter og begrensinger i numeriske verktøy. Høytalerens spredningskarakteristikk er tidligere kartlagt, og det er tatt utgangspunkt i dette for å kvalitetssikre en simuleringene.

1.1 Forkunnskaper

Det antas at leseren har grunnleggende kunnskaper i akustikk. For den som finner noe av stoffet litt tungt, vil jeg anbefale *Akustikk for ingeniører* av professor emeritus Asbjørn Krogstad. Den tar ingen teoretiske dypdykk, men gir en god gjennomgang av de fleste tema som berøres i denne oppgaven, da kanskje med unntak elementmetoden, men som igjen ikke er nødvendig for å forstå høytalerens oppførsel. Boken er tilgjengelig på *teknisk hovedbibliotek* i hovedbygget på Gløshaugen, eller kan kjøpes hos fagruppens sekretær.

1.2 Distribuert mode-høytaler

Tradisjonelle høytalerelementer er i all hovedsak en tilnærming til et stempel, uten noen deformasjon av selve membranen. I en platehøytaler (Distributed Mode Loudspeaker, fork. DML) er det nettopp bølgebølger i membranen som gir opphav til avstrålingen. I tillegg til at selve grunnprinsippet skiller seg fra den tradisjonelle dynamiske høytaleren, er også egenskapene anderledes. I motsetning til en dynamisk høytaler som går fra å være rundtstrålende ved lave frekvenser, for så å bli mer og mer direktiv ettersom bølgelengden blir mindre enn elementets utstrekning, beholder en DML sin omnidireksjonalitet i hele frekvensspektret. Dette skyldes i hovedsak at de forskjellige delene av radiatoren ikke er i fase. En måte å beskrive DMLen på er som en rekke med linjekilder, plasser ved siden av hverandre. Det prinsippet vil bli brukt i denne oppgaven for å beregne avstråling fra høytaleren.

Den største kommersielle tilbyderen av platehøytalere i dag er britiske NXT. Deres løsninger baserer seg hovedsakelig på svært lette og stive membraner som er festet direkte til driver-enhetene, gjerne fire, festet på skrå rundt *det gyldne snitt* av panelet, uten noen form for kantoppheng. Driverene er så festet til en ramme som kan festes til tak og vegger. Høytaleren som omtales i denne oppgaven skiller seg radikalt fra dette med bruk av et relativt tungt og mykt materiale, kantoppheng og en fritthengende driverenhet i senter av panelet. Dette gir seg umiddelbart utslag i form av dypere frekvensrespons, og lav effektivitet. En metode for å glatte ut frekvensresponsen til en platehøytaler, baserer seg på å plassere ekstra vekt på strategiske punkter på panelet som så gir en jevnere distribusjon av moder[5]. I denne oppgaven vil vi være mer opptatt av platens lokale bøyestivhet.

1.3 Tidligere arbeider

Denne oppgaven er en videreføring av høstens prosjektoppgave og to tidligere bachelor-prosjekter ved HiST. Hovedfunnene fra min oppgave var en bekreftelse av hypotesen om at høytaleren i hovedsak var lokalt reagerende i området rundt driveren for høye frekvenser, samt en generell kartlegging av bølgemønsteret i plata ved hjelp av akselerometermålinger og simuleringer i COMSOL. Simuleringer antydte også at for lavere frekvenser kan slissene modelleres med lokal ortotropi, med lav bøyestivhet på tvers av slissene. De to foregående HiST-oppgavene har undersøkt blant annet direktivitet, driverplassering, og subjektiv lyd kvalitet ved forskjellige rammedybder.

1.4 Juridisk

Platehøytaleren basert på et mikroslisset panel er beskyttet av norske og internasjonale patenter. Spørsmål angående lisensiering kan rettes til e-Scape AS ved daglig leder Runar Kjølle Nilsskog: runarkn@gmail.com

Kapittel 2

Teoretisk grunnlag

2.1 Akustisk avstråling

En av de enkleste kildeformene er en harmonisk pulserende sfære. Lydtrykket i avstand r fra senter av sfæren er gitt ved ligning 2.1 hvor \mathbf{A} er avhenger av grensebetingelsene, henholdsvis overflatastigheten u_0 , kulens radius a og bølgetallet k .

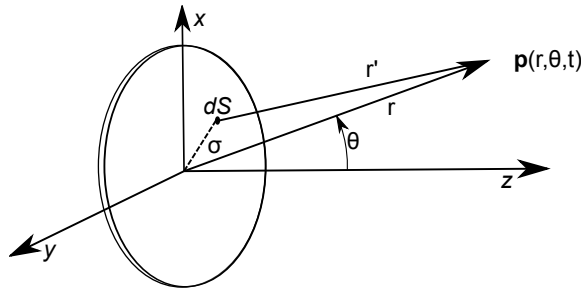
$$\mathbf{p}(r, t) = \frac{\mathbf{A}}{r} e^{j(\omega t - kr)} \quad (2.1)$$

En idealisert betingelse som ligner mer på vårt problem, er et sirkulært stempel i et uendelig baffel(2.2)[3].

$$\mathbf{p}(r, \theta, t) = j\rho_0 c \frac{U_0}{\lambda} \int_S \frac{1}{\tilde{r}} e^{j(\omega t - k\tilde{r})} dS \quad (2.2)$$

Ettersom en denne oppgaven ikke omhandler et stempel, men en plate med varierende hastighet og fase, må hastigheten U_0 flyttes inn i integralet.

Vi ønsker å finne lydtrykksnivået ved en meters avstand fra senter av panelet.



Figur 2.1: Et sirkulært stempel i et uendelig baffel

Horisontalt beregnet lydtrykk blir da gitt ved ligning 2.3

$$\mathbf{p}(1, \theta, t) = \frac{j\rho_0 c}{\lambda} \int_S \frac{U_0}{\hat{r}} e^{j(\omega t - k\hat{r})} dS \quad (2.3)$$

hvor \hat{r} er avstanden fra det aktuelle punktet på panelet til punktet \mathbf{p} vi ønsker å finne verdien i. \hat{r} blir da lengden av vektoren som spennes opp av punktet $\mathbf{p}(x, y)$ på panelet og målepunktet $\mathbf{r}(1, \theta)$ på buen.

$$\mathbf{r}(x, y, z) = [\cos(\theta), 0, \sin(\theta)] \quad (2.4)$$

For en halvsirkel normalt over senter av panelet, parallelt med x-aksen blir da $\hat{r}(\theta)$

$$\begin{aligned} \hat{r}(x, y, z) &= \sqrt{(x_s - x_r)^2 + (y_s - y_r)^2 + (z_s - z_r)^2} \\ \hat{r}(r = 1, \theta, y_r = 0) &= \sqrt{(x_s - \cos(\theta))^2 + y_s^2 + \sin(\theta)^2} \end{aligned} \quad (2.5)$$

Siden vi ikke har en analytisk løsning for U_0 , og integralet ikke er helt enkelt å løse for annet en normalt på sirkulære geometrier, må en bruke en numerisk tilnærming. En diskretisering av Rayleigh-integralet:

$$\mathbf{P}(r) = \sum_x \sum_y i\rho_0 \omega U(x, y) \Delta_{xy} e^{-ik\hat{r}} / (4\pi\hat{r}) \quad (2.6)$$

Der $U(x, y)$ nå er normal utsvingshastighet for panelet.

2.2 Platemekanikk

I tillegg til geometrien er en av de viktigste parametrene for en vibrerende plate og dens frekvensrespons bøyestivheten D , som er gitt ved følgende formel[8]:

$$D = \frac{Eh^3}{12(1 - \nu^2)} \quad (2.7)$$

Hvor E er *elastisitetsmodulen*, eller *Youngs modul*, en materialparameter som definerer hvor stort kraft som kreves for å deformere materialet. h er platas tykkelse og ν er *Poissons forholdstall* som definerer hvor mye materialet utvider seg radielt ved et normalt påtrykk. Ved å se nærmere på formelen finner vi at bøyestivheten er en funksjon av tykkelsen i tredje potens, så et avvik i tykkelse på 10 prosent gir en endring av bøyestivheten med 33 prosent og en endring av egenfrekvensene med 15 prosent.

