



Miljøministeriet
Miljøstyrelsen

Semiaktive resonatordæmpere til dæmpning af lavfrekvent støj fra store motorer og generatoranlæg

Professor Svend Frederiksen. Silentor A/S
Ing. Carl Ammitzbo. Silentor A/S
Civ.Ing. Birger Bech Jessen. DELTA

Miljøstyrelsen vil, når lejligheden gives, offentliggøre rapporter og indlæg vedrørende forsknings- og udviklingsprojekter inden for miljøsektoren, finansieret af Miljøstyrelsens undersøgelsesbevilling.

Det skal bemærkes, at en sådan offentliggørelse ikke nødvendigvis betyder, at det pågældende indlæg giver udtryk for Miljøstyrelsens synspunkter.

Offentliggørelsen betyder imidlertid, at Miljøstyrelsen finder, at indholdet udgør et væsentligt indlæg i debatten omkring den danske miljøpolitik.

Indhold

FORORD	7
SAMMENFATNING OG KONKLUSIONER	9
SUMMARY AND CONCLUSIONS	14
1 SEMIAKTIV LYDDÆMPNING	17
2 GENNEMFØRELSE OG RAPPORTERING	20
3 DEMONSTRATIONSANLÆGGET	22
4 TEORI	25
5 PATENTSØGNING	32
6 MODELFORSTØG	35
7 EMPIRISK VERIFIKATION AF TEORIEN	42
8 VALG AF KONCEPT	47
8.1 ALTERNATIVE KONCEPTER SOM IKKE BLEV VALGT	47
8.2 DET VALGTE KONCEPT	49
9 REGULERINGSSTRATEGIER	52
9.1 SAMTIDIG VARIATION AF KAMMERLÆNGDE OG HALSAREAL	52
9.2 REN FEEDBACK-TUNING	54
9.3 REN FEEDFORWARD-TUNING	54
9.4 KOMBINERET FEEDBACK OG FEEDFORWARD	55
9.5 SØGEALGORITME MED HENBLIK PÅ MAKSIMAL ROBUSTHED	55
9.6 IMPLEMENTERING MED RELEVANTE SENSORER OG SOFTWARE	56
9.7 ALTERNATIVER TIL PC-BASEREDE REGULERINGSSYSTEMER	57
10 MODELFORSTØG MED DET VALGTE KONCEPT	60
11 KONSTRUKTIV UDFØRELSE I FULD SKALA	63
11.1 MEKANISK OPBYGNING MED KONTROLSYSTEM	63
11.2 MODELBEREGNINGER	66
11.3 FULDSKALAFORSTØG MED HØJTALER	68

12	FORSØG MED DRIFT AF MOTOR	73
12.1	MÅLEMETODIK FOR MÅLINGER MED DRIFT AF ANLÆG	73
12.2	MÅLERESULTATER MED DRIFT AF MOTOR	74
12.3	ANALYSE AF BRUGBARE REGULERINGSOMRÅDER	78
13	PROBLEMER VED FULDSKALAFORSØG	81
13.1	FORSØG MED HØJTTALER:	81
13.1.1	<i>Variierende mundingskorrektion.</i>	81
13.1.2	<i>Utætheder.</i>	81
13.2	FORSØG MED MOTORDRIFT	82
13.2.1	<i>Store turbulenshvirvler.</i>	82
13.2.2	<i>Variierende gastemperatur.</i>	83
14	ANVENDELSESPERSPEKTIVER	84
14.1	TEKNIK	84
14.2	MARKED	84
15	KONKLUSION	87

Bilag A: Litteraturliste

Bilag B: Liste over fremdragne patentskrifter

Bilag C: Paper til CIMAC Konference 2010.

Forord

Miljøstyrelsen annoncerede i 2008 efter forslag til demonstrationsprojekter, som omfatter udvikling og afprøvning (dokumentation) af lydfælder, der udnytter aktiv dæmpning, til reduktion af støj fra afkast på virksomheder og energiproducerende anlæg. Aktiv dæmpning har ved forsøg vist sig egnet til at supplere virkningen af traditionelle lydfælder til afkast, herunder skorstene, idet systemet kan være særligt egnet til at reducere lavfrekvent støj. Der er især interesse for demonstrationsprojekter i industriel skala.

Delta og Silentor A/S ansøgte om støtte til et projekt, der har til formål at udvikle en udstødslyddæmper til motorer på bl.a. kraftvarmeverker, hvor der udnyttes aktiv justering af passive komponenter, benævnt semi-aktiv dæmpning. Dette princip er mere robust og pålideligt i industrielt miljø end aktiv dæmpning ved brug af højttalere. Det ansøgte projekt var opdelt i tre faser, hvor første fase er teoretisk og drejer sig om laboratorieafprøvning af systemet, mens fase to er i fuld skala. Fase tre omfatter afprøvning på et stort industrielt anlæg. Miljøstyrelsen gav tilsagn om projektstøtte den 3. juli 2008, og har fulgt projektets forløb. Første fase blev afsluttet i august 2009 og anden fase, som i praksis havde overlappet fase 1, i december 2009. Tredje fase gik ud på at konstruere og afprøve en lyddæmper til MAN SE prøvestand på Teglhølen i København, hvor støjen fra den store, langsomtgående dieselmotor skulle reduceres. Denne fase blev afsluttet med udgangen af 2010.

Projektet er udført af Professor, Svend Frederiksen og ing. Carl Ammitzbo, Silentor A/S, samt civ.ing. Birger Bech Jessen, Delta.

Sammenfatning og konklusioner

Baggrund og formål

Lavfrekvent udstødningsstøj fra store maskiner og anlæg kan give anledning til utilfredsstillende lydforhold for personer i boligområder i nærheden. Et eksempel kan være decentrale kraftvarmeanlæg baserede på gasmotorer. Tilsvarende udsender store skibe ofte generende lavfrekvent støj, både under sejlads og når de ligger i havnen, hvor hjælpemotorer ofte er i drift.

Der er i tidens løb blevet udviklet ganske effektive lyddæmpere, men det er velkendt at jo lavere en frekvens, der er tale om, jo vanskeligere er det at få støjen dæmpet effektivt nok med en dæmper, som skal virke over et vist frekvensområde. Ofte må der desuden påregnes en ikke uvæsentlig forøgelse af modtrykket på grund af den strømningsmodstand, som effektive lyddæmpere normalt har; dette forringer motorens virkningsgrad.

Projektets formål har været at udvikle en teknik for semi-aktiv lyddæmpning af udstødningsstøj fra store motorer og at demonstrere denne tekniks anvendelighed i fuld skala på et kommercielt anlæg.

DELTA og SILENTOR A/S har undersøgt muligheder for at dimensionere og fremstille en såkaldt semi-aktiv resonatordæmper til særligt lavfrekvent tonestøj, dvs. støj med én dominerende frekvens. Metoden kaldes semi-aktiv, fordi der er tale om at justere dæmpningsfrekvensen kontinuerligt for en resonatordæmper, så denne kan følge de relativt langsomme variationer der kan være for denne frekvens når maskinens driftsforhold varierer lidt. Ved resonatordæmpere uden gennemstrømning vil tryktabet være lille.

Undersøgelsen

Projektet er gennemført under Miljøstyrelsens "Tilskudsordning for miljøeffektiv teknologi".

Projektet var opdelt i de tre faser:

- 1: Teori og kortlægning af eksisterende teknologi.
- 2: Modelforsøg og fastlæggelse af foretrukken konstruktion.
- 3: Demonstration på et stort motoranlæg

Projektet er blevet noget forsinket i forhold til den oprindelige tidsplan, primært fordi de afsluttende test på forsøgsanlægget måtte afvente fysisk adgang og tilpasning til de mulige driftsmæssige forhold. Indholdsmæssigt er planerne blevet fulgt indenfor de teknisk økonomiske rammer.

Projektresultater

Der er blevet udviklet og afprøvet en ny justerbar type Helmholtz-resonator. Denne skal bruges til dæmpning af en fremtrædende spids i frekvensspektret i udstødningsstøjen fra en forbrændingsmotor. Justeringen (tuningen) kan udføres automatisk ved ændring af Helmholtz-resonatorens geometri, således at denne løbende tilpasses variationer i den til spidsen svarende frekvens, hvorved dæmpningen betegnes som "semi-aktiv".

Til forskel herfra forstås "aktiv" støj dæmpning som en dæmpning, der opnås ved at påtrykke den uønskede støj et lydssignal, der i frekvensdomænet har samme amplitude (styrke), men som er i modfase.

Den semi-aktive dæmpning ligger nærmere traditionel lyddæmpning (hvor der ikke er noget påtrykt lydssignal, og hvor lyddæmperens geometri er fastlåst), hvilket indebærer muligheder for at gøre den robust i et varmt og aggressivt miljø som i et motorudstødningssystem.

Arbejdet blev indledt med en kritisk gennemgang af den omfattende litteratur om Helmholtz-resonatorer og den mere begrænsede litteratur om resonatorer kombineret med automatisk tuning. Der blev gennemgået både videnskabelig litteratur og patentdokumenter. Målet var at fremdrage teori og anden viden, som ikke alene gør det muligt at beregne en given resonators funktion, men også at kunne vælge et efter forholdene bedste koncept samt at kunne optimere dette under givne randbetingelser.

Til fuldskalademonstration blev der tidligt i projektet fundet et eksisterende anlæg med en stor forsøgsmotor. Der var tale om et anlæg, hvortil der var stillet krav om supplerende lyddæmpning, bl.a. ved en meget lav frekvens i infralyd-området under 20 Hz og variabel med motorens omløbstal. Det var en betingelse fra den involverede virksomhed, at den supplerende dæmpning skulle kunne indbygges i en eksisterende skorsten.