For rektangulær, kantopplagret plate kan vi lett finne analytiske løsninger for egenfrekvensen for frie svinginger [4]:

$$\omega_{mn} = \sqrt{\frac{D}{\rho}} \left[\left(\frac{m\pi}{a} \right)^2 + \left(\frac{n\pi}{b} \right)^2 \right] \quad (2.8)$$

D er bøyestivheten og a og b er platens lengde i x- og y-retning, mens m og n er modenumrene. I motsetning til longitudinalbølger som vanlige lydbølger i luft, øker fasehastigheten til bøyebølger i tynnplater som funksjon av frekvens med en faktor $\sqrt{\omega}$. Nærmere bestemt:

$$c_b = \sqrt{\omega} \sqrt[4]{\frac{D}{\rho}} \quad (2.9)$$

Dette gir opphav til et fenomen som kalles *sportilpassing*. [8] Bøyebølgen projiseres ut fra plata. Fenomenet inntreffer ved kritisk frekvens der fasehastigheten er den samme i platen som i det tilstøtende mediet:

$$\omega_{cr} = c^2 \sqrt{\frac{\rho}{D}} \quad (2.10)$$

Da stråler platen rett til siden. Deretter øker vinkelen mot normalen, gitt ved:

$$\omega_{co}^2 = \frac{\omega_{cr}^2}{\sin^4 \theta} \quad (2.11)$$

2.3 Mekanisk Impedans

Den mekaniske impedansen defineres som forholdet mellom kraft og hastighet. For en plate blir dette

$$Z_m = \frac{F}{u} \quad (2.12)$$

2.4 Kabinettresonanser

Høyttaleren vil for enkelte anvendelser i et lukket kabinett. Vi vil da få resonanser eller rommoder i kabinettet. For et rektangulært kabinett er de gitt ved ligning 2.13. Moder kan deles inn i tre kategorier: aksielle, tangentielle og oblikke. Aksielle moder går langs en akse mellom to motstående plan, tangentielle moder går diagonalt mellom motstående hjørner i samme plan og har halve energien i forhold til en aksieell mode, mens oblikke moder innebefatter alle tre plan og har kun en fjerdedel av energien til en aksieell mode.

$$f_{mni} = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{m}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{i}{l_z}\right)^2} \quad (2.13)$$

2.5 Endelig elementmetoden

I korte trekk kan en si at elementmetoden går ut på å diskretisere det aktuelle domenet, ved å dele det inn i et maskenett, så løse differensialligningen som beskriver domenet (i dette tilfellet bølgeligningen for en plate) i hvert knutepunkt i maskenettet. Verdien ellers i modellen finnes ved å veie (interpolere) de omsluttende nodeverdiene.

Kapittel 3

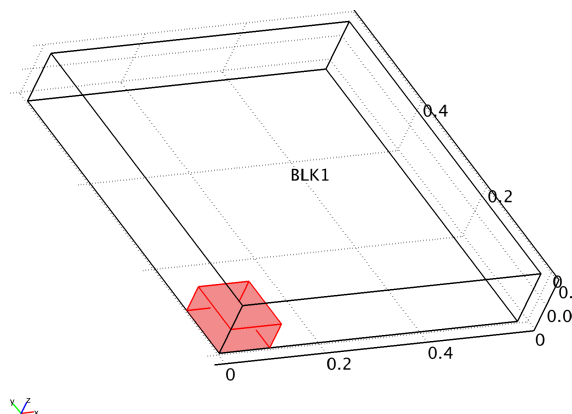
Modellering

3.1 COMSOL multiphysics

For å kunne gjøre forsøk med forskjellige verdier for platens bøyestivhet, må en først ha en verifiserbar modell. I høstens prosjektoppgave [7] ble det funnet at de slissede områdene på plata approksimeres med å gi modellen lav bøyestivhet på tvers av slissene. Dette er svært minnebesparende, da de tynne slissene må tilpasses med et ekstremt finmasket nett. For høye frekvenser derimot viser simuleringer relativt store forskjeller. Dessuten er simuleringer i to dimensjoner relativt enkle kontra tre dimensjoner. Dette betyr at for en datamaskin med nok minne, vil det ikke være problematisk å simulere med en slisset modell. Det at fasehastigheten for en bøyebølge kun øker med roten av frekvensen, gjør at antallet elementer i masken, og minnebehovet, kun øker lineært med frekvens. For høyere frekvenser derimot gir de to modellene betydelige avvik.

Utfordringer når det gjelder regnekraft kommer når en går fra to til tre dimensjoner. I plata øker minnebehovet lineært med frekvens, mens siden fasehastigheten for trykkbølger i luft ikke er avhenging av frekvens øker minnebehovet her med faktor f^3 . Dette medfører at med 24GB tilgjengelig minne lar det seg ikke gjøre å komme over 2KHz om en skal simulere en halvkule med en meter i radius. Om platevibrasjonene var symmetriske om aksene kunne en benyttet COMSOLs mulighet for aksisymmetriske modeller ville en kunne modellert en kvadrant. Det ville redusert minnebehovet til en fjerdedel, og gjort det mulig å komme over 3KHz. Ingen dramatisk prosentvis økning, men et frekvensområde er interessant fordi en er i et frekvensområde som påvirkes av lydfeltet på baksiden av plata.

Et poeng som er verdt å merke seg, er at variabelnavn variere etter hvilken type analyse som utføres. Dette skapte mye hodebry i begynnelsen av prosjektet. Akselerasjonen av utsvinget, U_0 , heter i egenfrekvensanalyse w_t , mens den i frekvensresponsanalyse benevnes w_t_smdrm . Ved kobling av det mekaniske og akustiske domenet førte dette til at det ikke ble overført noe energi fra panelet til luften, og dermed null lydtrykk, men ingen feilmelding. Det akustiske trykket derimot benevnes p for alle typer analyse.



Figur 3.1: Akustikkdomenet som danner høyttalerens bakvolum

3.1.1 Solvers

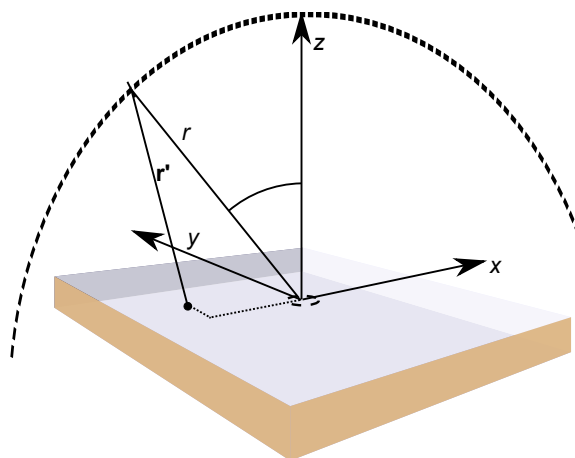
I COMSOL er det implementert en rekke algoritmer for løsninger av lineære ligningssystemer. Noen av løserne er vesentlig raskere enn andre, men for modellene med koblede domener og svært finmasket maskenett, var det dessverre vanskelig å finne løsninger for en del av parameterverdiene. Det er derfor brukt UMFPACK, som er COMSOLs standard direkte løser. Det er også implementert en del iterative løserne. Disse bruker mindre minne siden de ikke har hele ligningssystemet i minnet, men er langsommere enn direkte løserne.

3.1.2 Mekanikk

En av de store fordelene med COMSOL er muligheten til å koble forskjellige typer problemer sammen. I denne oppgaven brukes modulen *Structural Mechanics* til å løse bølge-ligningen for mekaniske vibrasjoner i en tynnplate og modulen *Acoustics* til å løse den tredimensjonale bølge-ligningen for lydbølger i et koblet domene. Det hadde vært mulig å tatt modellen enda lengre ved å simulere driveren elektromagnetisk, mekanisk og med varmeoverføring. Dette er imidlertid utenfor denne oppgaven. Her drives plata kun av en harmonisk oscillerende kraft. Dette medfører at modellen ikke gir et korrekt bilde, spesielt for frekvenser ned mot systemets resonans. Driveren er en kompleks last i systemet som innfører relativt store tap, og trekker ned resonanstoppe i plata.