En række alternative koncepter af Helmholtz-resonatorer blev analyseret og et af dem fundet bedst egnet til opgaven. På grund af det varierende omløbstal skulle resonatoren kunne

indstilles til en frekvens, som varierer inden for et relativt bredt interval.

Det teoretiske grundlag for konceptet blev verificeret i modelforsøg, hvor det blev konstateret, at dæmpningskurverne blev bredere end ventet. Dette er fra et praktisk synspunkt gunstigt, da det stiller mindre krav til tuningens nøjagtighed. Ved resonansfrekvenserne varierede den maksimale dæmpning ved forskellige indstillinger mellem 15-30 dB med gode muligheder for at kunne tune på en sådan måde, at mindst 20 dB kunne opnås i alle driftstilstande.

Afprøvningen i fuld skala blev først udført med en kraftig højttaler under stilstand for motoren og ved lav temperatur. Derefter blev dæmperen testet ved motorkørsler.

Ved højttalerforsøgene blev der opnået maksimale dæmpninger på 10-15 dB omkring tuningsfrekvensen. Tuningsmulighederne var næsten lige så gode som i modelforsøgene, og dæmpningskurverne var fortsat brede.

Ved forsøgene med motorkørsel var dæmpningen noget mindre (8-12 dB lige omkring 15Hz og mindre ved andre frekvenser), dog således at der i ét tilfælde blev opnået 14 dB. De elektroniske og mekaniske dele af reguleringen fungerede i sig selv godt som prototyper, med der opstod i slutningen af testperioden en skade, som skulle udbedres hvis yderligere forsøg skulle gennemføres. Med de opnåede forsøg og resultater viste det sig ikke at være muligt at variere tuningsfrekvensen på en entydig måde.

Der er flere mulige forklaringer på dette. Én er at store turbulensvirlvler i strømmingen over resonatoren forstyrrede dens akustiske funktion. En anden er, at der kan have været for stor akustisk lækage ved hals og/eller kammerbund. For begge forholds vedkommende ville der have været flere muligheder for afhjælpning, men det kunne desværre ikke lade sig gøre indenfor projektets tidsramme og adgang til test-anlægget.

Hovedkonklusioner

Projektfaserne 1 og 2 sandsynliggjorde, at det ville kunne lykkes at nå frem til en robust og justerbar implementering i et givet stort motoranlæg. Da der desuden blev fundet en interesseret virksomhed med et særligt lavfrekvent støjproblem blev fase 3 gennemført indenfor de muligheder og begrænsninger det aktuelle anlæg tilbød.

Vi mener, at det grundlæggende regulator-princip, vi har udviklet, er sundt og i flere henseender bedre end dem, vi har set i litteraturen. Især kan fremhæves:

1. Resonansfrekvensen kan varieres inden for et meget stort frekvensområde, hvilket reducerer risikoen for, at uventede effekter kan medføre, at man havner helt uden for det frekvensområde, der er aktuelt.
2. Det er muligt at vælge et stort halsareal, hvilket giver størst mulig dæmpning.

Som det fremgår af diskussionen af alternative koncepter for resonatoren, kan flere af disse absolut være relevante at undersøge og ikke mindst, hvis rammebetingelserne er anderledes end dem, der var givet af det demonstrationsanlæg, vi valgte.

Den basalt set største svaghed ved det aktuelle anlæg må siges at være, at den valgte type af regulering sandsynligvis vil kræve tilbagevendende service. I rapportens sidste afsnit skitseres det, hvorledes man kunne tænkes at tage højde for dette med en alternativ form for regulering.

Den endelige konklusion er, at det vil være forhastet at afvise princippet for semiaktiv lyd-dæmpning af motorers udstødningsstøj.

Summary and conclusions

Semi active resonance silencer for reduction of low frequency noise from large engine and power generator plants.

In cooperation Silentor A/S and DELTA have investigated present knowledge and developed a prototype for a tunable resonance silencer to be used for reduction of low frequency noise from large engine and power plants. The project received support from the Danish Ministry of Environment's program for Eco-efficient technology.

Low frequency noise from large machines and plants can, in some situations, cause unsatisfactory conditions for persons in living areas. Also noise from large ships in harbors can emit low frequency noise.

Over the years, quite efficient systems have been developed to reduce exhaust noise, but it is well-known that the lower the frequency, the more demanding it is to design a sufficient silencer. Other parameters like pressure drop, physical dimensions and rough, hot, corrosive conditions make it difficult and expensive to design the optimal silencer.

The present project aims at developing and demonstrating, in a full-scale plant, a new silencer technology relying on a semi active tunable resonator principle.

The semi-active principle depends on on-line tuning of the resonance frequency to follow relatively slow variations in a given noise source. Using a resonance silencer with an adjustable geometry, and thus tuning the resonance frequency, should result in a much more robust system compared to implementation of active systems relying on loudspeakers and sensitive sensors. As with active noise reduction, a semi-active silencer can reduce noise with a very low pressure drop.

The project was divided into three phases:

- 1) Theoretical part, research of known systems and patents, experimental tests with simple models and search for a possible full-scale demonstration plant.

- 2) Choosing a concept for resonance silencer and designing a full scale version. Testing designs on small scale models.
- 3) Design, implementation and testing in full scale.

Conclusions:

The project phases 1 and 2 led to the conclusion that it is possible to develop a robust and tunable semi active resonance silencer to be used in a large plant with a low frequency noise problem. An interested company offered relevant space and support for testing a full scale system.

The basic tunable design developed in this project is, in our opinion, sound and in several aspects better than what is seen in literature and research papers. Among these can be noted:

- The resonance frequency can be varied within a large range, which reduces the risk that the frequency to be targeted will fall outside the range.
- It is possible to vary the area of the 'throat' of the resonance silencer, which gives the largest possible damping.

If the conditions at the test plant had been different, various alternative concepts could be relevant to consider. The given plant did, however, define the outer dimensions and the position of the silencer, and the chosen concept was found to be the optimal compromise.

The third project phase with implementation of the full scale resonance silencer showed at first promising results of up to around 15 dB reduction of the low frequency tonal noise, when using a loudspeaker in a cold air setup.

When testing the silencer principle in full scale on the large combustion engine, the achieved damping was only up to 8-12 dB around the frequency 15 Hz and less at other frequencies. This was somewhat disappointing. Several possibilities for improving the design were considered but within the given time frame and the economy of the project, it was not possible to implement this.

Among the causes investigated were turbulent air flow at the opening (throat) of the resonance silencer, air leaks in the mechanical parts of the silencer, and larger temperature variations of the air within the damper than expected.

It is, however, our final conclusion, that it will be premature to discard the principle of semi-active resonance silencers for low frequency exhaust noise.

1 Semiaktiv lyddæmpning

Projektets formål var at udvikle en teknik for semiaktiv lyddæmpning af udstødningsstøj fra store motorer og at demonstrere denne tekniks anvendelighed i fuld skala på et kommercielt anlæg.

Ved begrebet "semiaktiv lyddæmpning" forstås her, at en lyddæmpers geometri automatisk og kontinuerligt justeres, så den tilpasses en støj, som skal dæmpes.

I tilfælde af en drøvlende udstødningslyddæmper kan dette f.eks. gøres ved at variere drøvlingen, så styrken i den dæmpede støj er acceptabel og nogenlunde konstant, og at drøvlingen, der reducerer motorens virkningsgrad, ikke bliver unødigt kraftig. I dette projekt består det semiaktive i stedet i at have en variabel tuning af en resonator, således at dens resonansfrekvens løbende tilpasses til at ramme en frekvensvariabel støjspids i det udæmpede støjspektrum.

Begrebet "semiaktiv lyddæmpning" er afledt af det mere velkendte begreb "aktiv lyddæmpning", som indebærer, at man søger at udslukke en støj ved at påtrykke den en støj, der i frekvensdomænet er den samme, men som er i modfase. Dette gøres typisk med en højttaler. Denne ide går helt tilbage til Newton, og der er udfoldet mange bestræbelser på at realisere den, men med begrænset succes, bl.a. fordi de fleste støjkilder afgiver en støj, som hele tiden varierer på en uregelmæssig måde, hvorfor der kræves en meget nøjagtig og hurtigt varierende tilpasning af den påtrykte støj. For så vidt angår dæmpning af udstødningsstøj fra motorer, er der tillige tale om et varmt og aggressivt miljø, som indebærer, at kilden til den påtrykte støj skal være meget robust - det går ikke med en traditionel højttaler.

Både ved aktiv og semiaktiv lyddæmpning gribes der altså løbende ind i den lyddæmpende proces, så den tilpasses den støj, der skal dæmpes.

Inden for den anvendte akustik er det semiaktive princip i betydelig mindre grad end det aktive princip søgt realiseret. Da det semiaktive princip ligger nærmere konventionel støjdæmpning, forekommer det sandsynligt, at det kan udnyttes til at konstruere løsninger, der er mere robuste.

2 Gennemførelse og rapportering

Projektet er blevet gennemført i perioden 2008-2010, i tre faser:

Fase 1: Teori, patentundersøgelse, orienterende modelforsøg og udvælgelse af demonstrationsanlæg

Fase 2: Valg af koncept til demonstration og modelforsøg med dette

Fase 3: Konstruktion og test på demonstrationsanlæg

Denne rapport giver en sammenhængende beskrivelse af arbejdets indhold og resultater. Den er skrevet med henblik på at give læseren en relativt kortfattet præsentation, der kan læses selvstændigt. Til grund ligger en mere detaljeret arbejdsdokumentation, som er tilsendt Miljøstyrelsen i etaper efter gennemførelsen af hver fase.