3.1.3 Modellklasser

Det er bygget tre *hovedklasser* av COMSOL-modellene. En med bare plate, en med plate koblet til et bakvolum og en med plate koblet til ett akustikkdomene hvor det beregnes avstråling. Grensebetingelsene, med unntak av plata, i kassen er en perfekt hard vegg som gir en uendelig, reel impedans, mens den i virkeligheten er kompleks, som gir tap av energi. For å kompensere for dette er det lagt inn ett subdomene



Figur 3.2: Illustrasjon av virtuell målesituasjon

3.1 med strømningsresistans. Som vi ser av figur 4.3, gir en liten absorberende inne i kassen svært lite utslag, som igjen må bety at det vibrerende deAmp-panelet tar ut det meste av energien inne i kabinettet. COMSOL-modellen som inneholder bakvolum, brukes i nedre del av frekvensområdet. I tillegg til de resultatene den gir, fungerer den som en måte å sammenligne beregningene i MATLAB med. Etterhvert som en kommer høyere opp i frekvens avtar effekten av bakvolumet. Dersom en kan si at bakvolumet spiller liten rolle for frekvenser over 10KHz, er det mulig å simulere nøyaktig for hele frekvensområdet til høyttaleren.

3.2 MATLAB

Siden minnebegrensninger gjør det umulig å simulere i tre dimensjoner ved høye frekvenser i store volumer, brukes MATLAB til å beregne en semi-analytisk løsning ved å beregne en diskretisert versjon av Rayleigh-integralet (ligning 2.6) over panelet, og kun beregne platevibrasjonene i COMSOL. For å overføre datasettet fra COMSOL til MATLAB må en enten starte MATLAB fra COMSOL eller COMSOL fra MATLAB. Det blir da mulig å eksportere hele datasettet med ligninger og løsninger til MATLAB i datatypen *strukt*. Alle funksjoner, parametre og løsninger blir da tilgjengelig fra MATLAB, og en kan da manipulere alle innstillinger fra MATLAB. Noe som er svært nyttig om man skal variere flere parametre. Det er også mulig å definere geometrier fra MATLAB, som kan være fordelaktig. Verdier for simulerte variabler hentes ut av datasettet ved å kalle funksjonen *postinterp* i MATLAB, som installeres sammen med COMSOL dersom en velger å installere med MATLAB-grensesnitt. Det diskretiserte Rayleigh-integralet (2.6) løses ved først å hente ut platehastigheten for et antall punkter ved funksjonen A.2 *getwt*. Deretter beregnes lydtrykket i rommet ved funksjonen *splarch* A.1 med ønsket vinkeloppløsning.

3.3 Målinger

Tidligere målearbeider er gjort med lukket bakvolum på høyttaleren. Simulerte data er vel og bra. Selv om to beregningsmetoder for avstråling gir samme resultat, er det lite hjelp i om de tar utgangspunkt i feil bakgrunnsdata. For å gjøre en lite test ble det målt frekvensrespons på aksen for høyttaleren, med og uten bakplate. Målingene ble gjort ukalibrerte, både med tanke på lydtrykksnivå og effekt.

Kapittel 4

Resultater og diskusjon

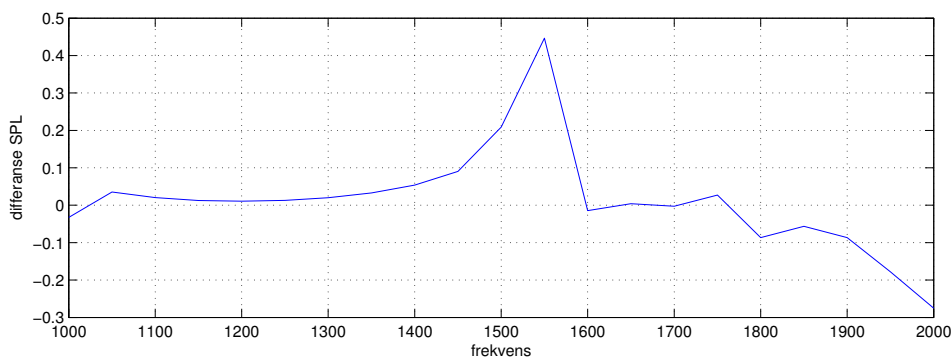
I dette kapitlet kommer jeg til å presentere mine funn.

4.1 maskevidde

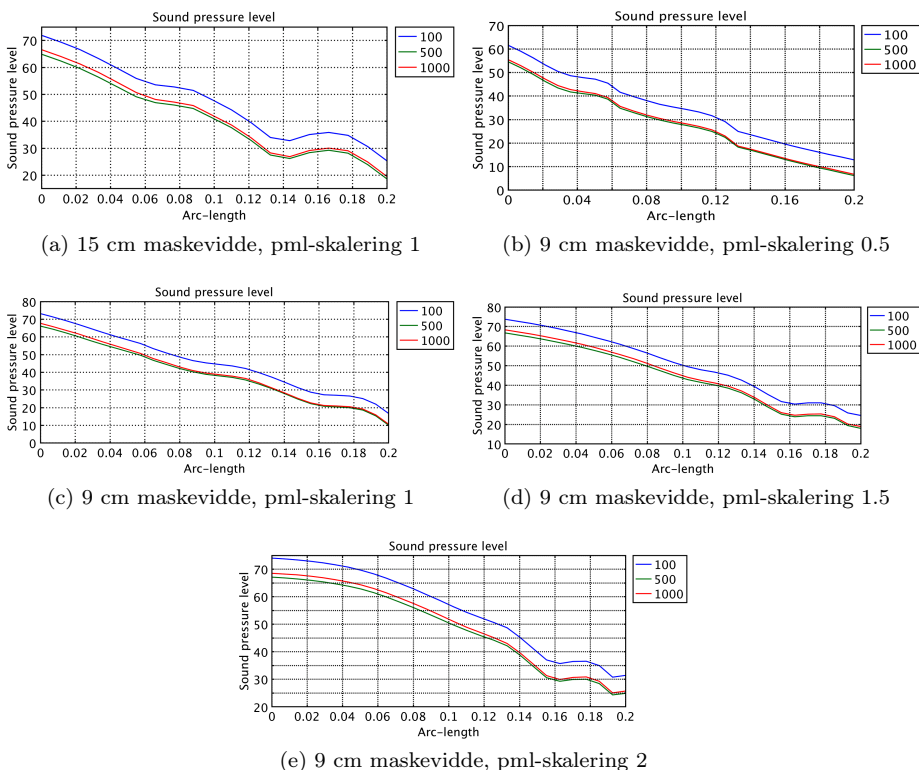
Dokumentasjonen til COMSOL[2] anbefaler en maskevidde på 0.2 ganger bølgelengden, mens en tidligere studentoppgave[6] finner akseptable resultater med en maskevidde på hele 0.8 ganger bølgelengden. Fra figur 4.1 ser vi at det tilsynelatende gir samme resultater, selv med maskevidde større enn en bølgelengde. Alle beregninger er uansett gjort med maskevidde mindre enn en halv bølgelengde, for å holde seg innenfor Nyquist-frekvensen.

4.2 Perfekt tilpasset lag

Her må jeg presentere forskjeller på forskjellig grensebetingelser for akustikkdomenet. Forskjellige modeller viser en klar forskjell ved forskjellige grensebetingelser.



Figur 4.1: Differanse av lydtrykksnivå ved 1m ved maskevidde 20 og 10 cm.

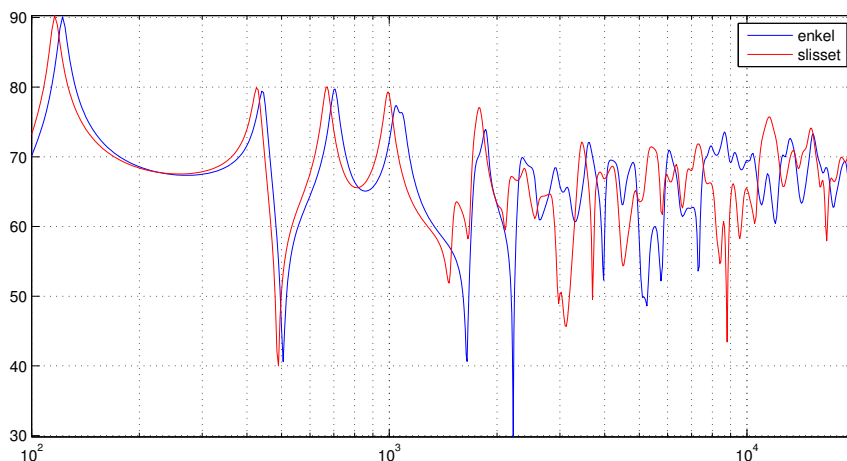


Figur 4.2: Lydtrykksnivå i PML for 15 og 9 cm maskevidde

Figur 4.2 viser at dempingen for et perfekt tilpasset lag tilsynelatende ikke avhenger av frekvens, men av antall elementer. Videre ser vi at skaleringsfaktor av PML ikke bare gir brattere eller slakere absorpsjon inn i laget, men også høyere og lavere verdi i grensesjiktet. Ellers observeres en mer enn tilfredsstillende demping av lydtrykket med ca 45dB attenuasjon en vei, med en maskevidde på 15cm i et 20cm tykt PML, og ca 65dB attenuasjon med 9cm maskevidde.

4.3 Slisser

Fra forprosjektet ble det antatt at en kan erstatte slissene i panelet med områder med lav bøyestivhet på tvers av slissene; i alle fall for lave frekvenser. Som vi ser av figur 4.2 ser vi at det faktisk opp til 5KHz er svært godt sammenfall mellom bølgemønstrene for de to modellene. Fra 10KHz og oppover ser vi derimot at den slissede modellen fører mye av energien ut til sidene langs den horisontale *hovedbjelken*.



Figur 4.3: Frekvensrespons på aksen for slisset og ortotropisk panel, med åpent bakvolum

4.4 Kasseresonanser

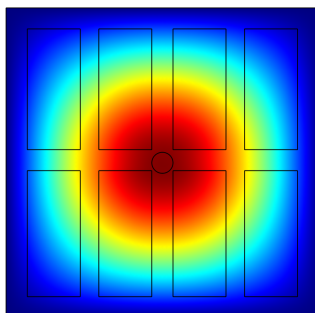
Mesihovic[6] finner at en idealisert grensebetingelse som en hard vegg ($Z = \infty$) kan gi urealistisk høye verdier. I modellen med bakvolum er sideveggene og bunnen definert som harde vegger, mens toppen gitt av det drevne deAmp-panelet. For å undersøke om panelet tok ut nok energi ble det gjort simuleringer med og uten absorberent inne i kabinettet. Som vi ser av figur 4.3 har absorberenten så liten innvirkning at vi kan si at med panelet som kompleks grensebetingelse, gir forenklingen med å definere de andre veggene som en uendelig impedans gode nok resultater.

4.5 Avstråling COMSOL og MATLAB

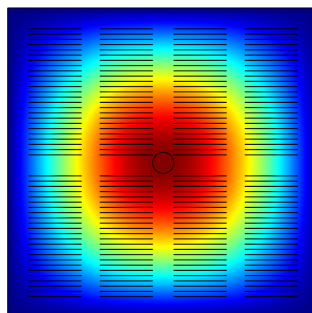
Ved å benytte COMSOLs mulighet til å beregne koblede domener kan vi sammenligne beregnede verdier fra matlab. Som vi ser i figur 4.4 er det betydelige avvik bølgedalene på aksen, og skrå vinkler viser COMSOL ingen forskjell i forhold til på aksen. Og når vi sammenligner med målte verdier hør høyttaleren C.1, ser vi en langt sterkere korrelasjon med verdiene beregnet i MATLAB.

4.6 Frekvensrespons på aksen

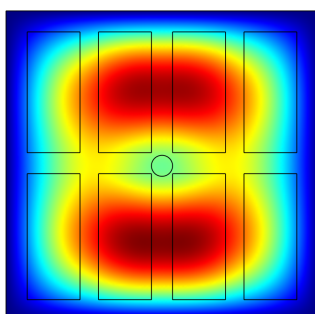
Som en ser i figur 4.5 gir simuleringen langt høyere resonanstopper enn målingene: Dette kan nok tillegges den manglende dempingen fra driveren (3.1.2). Men ellers ser man en et svært godt samsvar fra ca 1200Hz og oppover. Når vi sammenligner måling og simulering for høyttaleren med åpen kasse (fig 4.6), ser vi at det målte lydtrykket i bassen er langt under den simulerte verdien. Dette kan nok delvis