3 Demonstrationsanlægget

Det lykkedes på et relativt tidligt stadie i projektet at finde et større motoranlæg, som i mange henseender fremstod som velegnet. Resonatoren ville potentielt kunne løse et konkret problem for en projektpartner, som var meget samarbejdsvillig. På den anden side var der tale om afprøvning i meget stor skala, hvilket gav nogle problemer, som vi vil vende tilbage til ved præsentationen og diskussionen af resultater fra forsøg med anlægget.

Der er tale om et stort forsøgsanlæg på Teglholmen i København, se Figur 1. Det er ejet af motorproducenten MAN SE. Forsøgsanlæggets motor er en stor 2-taktsmotor, som er blevet udnyttet i mange år i selskabets udviklingsarbejde.



Figur 1

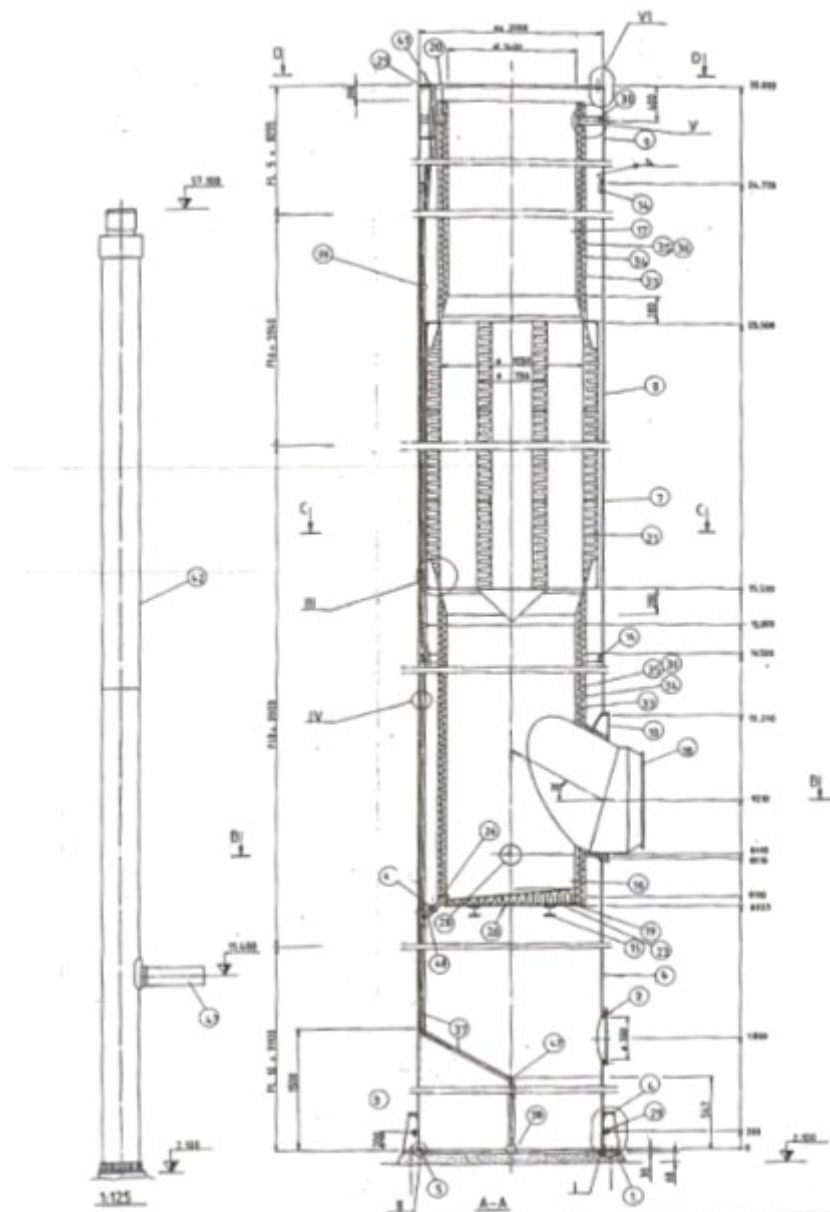
Demonstrationsanlægget i venstre side af billedet, boliger i højre side.

En konventionel absorptionsdæmper i skorstenen havde længe været tilstrækkelig til at nedbringe udstødningsstøjen til et acceptabelt niveau. Imidlertid er der i de seneste år blevet opført boliger tættere på anlægget end tidligere, hvilket medførte et behov for supplerende lyddæmpning.

Akustikfirmaet ÅF Ingemannson A/S specificerede kravene til en sådan lyddæmpning. Der var i det væsentlige tale om dæmpning af lavfrekvent støj. Idet motoren var meget langsomtgående, var der behov for at dæmpe helt ned i infralydområdet. Nærmere bestemt en tone svarende til den 1.

harmoniske af tændfrekvensen varierende fra 10,4 til 16,5 Hz, idet omløbstallet varierede for de fire relevante driftstilstande 25 %, 50 %, 75 % og 100 %.

Det var et stærkt ønske fra MAN's side, at hele den lyddæpende løsning kunne rummes inde i skorstenen, se Figur 2. Dette indbød til at placere en konventionel lyddæmper baseret på reaktive (reflektive) og absorptive (mineralulds-) dæmpertrin i den del af skorstenen, der ligger over indføringen af gas fra tilgangsrøret samt en resonator tunet til den meget lavfrekvente tone og placeret i skorstensbunden.



Figur 2
Tegninger af oprindelig skorstensopbygning. Figuren til højre viser kun den nederste del af skorsten

Kombinationen af den lave frekvens og den til rådighed stående længde af skorstensbunden muliggjorde ikke anvendelsen af en kvartbølge-resonator, hvorfor det blev besluttet at satse på en Helmholtz-resonator. I øvrigt er det kendt (ref. 34), at kvartbølge-resonatorer giver mindre bredde i dæmpningsspektret og derfor stiller ekstreme krav til nøjagtigheden i en tuning.

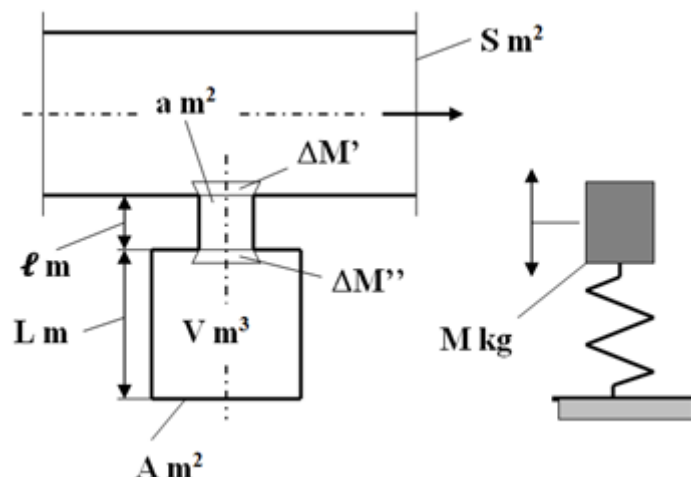
Den til rådighed værende plads indebar, at det ville blive et langstrakt kammer, hvori der kunne opstå langsgående bølger, som kunne flytte resonansfrekvensen betydeligt. Bl.a. af den grund blev det fundet nødvendigt at gå nærmere ind i teorien for Helmholtz-resonatorer.

4 Teori

Helmholtz-resonatorer har været kendt i over 150 år og er i vidt omfang blevet benyttet i praksis, ikke alene i lyddæmpere for motorer, men også i f.eks. højttalere og dæmpende vægpaneler i bygninger. Princippet er blevet undersøgt i et væld af akademiske arbejder. Litteraturlisten i afsnit 17 viser et udvalg af disse samt nogle andre referencer, som er blevet benyttet i arbejdet.

Praktikeren står overfor den righoldige litteratur imidlertid tilbage med flere vanskeligheder ved brugen af teorien, bl.a. at der savnes en systematisk oversigt over de mange effekter, der kan påvirke resonatorens karakteristika med en rangordning, hvorfor der er en væsentlig risiko for, at effekter, der har væsentlig betydning, helt overses.

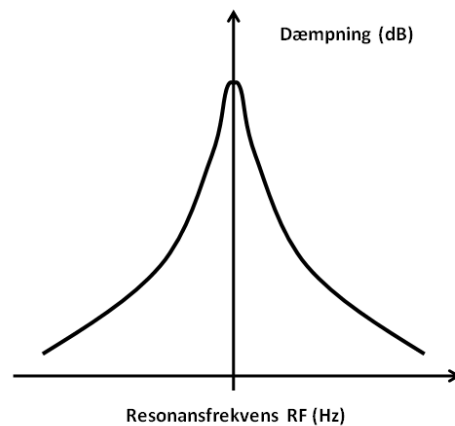
Vi har valgt den strategi at gå en del i dybden med teorien kombineret med valg af en konstruktion, der gøres robust overfor en sådan risiko. Til grund for den teori, der gengives i denne sammenfattende rapport, ligger en større analyse, som af pladshensyn forkortes til fokusering på det for valg af koncept og for konstruktionsarbejdet direkte anvendelige.



Figur 3
Helmholtz-resonator og mekanisk masse-fjedermode.

En Helmholtz-resonator består af en hals og et kammer, Figur 3. Halsen vender mod den støj, som skal dæmpes, og som passerer resonatoren i en hovedkanal med tværsnitsareal S .

Forenklet kan man betragte virkemåden ved at forestille sig gassen i halsen som en klods med massen M og gassen i kammeret som en fjeder.



Figur 4

Dæmpningsspektrum for en Helmholtz-resonator.