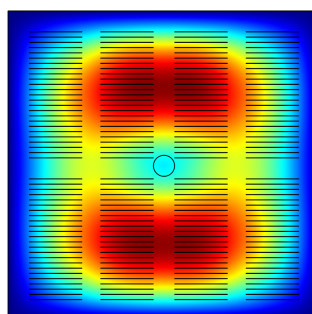
(a) ortotropisk 100Hz



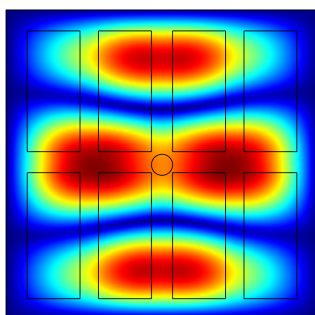
(b) slisset 100Hz



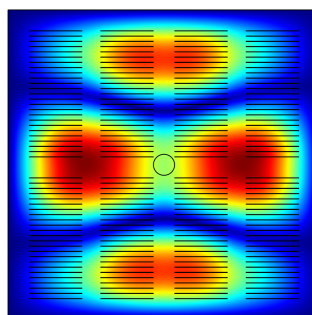
(c) ortotropisk 250Hz



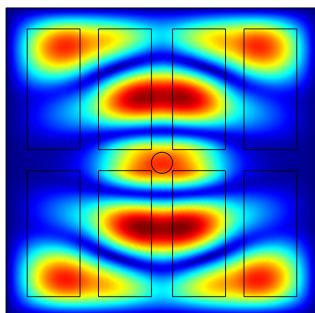
(d) slisset 250Hz



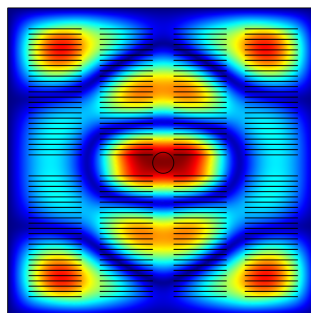
(e) ortotropisk 500Hz



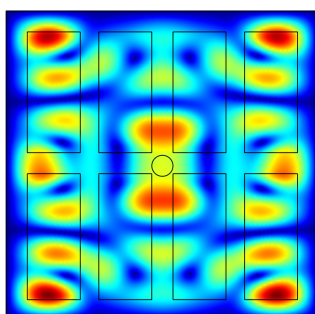
(f) slisset 500Hz



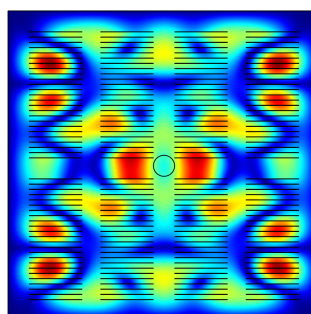
(g) ortotropisk 1KHz



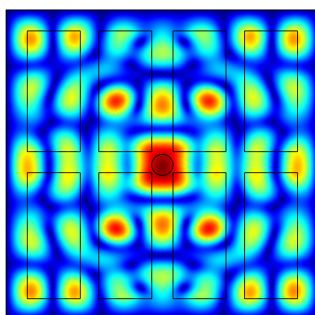
(h) slisset 1KHz



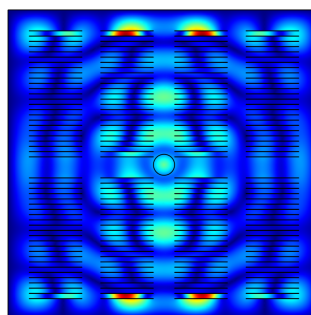
(i) ortotropisk 2.5KHz



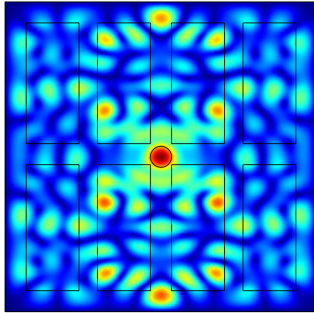
(j) slisset 2.5KHz



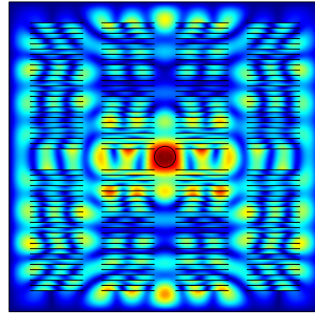
(k) ortotropisk 5KHz



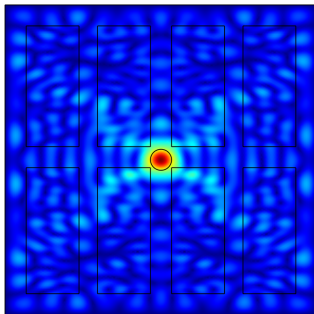
(l) slisset 5KHz



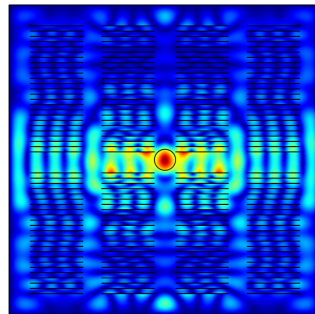
(m) ortotropisk 10KHz



(n) slisset 10KHz

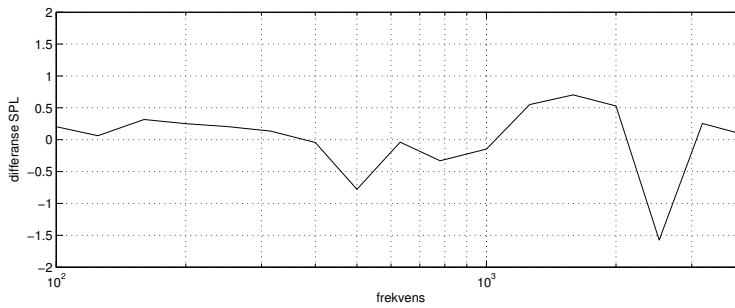


(o) ortotropisk 20KHz

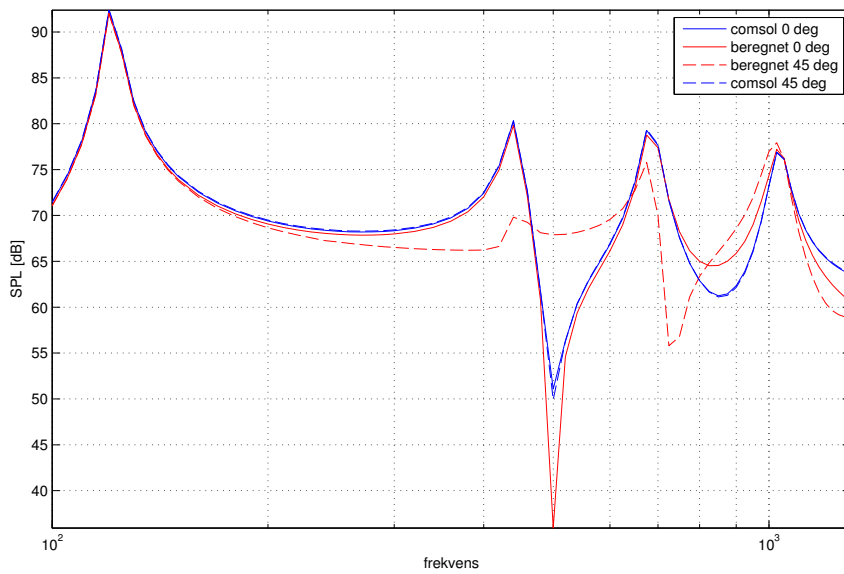


(p) slisset 20KHz

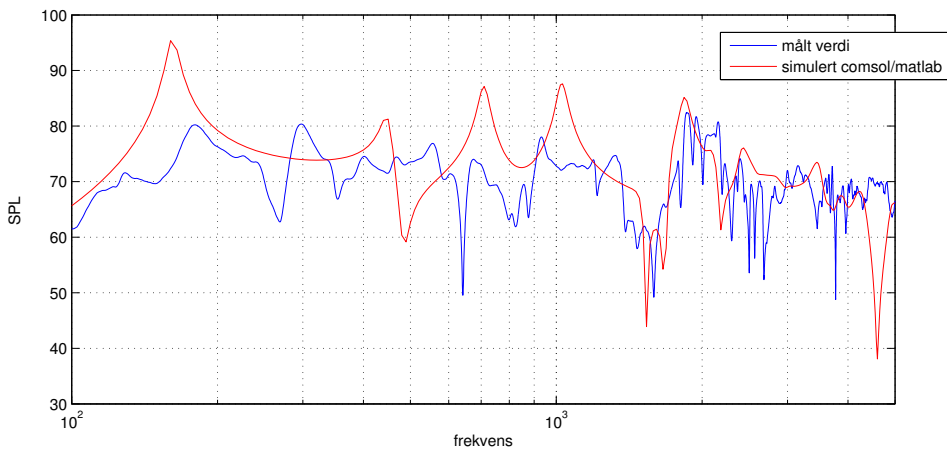
Figur 4.2: Sammenligning mellom slisser og ortotropi



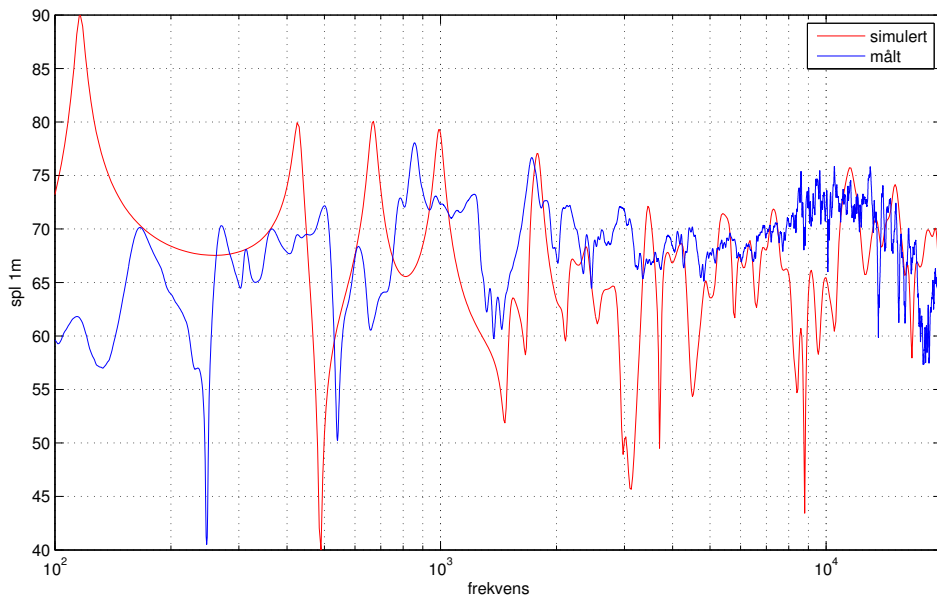
Figur 4.3: Differanse av lydtrykksnivå inne i kabinettet med og uten absorbert



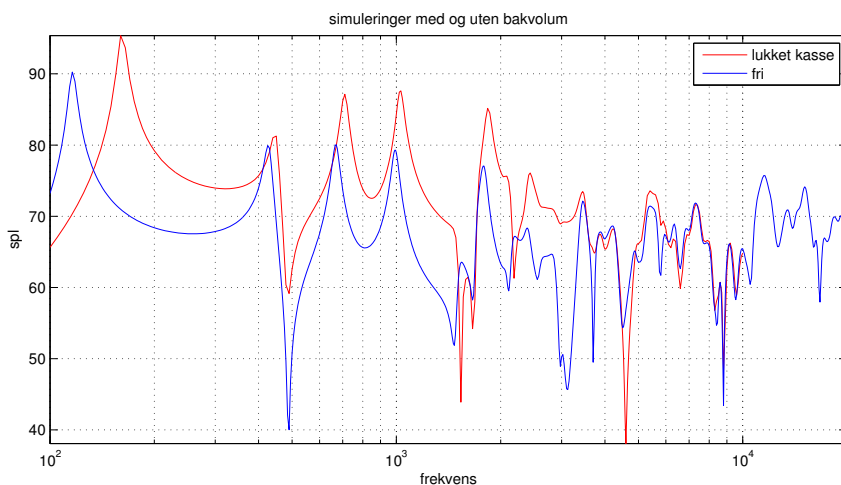
Figur 4.4: Verdier for normalt på aksen og ved 45 grader, beregnet direkte i COMSOL og i MATLAB med utgangspunkt i samme platehastighet



Figur 4.5: Sammenligning av målt og simulert lydtrykksnivå på aksen ved en meter med lukket kabinett.



Figur 4.6: Sammenligning av målt og simulert lydtrykksnivå på aksen ved en meter med åpent kabinett.



Figur 4.7: SPL 1m simulert med og uten bakvolum

tilskrives akustisk kortslutning mellom bak og framsiden av panelet og resten at uten driverens demping får en svært kraftig eksitasjon av grunnmoden.

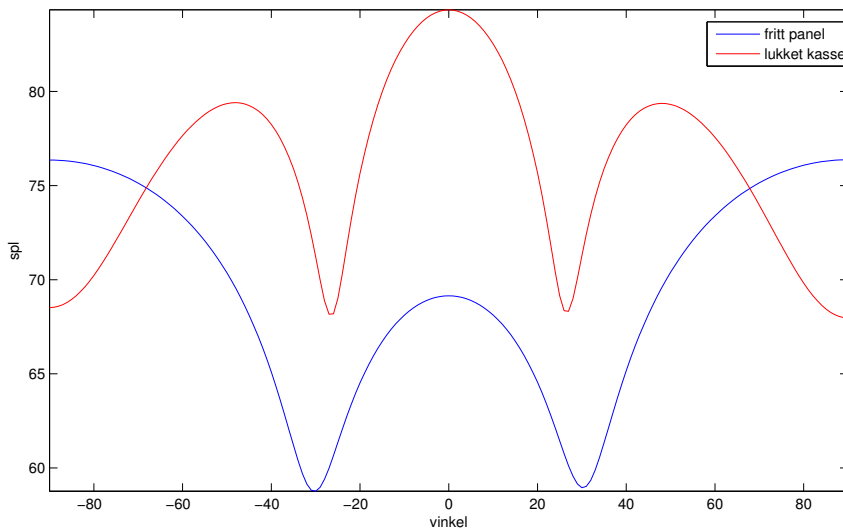
Når vi følger frekvenskurven, ser vi at den har en kraftig dip rundt 500Hz. Tar vi et blick på figur 4.4f ser vi at panelet er i en utpreget 2-2 mode, eller en kvadrupol, som er en svært lite effektiv stråler[8]

4.7 Bakvolum

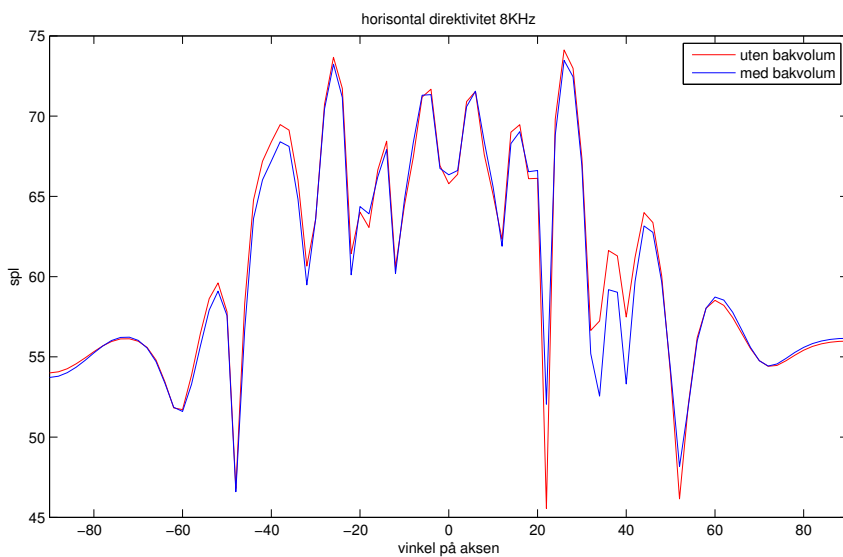
Mens man for strålende plater i frittfelt kan se bort fra kraften tilstøtende gasser, utgjør det lukkede volumet bak panelet et stor stivhet; særlig for lave frekvenser. Som vi ser av figur 4.7 løftes den laveste resonansen betraktelig, samtidig som den avstrålte effekten øker. Vi ser også jo høyere vi kommer opp i frekvens, jo mindre bli effekten av bakvolumet. Fra 5KHz og oppover er avviket marginalt.

4.8 Direktivitet

Tidligere kartlegginger av høyttalerens spredningskarakteristikk har vist at den er tilnærmet rundtstrålende for alle frekvenser, med unntak av en svært distinkt koin-sidensstråling, særlig horisontalt. Fra tidligere direktivitetmålinger[1] har man sett at høyttaleren for høye frekvenser er mere rundtstrålende vertikal enn horisontalt. Dette sammenfaller godt med det vi ser i figur 4.2p. Her ser vi at panelet blir en tilnærmet linjekilde med horisontal orientering, som tilsier en sterk direktivitet i horisontalplanet og rundtstrålende punktkildekarakteristikk i vertikalplanet.



Figur 4.8: Horistontal direktivitet 1KHz



Figur 4.9: Horistontal direktivitet 8KHz

Kapittel 5

Konklusjon

Fra sammenligninger med simuleringene og tidligere kartlegginger av strålingskarakteristikken til høyttaleren er det tydelig at modellen ikke klarer å gjenskape avstråling utenfor koincidens-loben. Dette kan kanskje knyttes til et bidrag fra et sideveis utsving av panelet, som det sees bort fra i modellen.

Som en ser figur 4.2p, ledes mye av den høyfrekvente energien langs den liggende *hovedbjelken*. Ved et annet mønster eller driverplassering, der man sperrer denne bølgelederen vil antakelig noe av den sideveis koincidensstrålingen dempes.

5.1 Videre arbeid

Et naturlig videre steg for arbeidet og eventuelle fremtidige oppgaver er å inkludere driverens påvirkning i modellen. Dette er helt avgjørende for en troverdig lavfrekvens løsning. En må også finne en modell som tar høyde for akustisk kortslutning ved lave frekvenser, dersom en skal gå bort fra et lukket kabinet.

Det er tidligere antydnet at et forhold mellom bøyestivhet i x- og y-retning som gir en jevnest mulig distribusjon av moder er det beste for en flat frekvensrespons. Ved en ytterligere differensiering av bøyestivheten i panelet slik at en får flere og tettere moder vil kunne bidra ytterligere.

Bibliografi

- [1] Eivind Aasen, Gerard Encina Llamas, and Runar Kjlle Nilsskog. Optimizing sound quality and radiation patterns in an acrylic dml-panel, 2008.
- [2] COMSOL ab. Comsol multiphysics 3.5 documentation, 2009.
- [3] Lawrence E. Kinsler, Austin R. Frey, Alan B. Coppens, and James V. Sanders. *Fundamentals of Acoustics*. Jon Wiley and Sons, 2000.
- [4] Arthur W. Leissa. *Vibration of plates*. Nasa Sp-160. Scientific and Technical Information Division, National Aeronautics and Space Administration; for sale by the Supt. of Docs., Washington,, 1969. 67062660 [by] Arthur W. Leissa. illus. 26 cm. Includes bibliographies. NASA SP ; 160.
- [5] G. Lu and Y. Shen. Model optimization of orthotropic distributed-mode loudspeaker using attached masses. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 126(5):2294, 2009.
- [6] Meliah Mesihovic. Stydempende motordeksel, 2008.
- [7] Trond Srgjerd. Acoustic properties of a micro slotted panel, 2009.
- [8] Tor Erik Vigran. *Bygningsakustikk: et grunnlag*. Tapir, Trondheim, 2002.

Tillegg A

Matlabkode

A.1 Splarch

```
function [SPLarch]=splarch(U, freks, res, angleres)
if nargin < 4
    angleres=1;
end
if nargin < 3
    res=0.005;
end
rho0=1.2;
c=343;
s=res/2;
[lx,ly,lf]=size(U);
P=zeros(lx,ly,lf);
th=-90:angleres:90;
SPLarch=zeros(length(th),length(freks));
%tic
for j=1:length(freks);
    f=freks(j);
    lambda=c/f;
    omega=2*pi*f;
    k=2*pi/lambda;

    for arch=1:length(th);
        z_arch=cos(th(arch)*pi/180);
        x_arch=sin(th(arch)*pi/180);
        %y_arch=sin(th(arch)*pi/180);
        for x=1:lx;
            for y=1:ly;
                r_hat=sqrt((x_arch-(res*x-.295-s))^2+(res*y-.295-s)^2+z_arch^2);
                % r_hat=sqrt(((res*x-.295-s))^2+(y_arch-(res*y-.295-s))^2+z_arch^2);
                %r_hat=sqrt(1+sqrt(((0.01*x-.29)^2)+(0.01*y-.29)^2)^2);
                %P(x,y)=1i*rho0*c*Z(x,y)*exp(-1i*k*r_hat)*.01^2/(r_hat*lambda);
                P(x,y,j)=1i*rho0*omega*U(x,y,j)*res^2*exp(-1i*k*r_hat)/(4*pi*r_hat);
            end
        end
    end
end
```

```

end
%toc
%pa(j)=sum(sum(P(:, :, j)));
SPLarch(arch, j)=real(20*log10(sum(sum(P(:, :, j)))/.00002));

end

end