Dæmpningens frekvenskarakteristik (Figur 4) viser dæmpning i et typisk smalt frekvensområde omkring resonansfrekvensen. Der er tale om et akustisk båndpasfilter. Resonansfrekvensen RF kan simpelt beregnes som:

$$RF = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{a}{lV}} \quad (1)$$

hvor c = lydhastigheden, a = halsens tværsnitsareal, l = halsens længde og V = kammerets volumen.

Formlen kan f.eks. udledes ved brug af den nævnte mekaniske model.

I de fleste tilfælde er det nødvendigt at tage hensyn til, at gas ud for begge ender af halsen udgør medsvingende masser $\Delta M'$ og $\Delta M''$, som sænker resonansfrekvensen. Der tages højde herfor ved at forøge halslængden med den såkaldte mundingskorrektion m :

$$l_{korr} = l + m \quad (2)$$

som i tilfælde af et cirkulært halstværsnit med god tilnærmelse kan angives til:

$$m = \text{ca. } 0,8 d \quad (3)$$

hvor d er diameteren. I tilfælde af et ikke-cirkulært halstværsnit, der ikke afviger i ekstrem grad fra det cirkulære, kan man i (3) indsætte den diameter, der giver samme tværsnitsareal a .

Med kombineret reaktiv og absorptiv lyddæmpning kan man opnå en meget bredspekret lyddæmpning, men med et trykfald der kan være betydeligt.

På grund af den relativt smalbandede dæmpning, som kan opnås med en Helmholtz-resonator, er den som en stand-alone løsning sjældent egnet til at dæmpe udstødningsstøj, som er bredspekret, hvilket er muligt med reaktive og absorptive dæmpertrin. I det bånd, hvor resonatoren dæmper, kan dæmpningen imidlertid være betydelig, og takket være det lave trykfald kan den være velegnet som et supplement, hvis den kan tunes til at ramme en frekvens, der ikke eller kun i utilstrækkelig grad kan dæmpes med andre dæmpertrin.

Som nævnt kan bølger i resonatorkammeret påvirke resonansfrekvensen; i tilfælde med et langstrakt kammer drejer det sig om bølger i kammerets længderetning.

Der kan tages højde for dette med formlen:

$$RF^* = RF / \sqrt{1 + \frac{1aL}{3Al}} \quad (4)$$

som findes i den mere specialiserede litteratur (f.eks. ref. 13) om Helmholtz-resonatorer, og som vi har kontrolleret ved brug af den fra den almene svingningslitteratur (f.eks. ref. 21) kendte Rayleighs energimetode.

Man ser, at der er tale om en sænkning af resonansfrekvensen.

Som det fremgår af (1), er RF afhængig af lydhastigheden c , der varierer med gastemperaturen, nemlig proportionalt med kvadratroden af den absolutte temperatur. Især når dæmpningen er meget smalbåndet, og gastemperaturen varierer, hvilket er karakteristisk for udstødningsgasser, medfører dette et krav om en variabel tuning.

Et særligt forhold opstår, hvis der foreligger en varierende gastemperatur i resonatorens forskellige dele. Vi har ikke fundet dette behandlet i den videnskabelige litteratur, men da litteratursøgningens omfang har været tids- og ressourcemæssigt begrænset, kan det naturligvis ikke udelukkes, at det kan findes. Ved brug af den enkle mekaniske model kan man ganske vist tage højde for varierende gastemperatur, men af teoretiske grunde, som vi af pladshensyn undlader at gå ind

på, finder vi ikke resultatet pålideligt. For eventuelle fortsatte undersøgelser er dette et oplagt punkt at undersøge både teoretisk og i modelforsøg.

Vi har søgt at eliminere indflydelsen af dette problem ved at minimere forskelle i gastemperaturer i resonatoren, men som det vil fremgå af diskussionen af prøvekørslen i fuld skala, er det muligt, at dette ikke er lykkedes i tilstrækkelig grad.

På et andet punkt resulterede litteratursøgningen i en meget anvendelig teori, som vi i vidt omfang har gjort brug af ved valg af det detaljerede koncept for resonatoren og for dens dimensionering:

Man er naturligvis meget interesseret i at kunne beregne ikke alene resonansfrekvensen men også hvor meget dæmpning, der kan opnås, samt dæmpningspektrets bredde. På dette punkt lader det meste af litteraturen den praktisk arbejdende ingeniør mere eller mindre i stikken.

Der anvises ganske vist teori, der muliggør dette, men oftest i form af teori (f.eks. Munjals præsentation i den kendte håndbog ref. 2 af Vér & Beranek) baseret på matriser og impedansteori, som kan bruges til at opbygge et EDB-program. Dette muliggør for så vidt beregning af en given geometri, men praktikerne har brug for simple formler, der kan give hurtige resultater, som kan bruges til at vurdere, hvilken dimensionering der er hensigtsmæssig.

Dette er tilfældet med fremstillingen i den i dag i vidt omfang glemte udgave af samme kapitel (ref. 1) af bogen skrevet af en anden forfatter. Denne fremstilling bygger på et af den fremstående akustiker Ingard ikke publiceret skrift. Som det vil blive vist, har vi kunnet verificere fremstillingen.

Ingard har på basis af impedansteori udledt følgende formel for dæmpningen, der ud fra givne forudsætninger er eksakt:

$$TL = 10 \log_{10} \left(1 + \frac{\alpha + 0.25}{\alpha^2 + \beta^2 \left(\frac{f}{RF} - \frac{RF}{f} \right)^2} \right) \text{ dB} \quad (5)$$

hvor:

$$\alpha = S R / (a \rho c) = \text{resonatorens dimensionsløse resistans} \quad (6)$$

$$\beta = S c / (2\pi RF V) = \text{resonatorens dimensionsløse reaktans} \quad (7)$$

S = strømningsarealet i hovedkanalen

R = den specifikke strømningsmodstand i halsen

a = halsens tværsnitsareal

ρ = densiteten

c = lydhastigheden

f = den almene frekvens

RF = resonansfrekvensen

V = kammerets volumen

Betegnelsen "TL" betyder Transmission Loss. Dæmpningen for en lyddæmper i almindelighed kan udtrykkes med alternative dæmpningsmål. TL angiver dæmpningen i form af sænket niveau for støj ved dens passage af lyddæmperen (ved refleksionsfrihed i op- og nedstrøms dæmperen). Insertion Loss (på dansk: Indsatsdæmpning) angiver ændring i dæmpningen, når et glat rør erstattes af dæmperen. De to mål giver ikke helt samme resultater, undertiden endda ret store forskelle. TL er lettere at beregne, medens IL er lettere at måle. En nærmere diskussion af disse forhold kan man læse om i standardlitteraturen, f. eks. ref. 2.

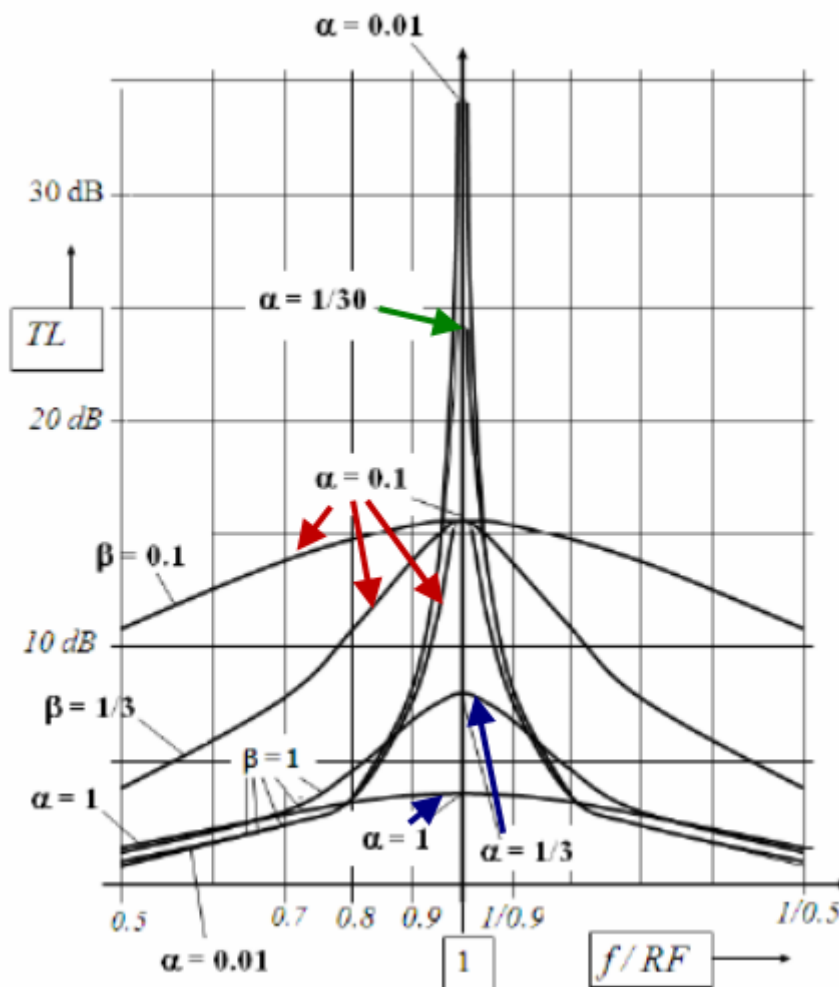
Af formeludtrykket ser man, at TL i et diagram med logaritmisk skala bliver symmetrisk omkring resonansfrekvensen RF.