```

A.2 getwt

```

function [U, freqs]=getwt(fem, res)
if nargin < 2
    res=0.005;
end
s=res/2;
[x, y] = meshgrid(s:res:0.59-s, s:res:0.59-s);
points=[x(:)';y(:)'];
freqs=fem.sol.plist;
U=zeros(length(x), length(y), length(freqs));
for i=1:length(freqs);
V=postinterp(fem, 'w_t_smdrm', points, 'Solnum', i);
V=reshape(V, size(x));
U(:, :, i)=V(:, :);
end

end

```

A.3 getLp

```

function [p, freqs]=getLp(fem, r, res, sol)
if nargin<2
    r=1;
end

if nargin<3
    res=181;
end
if nargin<4
    sol='Lp_acpr';
end
[x, y, z]=sph2cart(0, linspace(0, pi, res), r);
x=x+0.295;
y=y+0.295;
points=[x; y; z];

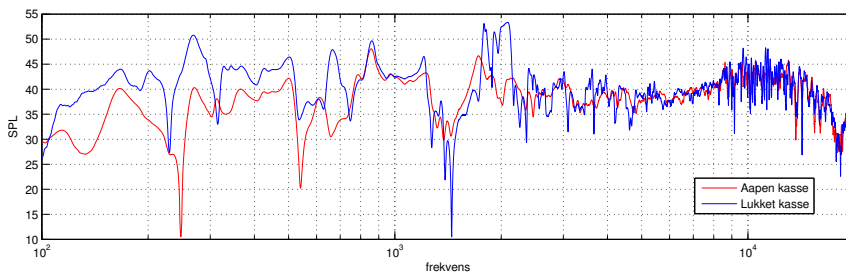
p=postinterp(fem, sol, points, 'Solnum', 'all', 'geomnum', 2);
freqs=fem.sol.plist;

```

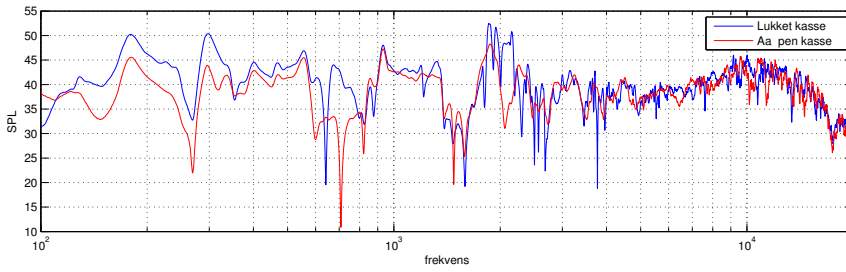
Tillegg B

Målinger med og uten bakplate

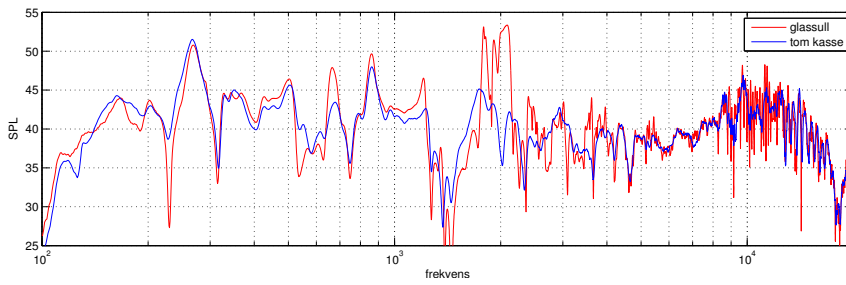
B.1 flere figurer



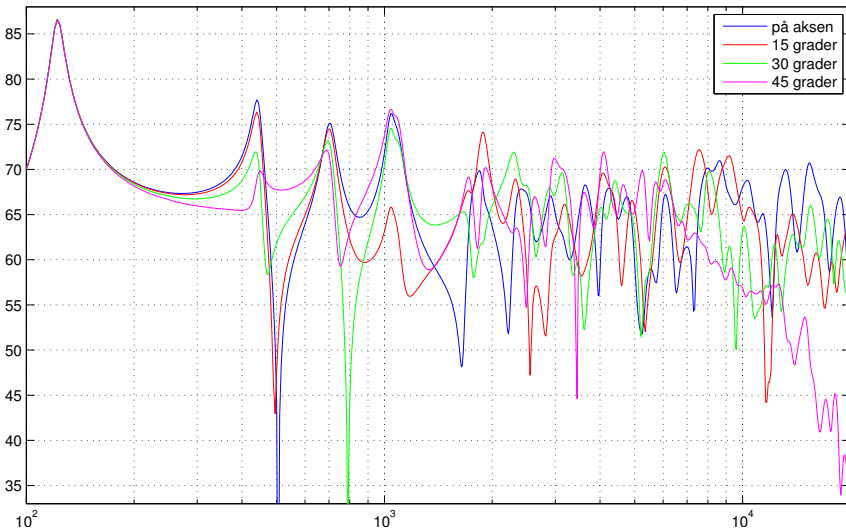
Figur B.1: Ukalibrerte målinger av panel med slissevidde 0.5mm med og uten bakplate



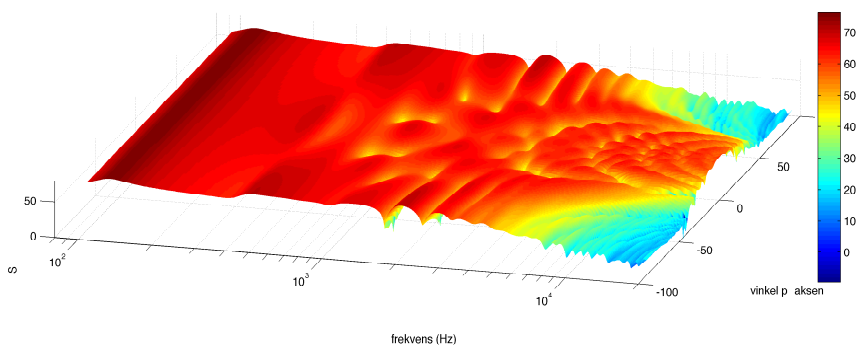
Figur B.2: Ukalibrerte målinger av panel med slissevidde 0.2mm med og uten bakplate



Figur B.3: Ukalibrerte målinger av panel med slissevidde 0.5mm med bakplate og med og uten ca. 2 dm³ glassull



Figur B.4: Beregnet horisontal frekvensrespons på akse, 15, 30 og 45 grader med åpent bakvolum.

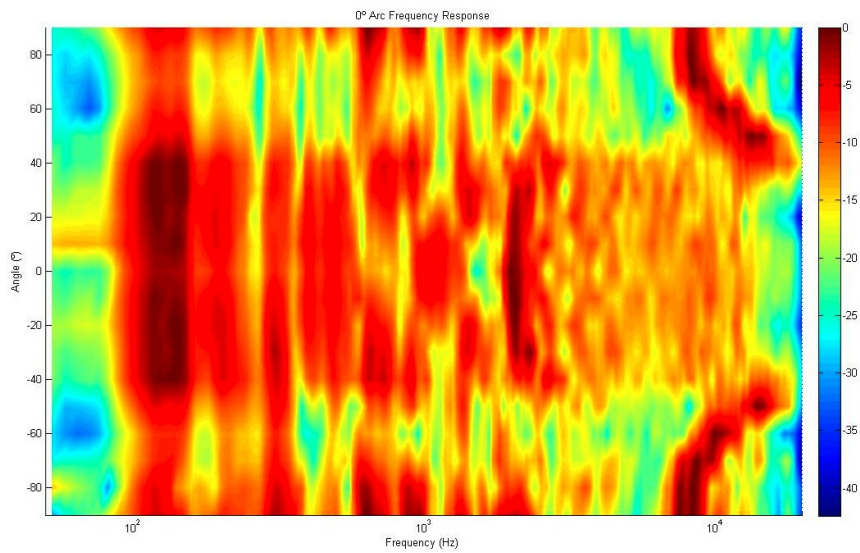


Figur B.5: Beregnet avstråling

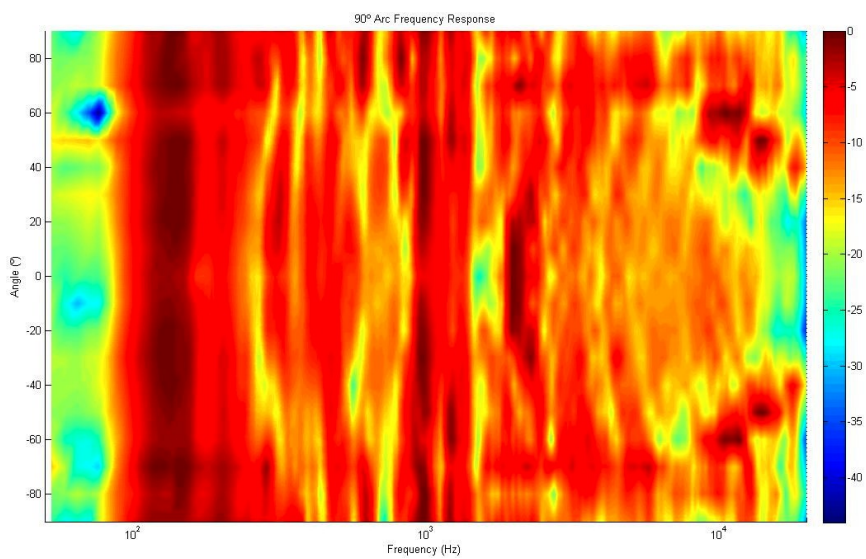
Tillegg C

Direktivitetmålinger 2008

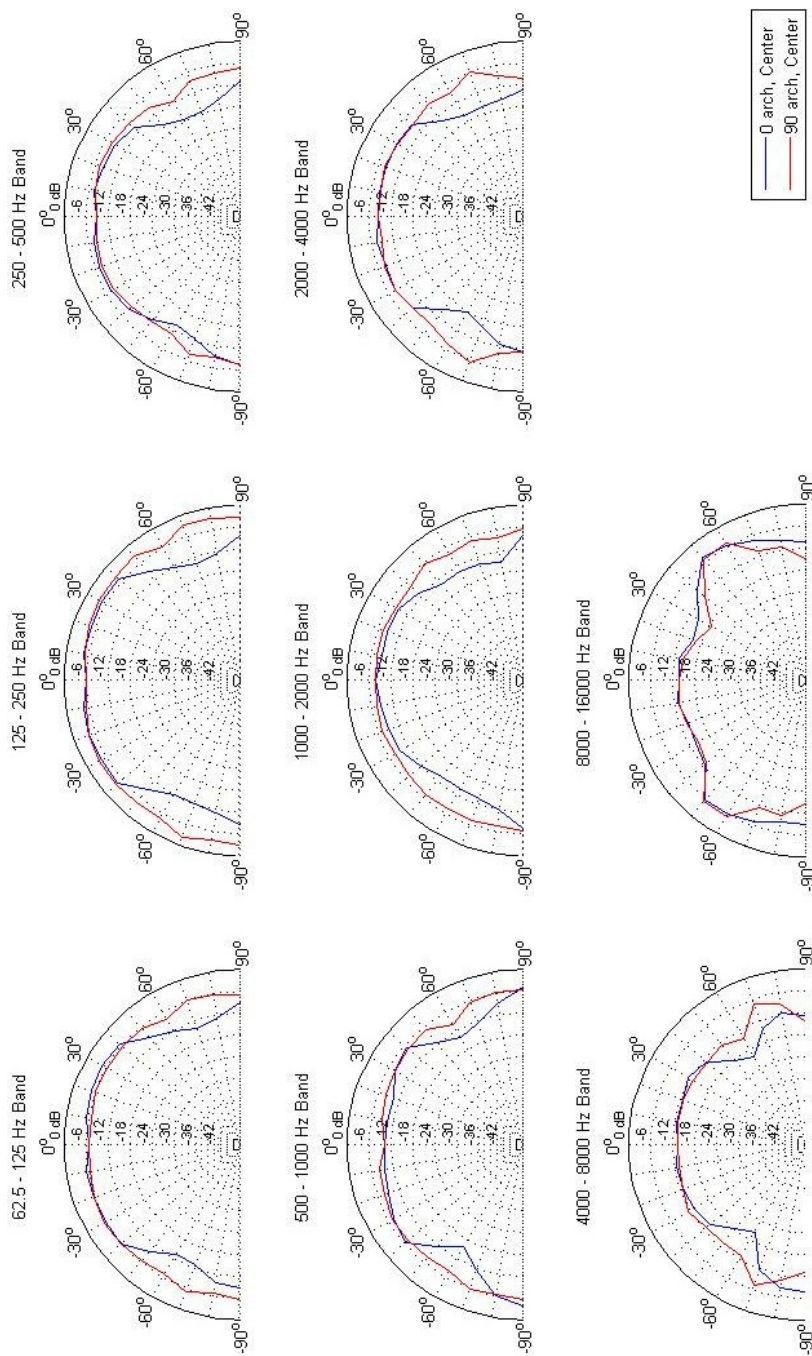
Dette er målinger gjort av Nilsskog, Aasen og Llamas ved HiST i 2008[1].



Figur C.1: Frekvensrespons horisontalt



Figur C.2: Frekvensrespons vertikalt



Figur C.3: Frekvensrespons horisontalt(0 arch) og vertikalt(90 arch)

Tillegg D

Hackintosh

Begrepet hakintosh brukes om en (vanlig) pc (ikke mac) med Apples operativsystem Mac OS X installert. Apple støtter ikke installasjon av sitt operativsystem på andre enn sine egne pc'er.

Maskinvare

Denne oppgaven benytter seg i stor grad av tunge simuleringer i COMSOL. I sammenheng med fagrubbens noe aldrende datapark ble det bestemt å gå til innkjøp av en datamaskin med stor minnekapasitet. På grunn av dårlige/manglende tilbud fra NTNUs faste leverandør av datamaskiner, ble det kjøpt inn løse komponenter. Hovedkortet ble et ASUS Z8PE-D18 på grunn av dets 18 minnespor med støtte for total 288GB RAM ved bruk av 16GB-moduler, eller 72GB med 4GB-moduler til en overkommelig pengesum. Dessuten bruker lillebror Z8PE-D12 samme nettverkskontroller som Apples Mac Pro. Undertegnede fikk seg derimot en ubehagelig overraskelse da det viste seg at Z8PE-D18 bruker en annen kontrollert som ikke støttes av Mac OS X. Løsningen på nettverkproblemet ble senere å gå til innkjøp av et annet støttet nettverkskort. Prismessig kom denne konfigurasjonen med 24GB minne ca 20000 under en tilsvarende konfigurert Mac Pro; ganske nøyaktig halv pris. Dette hovedsaklig grunnet Apples skamløse priser på minneoppgraderinger.

Byggingen var heller ikke helt problemfri da strømforsyningen er plassert i bunn av kabinettet, mens hovedkortet har atx-strømkontakten i toppen. Men med litt kreativ kobling av PCI-strømkontakter og isolasjonstape kom alle kontakter på plass.

Det viste seg så at en av hovedkortets minnespor-grupper ble deaktivert, slik at det ikke kjøres trippelkanals minne på den ene prosessoren. En del fram og tilbake med ASUS' kundeservice avslørte at minnebrikkene som ble brukt ikke er offisielt støttet. Jeg tror fremdeles det er hovedkortet som er defekt, og ikke minnebrikkene, men det gjenstår å se.

Programmvare

Installasjonen av operativsystemet gikk nogenlunde smertefritt. Det samme med programmer som f.eks matlab. Problemet oppsto ved installasjon av COMSOL. Installasjonen feilet med meldingen *unknown computer architecture*. Løsningen skulle vise seg å være å starte opp via en oppstartslaster (såkalt *bootloader*) på en CD og ikke fra harddisken. Når installasjonen var fullført var det ingen problemer med å kjøre oppgraderinger eller å kjøre programmet.

Vurdering

Hackintoshing er en interessant hobby, og når man får ting til å fungere gir det en solid tilfredstillelse. Dessverre krever det ofte svært mye arbeid å få en Hackintosh til å fungere smertefritt. Særlig om en ikke holder seg til komponenter som er godt utprøvd og støttet av Hackintosh-samfunnet. Det har i løpet av våren, som en følge av Apples slipp av maskiner bygd rundt intels 1156-sokkel, blitt veldig populært med Gigabyte hovedkort basert på P55-brikkesettet, som det rapporteres svært få problemer med. Kort oppsummert vil jeg si at det er moro og "billig", men ikke verdt det med mindre du vet hva du gjør, og ikke gjør det i arbeidstida.