R betegner den såkaldte specifikke strømningsmodstand i halsen. Den defineres analogt med definitionen af specifik strømningsmodstand for lydabsorberende materialer som trykfald divideret med strømningshastighed for strømmingen gennem materialet (v i nævneren hænger sammen med, at strømmingen gennem lydabsorberende materialer kan anses som laminar):

$$R = \Delta p / v \text{ (målt i } \text{Ns/m}^3\text{)} \quad (8)$$

For lydabsorbenter bestemmes R ved, at et lag af denne i en forsøgsopstilling gennemstrømmes af et flow. For halsen i resonatoren tænker man sig et trykfald over denne. I begge tilfælde ser man, at R bliver en funktion af strømningsmodstandens vejlængde; ved absorbenten er vejlængden lig med lagtykkelsen; ved resonatorhalsen er vejlængden lig med halsslængden.

Ud fra formlerne for α og β kan man umiddelbart se, hvordan forskellige variationer i geometrien påvirker kurveforløbet. Figur 5 er en grafisk fremstilling af Ingards formel, med α og β som kurveparametre og med store variationer i parameterverdierne.



Figur 5
 Grafisk fremstilling af Ingards formel (5) med α og β som kurveparametre.

Man ser, at for β er det entydigt ønskværdigt med en lille værdi, idet dette overalt bevirker et bredere forløb, uden at det går ud over kurvens højde ved nogen frekvens.

Derimod er der for så vidt angår α i princippet tale om en afvejning: Jo mindre værdi des større dæmpning ved resonansfrekvensen og i et område omkring denne, men des mindre dæmpning ved frekvenser, der ligger et godt stykke under henholdsvis over resonansfrekvensen. Den sidstnævnte effekt er dog relativt lille, så den almene slutning bliver, at også α bør være lille, men ikke nødvendigvis så lille som absolut muligt, da meget høje spidser er meget smalle.

En lille α -værdi kan for given værdi af andre parametre opnås med et stort halsareal a . Dette stemmer med den intuitive forestilling, at jo større halsens "vindue" mod hovedkanalen er, des mere lydeffekt kan resonatoren absorbere.

En lille β -værdi kan for given værdi af andre parametre opnås ved et stort kammervolumen V . Det indebærer ikke, at geometrien i øvrigt skal være konstant, hvis resonansfrekvensen skal være uforandret; dette kan f.eks. opnås med en ændret halslængde l .

I bunden af skorstenen for MAN-motoren er det til rådighed stående volumen lille set i relation til den meget lave frekvens, ved hvilken støjen skal dæmpes. Det vanskeliggør opgaven, da β bliver relativt stor og gør tuning så meget desto mere relevant.

Ved antagelse af laminar, kvasistationær flowtilstand i halsen kan den specifikke strømningsmodstand R beregnes som:

$$R = 32 \frac{l}{d^2} \eta \quad (9)$$

der er uafhængig af strømningshastigheden og derfor muliggør en umiddelbar beregning.

For turbulent, kvasistationær flowtilstand kan R f.eks. beregnes som:

$$R = \frac{d}{dv}(\Delta p) = \frac{d}{dv} \left(\lambda \frac{l}{d} \frac{1}{2} \rho \cdot v^2 \right) = \lambda \frac{l}{d} \rho v \quad (10)$$

R er her variabel med strømningsmodstanden, hvilket fordrer en nærmere analyse.

Hvis der er et flow i hovedkanalen, kan et rimeligt gæt være, at R i en grov approksimation simpelthen kan beregnes ved, at man for λ og v i formlen indsætter værdierne gældende for hovedstrømningen.

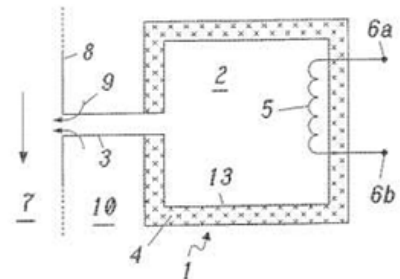
5 Patentsøgning

Der blev gennemført en patentsøgning for dels at supplere vor baggrundsviden om praktisk brug af tuningsbare Helmholtz-resonatorer, dels i håbet om at finde teknik, der kunne bruges konkret i projektet, idet vi naturligvis har været opmærksomme på rettighedsaspekter ved patenteret teknologi. Måske kunne vi foretage en videreudvikling af teknik fundet i patentlitteraturen. Den valgte, endelige løsning kunne muligvis være selvstændigt patenterbar, men forsøg i den retning er ikke gjort.

Patentsøgningen udførtes med den i patentbranchen meget benyttede europæiske og verdensomfattende database www.espacenet.com med en arbejdsindsats på omkring 2 uger og tilpasset projektets ressourcemæssige rammer. Resultatet blev ca. 50 patentdokumenter af mindst en vis relevans. 23 af disse (se listen i afsnit 18) blev vurderet til at fortjene en nærmere analyse.

Abstract of DE 4414232 (A1)

Apparatus for damping thermoacoustic vibrations in a combustion chamber (7), in particular in the combustion chamber of a gas turbine, comprises a Helmholtz resonator (1) having a resonator space (2) and a connecting tube (3) by means of which the resonator space (2) is connected to the combustion chamber (7), a uniform damping performance is achieved even under fluctuating operating conditions when the Helmholtz resonator (1) is equipped with means for controlling the resonator frequency as a function of the frequency of the combustion-chamber vibrations. This may involve controlling the density of the gases in the connecting tube by heating them. Alternatively, a gas feed line leads into the resonator space so that gases of different density can be directed into the resonator space.; A control circuit may control the density of the gases in the connecting tube in accordance with the phase difference between the combustion chamber vibrations and the resonator vibrations.



Data supplied from the [esp@cenet](http://www.espacenet.com) database — Worldwide

Figur 6

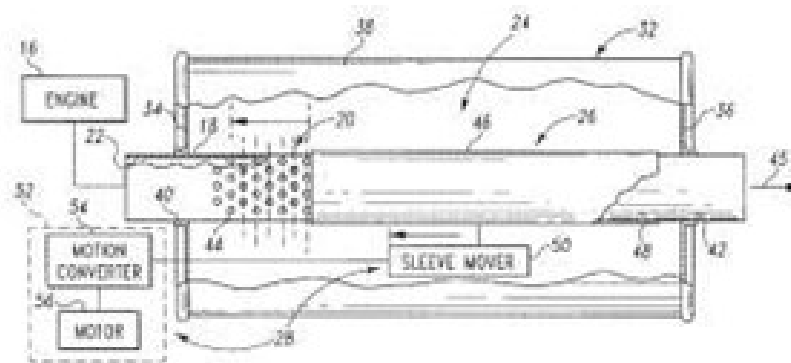
Patentdokument med en interessant reguleringsmetode til semiaktiv dæmpning.

Figur 6 viser et eksempel på et af de mest interessante dokumenter. Det drejer sig om reduktion af termo-akustiske svingninger i et brændkammer 7 for en gasturbine ved at regulere temperaturen i kammeret ved hjælp af en varmeudviklende resistans 5. Resonatoren tunes med en feedback-regulering baseret på faseforskellen mellem et støjsignal målt i brændkammeret henholdsvis i resonatorkammeret.

Det viste patentskrift indgår i en serie på 7 relaterede patentskrifter fra Brown-Boveri/Siemens, hvilket borger for lødigheden; det teknisk-faglige niveau er højt.

Samme princip præsenteres i en serie arbejder af Singh m.fl., ref. 11-13, hvor den kendte australske akustiker C.H. Hansen fremstår som ankermanden. Det hævdes, at netop dette reguleringsprincip er meget robust overfor forstyrrelser.

I afsnit 9 vender vi tilbage til dette princip.



Abstract of US 2004118632 (A1)

An exhaust processor comprises a Helmholtz resonance chamber with a variable tuning throat. The tuning frequency of the exhaust processor changes as the outlet opening from the variable tuning throat into the Helmholtz resonance chamber changes.

Figur 7

Patentdokument med automatisk tuning ved variation af antal huller i perforeret rør.

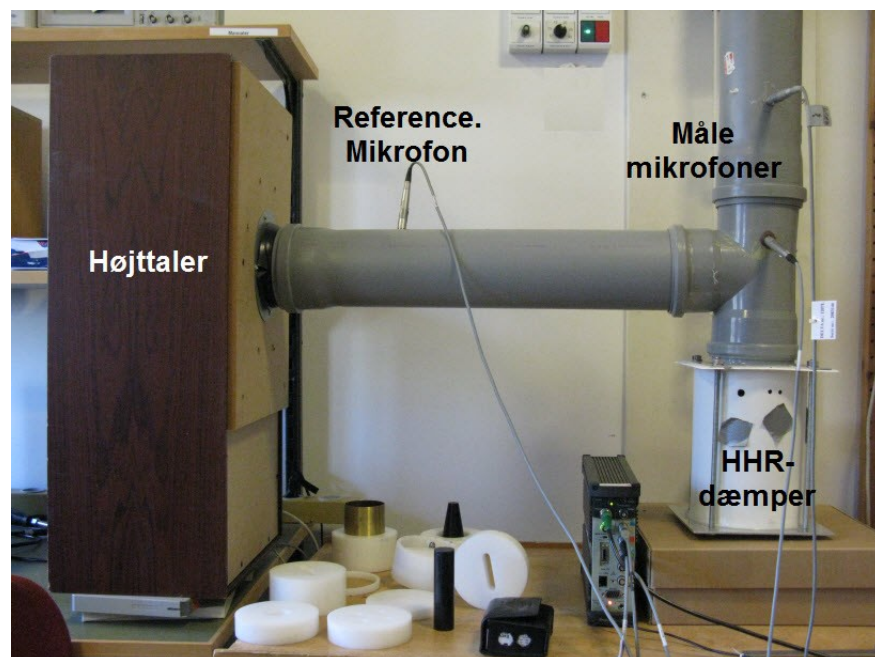
Figur 7 viser en anden opfindelse fra det kendte lyd-dæmperfirma Arvin Meritor. Den er primært tænkt anvendt på køretøjsmotorer. Her over et perforeret rør 20 forskydes et ikke-perforeret rør 26, hvorved det totale åbningsareal til resonatorkammeret 24 kan varieres.

Begge de to viste opfindelser er af relevans for vor opgave, men synes ikke direkte anvendelige. En generel styrke (se afsnit 8), som den af os udviklede løsning bl.a. udmærker sig ved, er, at vi ved at vælge to parametre at regulere på (kammervolumen og halsareal) opnår et meget bredt variationsområde for resonansfrekvensen foruden andre fordele. Den i Figur 7 viste geometri er ikke egnet til placering i en skorstensbund, og variation af halsarealet må give relativ dårlig dæmpning ved lille åbningsareal, svarende til en høj α -værdi i henhold til Ingards teori, om end det ikke er sikkert, at denne teori er umiddelbart applicerbar på en konstruktion med et antal huller i stedet for en større, sammenhængende åbning, som findes i den klassiske Helmholtz-resonator, se Figur 3.

6 Modelforsøg

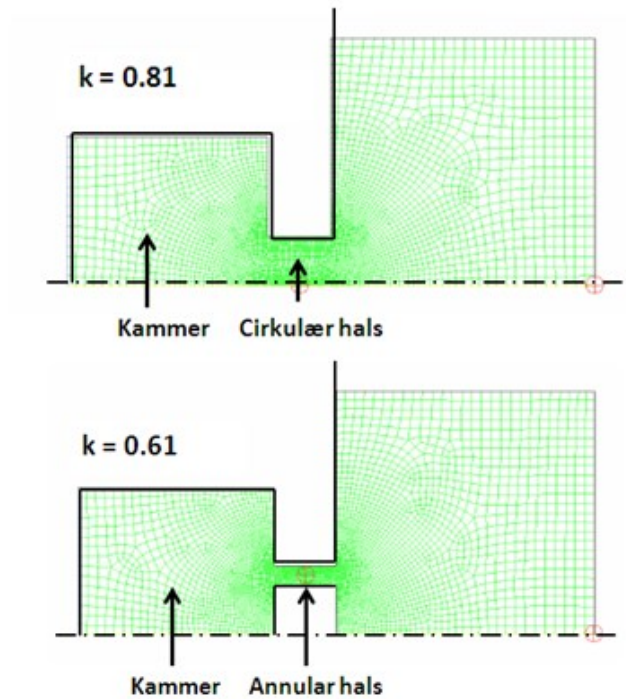
Hos DELTA blev der opbygget en prøvestand, se Figur 8.

En række variationer i dimensioneringsparametre mv. blev undersøgt. F.eks. blev effekten af at opdele resonatorhalsen i flere parallelle halse undersøgt. Resultatet blev, at resonansfrekvensen beregnet på grundlag af summering af delarealerne for tværsnit af de enkelte halse ikke ændrer sig meget.



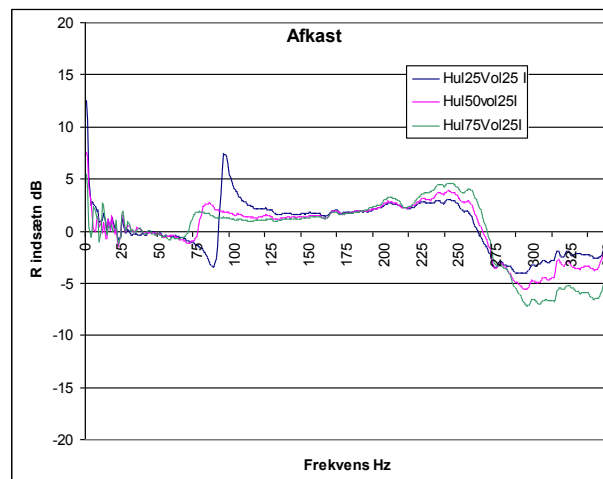
Figur 8
Testopstilling til Helmholtz-resonator modelforsøg.

Der blev gennemført en serie akustiske CFD-beregninger (CFD = Computerized Fluid Dynamics), som understøttede dette resultat, se Figur 9. Her er ændringen i k beregnet for overgang fra cirkulær til annulært tværsnit. Man aner de gitre, som indgår i de diskretiserede CFD-modeller. Gitrene er tættest ved og i halsen.



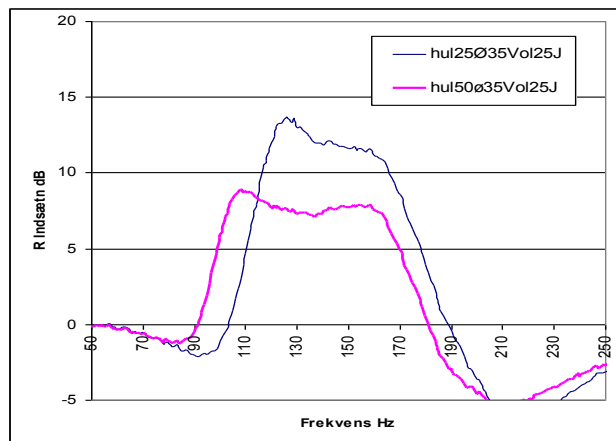
Figur 9
 Eksempler på CFD-beregninger af mundingskorrektionsfaktor (normalt $k = 0,8$) for to typer af hals, (ref. 18). Begge figurer viser halve længdesnit af rotationssymmetriske konfigurationer; den stiplede linier er rotationsakse

En hovedproblemstilling for os var den fundamentale: Hvor meget dæmpning kan der i det hele taget opnås? En dæmpning på mindst 10 dB omkring tuningsfrekvensen var nødvendig i den konkrete opgave på MANs forsøgsanlæg.



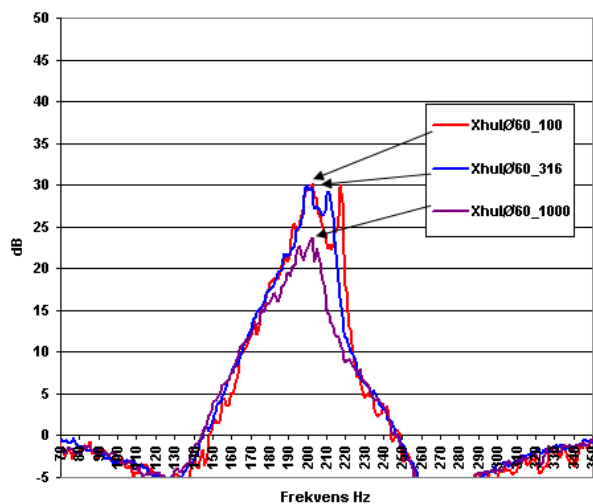
Figur 10
 Indsætningsdæmpning for Helmholtz-resonator med halslængderne 25-50-75 mm, hul diameter 25 mm og volumen '25cm'.

Figur 10 viser et indledende forsøg med en hals med relativt lille tværsnitsareal (\varnothing 25 mm). Man ser det fra den enkle formel (1) ventede, at resonansfrekvensen ved forøget halslængde forskydes nedad i spektret, men toppen er betænkeligt lille.



Figur 11
Måling med to halslængder 25 og 50 mm for hul \varnothing 35mm og kammerlængde 25cm.

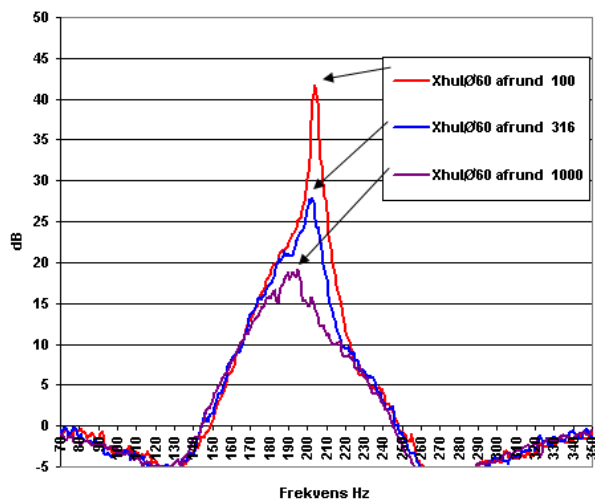
Men hvis man forøger halsarealet, bliver dæmpningen anderledes stor, Figur 11. "Vinduet" mod støjen er større, jævnfør tidligere bemærkninger om resultater af Ingards teori.



Figur 12
Forsøg med forskellige støjniveauer til vurdering af ulinearitet. Indsætningsdæmpning med halsåbning \varnothing 60mm. Der er tre støjniveauer i 10 dB spring og index '1000' som den kraftigst mulige med den givne måleopstilling.

Figur 12 viser, at øget styrke i støjsignalet ikke havde nævneværdig indflydelse på dæmpningen i en model, hvor halskonturen i lighed med normal praksis er skarpkantet i

begge ender. Hvis man derimod afrunder kantkonturerne, kan man ved lave støjniveauer opnå en meget stor dæmpning i et meget smalt bånd omkring resonansfrekvensen Figur 13

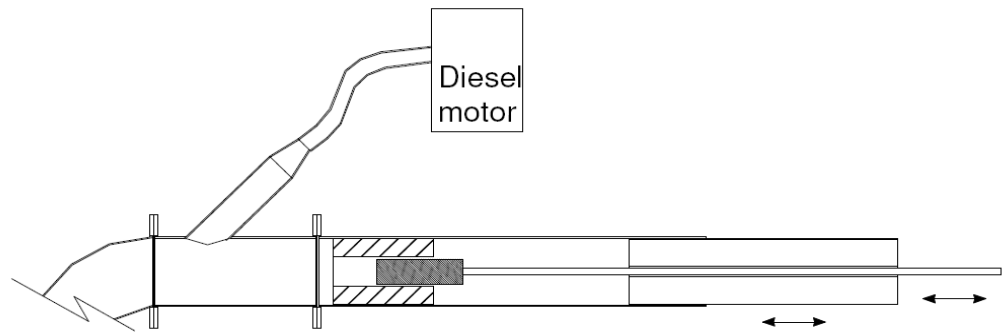


Figur 13

Måling med stort hul Ø60 (længde 50 mm) med afrundede kanter, med tre støjniveauer i 10 dB spring og index '1000' som den kraftigst mulige med den givne måleopstilling.

Man kan tolke disse resultater således: Gasdynamisk, makro-hvirvelafløsning i halsen kan reducere den maksimale dæmpning betydeligt, men - under de givne forhold - kun ned til en acceptabel grænse. Fra et praktisk synspunkt er det sidstnævnte nok så vigtigt. Den meget store dæmpning ved afrundet hals er så smaltbåndet, at udnyttelse af den ville forudsætte en ekstremt sikker tuning. Men måske kunne dette netop være muligt med en meget nøjagtig, automatisk tuning.

Helmholtz-resonatorens virkemåde blev ligeledes testet i en forsøgsopstilling opbygget som et lille simpelt udstødningssystem i stål, se Figur 14 og Figur 15. Et andet formål med forsøget var at undersøge, om Silentors såkaldte PPLOG-program (læs mere herom senere) kunne anvendes som et værktøj i forbindelse med den praktiske dimensionering af Helmholtz-resonatoren i fuldskalatesten.



Figur 14
Principtegning af stålørers Helmholtz-resonator.



Figur 15
Forsøgsopstilling med motorudstødsystem i stålør.

Helmholtz-resonatorens cirkulære hals kan ændres til en annular eller delvis annular hals ved at forskyde en massiv cylinder mere eller mindre ind i den cirkulære hals ved hjælp af en stempelstang, der stikker ud af resonatorkammeret. Resonatorkammeret består af to rør, der er skudt ind i hinanden, hvorfor kammerets volumen kan ændres ved at forskyde rørene i forhold til hinanden.

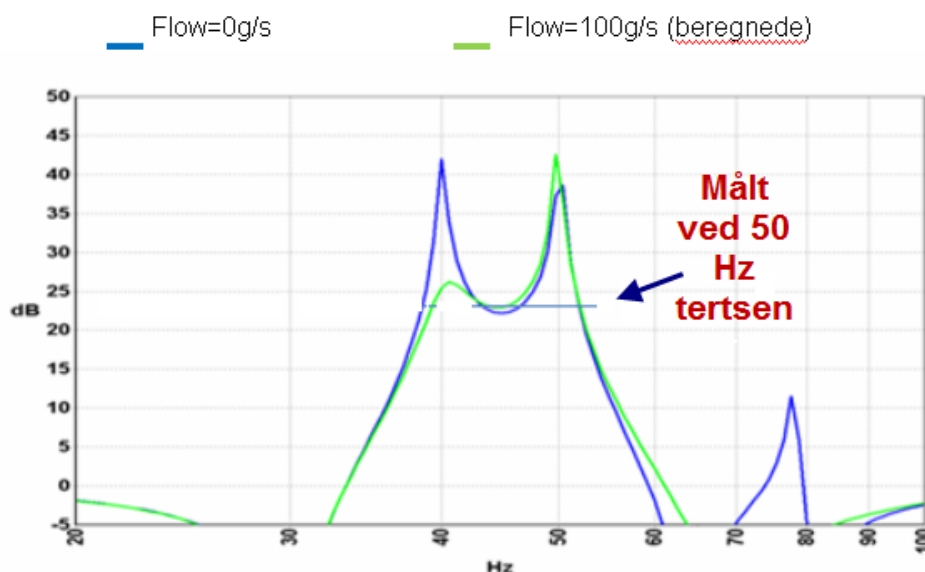
Lyddæmpningsspektre fremkom ved at måle udstødsstøjen fra motoren ved forskellige indstillinger af resonatorhalsen kombineret med forskellige størrelser af resonatorkammeret og ved at sammenligne dette med udstødsstøj fra motoren i det tilfælde, hvor Helmholtz-resonatoren ikke er virksom, dvs. hvor resonatorhalsen er lukket med en prop.

Som et alternativ til belastning af udstødssystemet med motorstøj blev der påkoblet en højttaler.

Udstødsstøjen fra motoren blev målt udenfor rummet ved at føre udstødssystemets munding gennem vinduet for at undgå bidragende mekanisk støj fra motoren.

Udstødningsstøjen fra den lille dieselmotor var i 50 Terz-båndet totalt domineret af en støjpeak, som målinger viser ligger ved 53 Hz. Ved lydmålinger konstateredes et lydtrykniveau i 50 Terz-båndet på 121,6 dB(lin) for systemet med den uvirksomme Helmholtz-resonator. Tilsvarende målt et lydtrykniveau på 98,5 dB(lin) for systemet med virksom Helmholtz-resonator og med denne placeret i den optimale position. Det vil sige, at der blev opnået en lyddæmpning i 50 Terz-båndet som en følge af Helmholtz-resonatoren på ikke mindre end 23,1 dB, hvilket må siges at være en fin lyddæmpning.

Resultatet af den tilsvarende PPLOG-beregning er vist i Figur 16 og viser en lyddæmpning på ca. 20 dB ved 53 Hz, og at lyddæmpningen stort set er uafhængig af udstødsgasmængden, som er ukendt, men ligger et sted mellem 0 g/s og 100 g/s.



Figur 16
PPLOG-beregninger til fastsættelse af maksimal opnåelig lyddæmpning fra Helmholtz-resonator (med hensyntagen til mundingskorrektion) samt målt (lineær) dæmpning.

Der blev således opnået en god overensstemmelse mellem de faktiske lydmålinger og PPLOG-beregninger, både hvad angår lyddæmpningens størrelse og resonansfrekvensen beliggenhed. Det er dog vigtigt at understrege, at der er en del usikkerhed forbundet med PPLOG-beregningen alene ved modelleringen af det faktiske udstødssystem. Dette kombineret med, at

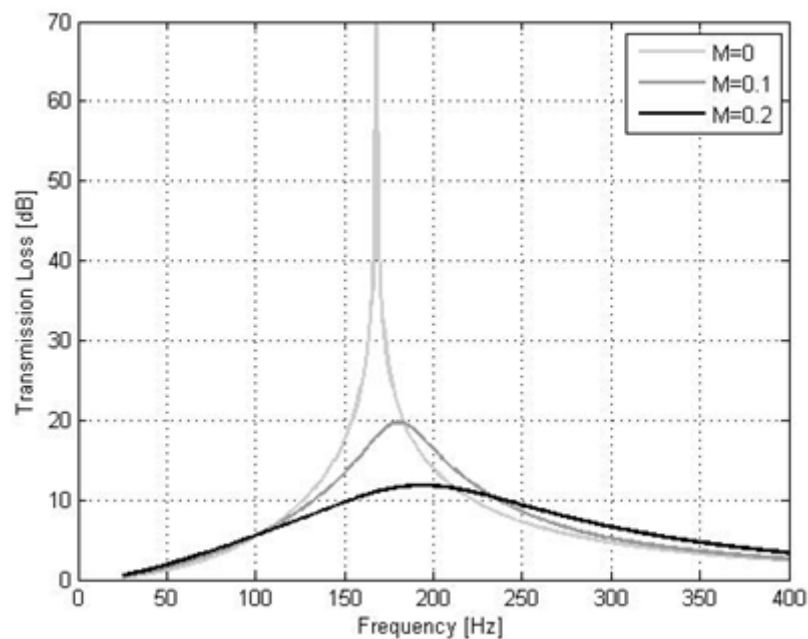
lyddæmpningskurven er ganske stejl ved 53 Hz, gør, at den fastlagte størrelse på lyddæmpningen er forbundet med en del usikkerhed.

Der blev ligeledes konstateret en god overensstemmelse mellem lydmålinger og PPLOG-beregninger, når udstødssystemet i stål var belastet

7 Empirisk verifikation af teorien

Vi kontrollerer formelapparatet og anden teori ved sammenligninger dels med et eksempel fra litteraturen, dels med et af vore egne modelforsøg.

Kontrol 1: Figur 17, der er taget fra ref. 26, angår en lille Helmholtz-resonator anbragt på siden af et rør med en varm hovedstrømning med variabel strømningshastighed, angivet i figuren ved Mach-tallet (v/c) som kurveparameter. Når strømningshastigheden øges, dæmpes, som man ser, resonanssvingningen. Desuden sker der en vis forskydning af resonansfrekvensen, nogenlunde som i et masse-fjedersystem.



*Tværsnitsareal for hovedkanalen: $S = 0.0018 \text{ m}^2$, halsens tværsnitsareal $a = 0.0006 \text{ m}^2$
halsens længde: $\ell = 0.025 \text{ m}$, kammervolumen: $V = 0.003 \text{ m}^3$.*

Figur 17

Målte dæmpningskurver for en lille Helmholtz-resonator, fra ref. 26.

Variierende gashastighed angivet ved Mach-tallet v/c som kurveparameter.

De geometriske dimensioner er vist under figuren.

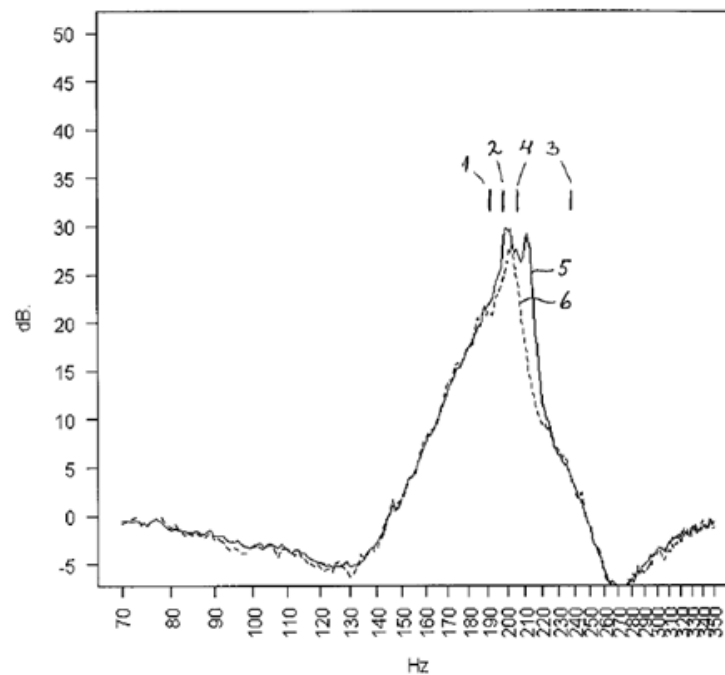
Lydhastigheden kendes ikke, men da der er tale om udstødningsgas fra en formentlig relativt hurtigtløbende 4-taktsmotor, kan et rimeligt gæt være $c = 500 \text{ m/s}$. Med

hensyntagen til mundingskorrektion får man resonansfrekvensen $RF = 163 \text{ Hz}$. Tager man yderligere hensyn til langsgående bølger i kammeret, får man i stedet $RF^* = 160 \text{ Hz}$; kammeret er kort, så det bliver en ganske lille korrektion.

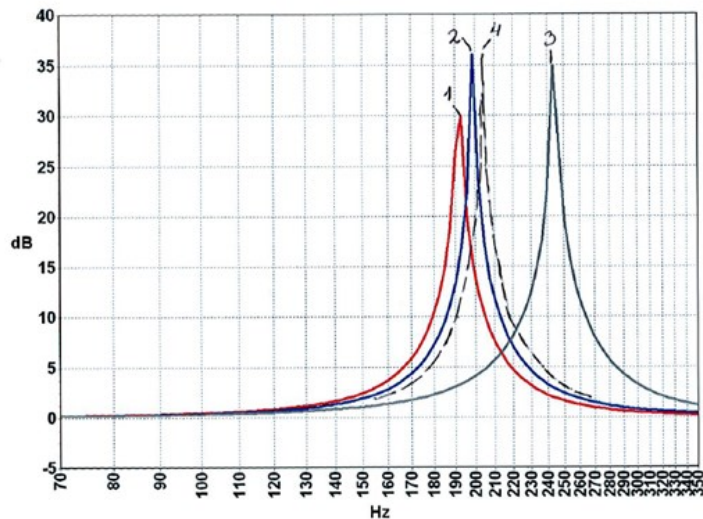
Af diagrammet kan man for $M = 0$ aflæse $RF = \text{ca.} 169 \text{ Hz}$, hvilket stemmer udmærket.

Vi har udført en række yderligere kontroller, som alle ligeledes stemmer fint. Af pladshensyn nøjes vi med at nævne, at vi for $M = 0,1$ ved hjælp af Ingards formel og formlen (10) har beregnet den maksimale dæmpning til 17 dB . Dette stemmer særdeles godt med figuren, hvilket er noget overraskende al den stund, der til grund for (10) ligger ganske grove overslagsbetragtninger, og lydhastigheden er gættet. Der må have været tale om et vist held; under alle omstændigheder må overensstemmelsen betegnes som tilfredsstillende.

Kontrol 2: Nu en kontrol mod egne modelforsøg:



Figur 18
Modelforsøg (kurve 5 og 6) og på forskellig måde beregnede resonansfrekvenser 1, 2, 3 og 4 (i 3 er der bevidst regnet meget groft).



Figur 19
Beregnete frekvenskarakteristikker svarende til resonansfrekvenserne 1, 2, 3 og 4 i Figur 18.

Kurverne 5 og 6 i Figur 18 viser målt dæmpning og vedrører tilfælde med skarpkantet og afrundet kontur i halsen. De med lodrette streger 1, 2, 3 og 4 angivne frekvenser er beregnet på forskellige måder.

Silentor A/S har udviklet et gennem mange år gennemtestet EDB-program til beregning af frekvenskarakteristikker for rørsystemer med lyddæmpere, kaldet "PPLOG". Programmet er baseret på klassisk 1-dimensional impedansanalyse og detaljeret empirisk verifikation i sin tid (1950-80, ved i dag afdøde professor Eyvind Frederiksen) på Danmarks Tekniske Højskole / DTU. Frekvenserne 1, 2 og 3 er beregnet med dette program med forskellige modeller af den fysiske virkelighed.

Frekvensen 4 er beregnet med formlerne (1) - (4). Kammeret er ganske langstrakt, så hensyntagen til langsgående bølger i dette er vigtig.

De modeller, der ligger til grund for 1 og 2, adskiller sig en smule og er begge forsøg på lidt forskellige, relativt præcise gengivelser af virkeligheden, hvorimod man ved beregning af 3 bevidst har udeladt mundingskorrektionen. Man ser, at 3 som ventet adskiller sig markant fra de øvrige.

Derimod må alle de tre værdier 1, 2 og 4, der er bedste bud på virkeligheden, siges at ramme ganske godt.

Figur 19 viser frekvenskarakteristikker svarende til de beregnede. Spidsernes højde afviger noget fra det, der er målt i

modelforsøgene, hvilket ikke er overraskende, da modelleringen af strømningmodstanden i halsen er grov. Det spiller heller ikke den store praktiske rolle, da spidsen er meget skarp.

Man kan endvidere konstatere, at der er en meget præcis overensstemmelse mellem kurvernes bredder for så vidt angår de med PPLOG beregnede 1, 2 og 3 på den ene side og den med den analytiske teori beregnede 4 på den anden side.

Når man sammenligner alle de beregnede frekvenskarakteristikker med de målte, kan man for det første konstatere, at de mindre målte forstærkninger, der er ved siden af dæmpningen ved og omkring resonans, ikke optræder i de med teori beregnede karakteristikkere. Uden at gå i detaljer hermed kan det siges, at afvigelser af den art er ventet, for så vidt de beregnede karakteristikkere repræsenterer dæmpningen angivet som Transmission Loss, TL, medens de målte er angivet som Insertion Loss, IL, jævnfør kommentarerne herom i afsnit 4.

De målte karakteristikkere er markant bredere end de beregnede. Vi har ikke noget bud på årsagen hertil. Pragmatisk kan man konstatere, at det er bedre, end hvis det havde været omvendt.

Yderligere kontrol: I afsnit 10 vil der blive præsenteret yderligere en empirisk kontrol af teorien.

8 Valg af koncept

Væsentlige kriterier ved valg af reguleringskoncept er bl.a. følgende: På grund af at motoren arbejder med variabelt omløbstal, er der behov for at kunne variere tuningen inden for et bredt frekvensområde. Selv i tilfælde af en motor med konstant omløbstal er det hensigtsmæssigt at kunne variere tuningsområdet betydeligt dels fordi der optræder variable, hvis indflydelse der ikke er fuld klarhed over, dels fordi varierende motorbelastning kan give variationer i gasflowet og i gastemperaturen.

Alle disse forhold taler for at kunne variere på to parametre. Desuden vil dette muliggøre, at den ene parameter kunne bruges til grovtuning (eventuelt en helt fast sådan) og den anden til fintuning.

En anden grundlæggende betragtning er, at α - og β -værdierne i henhold til Ingards teori som tidligere nævnt bør være så små som muligt, hvilket bl.a. indebærer, at det bør være muligt at regulere halsarealet, på en sådan måde, at det kan blive stort.

8.1 Alternative koncepter som ikke blev valgt

Der er en lang række muligheder for at kunne regulere på resonansfrekvensen, muligheder som på forskellige måder kan kombineres. Nogle af disse muligheder skal diskuteres kortfattet. Udgangspunktet er en betragtning af den grundlæggende formel (1) og formlerne (2) og (3) for mundingskorrektions, samt udtrykkene (6) og (7) for α og β .

Koncept 1: Variation af halslængden.

Dette kan f.eks. gøres ved, at et rør forskydes langs et fast rør, der har en lidt større (som det ville kunne gøres i en udførelse if. Figur 7) eller mindre diameter. Arrangementet er konstruktionsmæssigt simpelt og vil muliggøre et stort halsareal a for at opnå en lille α -værdi.

Både mundingskorrektionen og den omstændighed, at der af hensyn til tæthed mellem rørene skal være en mindste overlapning, medfører, at variationen i resonansfrekvens bliver forholdsvis lille.

Især hvis konceptet bruges til on-line fintuning i kombination med grovtuning på en anden parameter (f.eks. kammerlængde), og hvis frekvensen, der skal tunes, ikke varierer meget (som ved en motor hvis omløbshastighed er konstant), behøver denne svaghed dog ikke være diskvalificerende. Konceptet kan i så fald måske endda være bedre, end det vi valgte, idet halsarealet kan vælges stort i alle geometrier.

Konceptet kan udvides til at blive et teleskoparrangement omfattende flere rør af lidt forskellig diameter, der alle kan forskydes i forhold til hinanden, hvilket dog medfører en relativt kompliceret konstruktion.

En generel vanskelighed er, at en hals af betydelig længde for en given tuningsfrekvens medfører et forholdsvis lille volumen V , hvorved β bliver relativt stor, hvilket giver en forholdsvis smal dæmpningskurve.

Koncept 2: Variation af halsarealet ved aksiel forskydning et konisk element inden i et halsrør med konisk geometri.

Idet det bevægelige element kan forskydes så langt ind i det koniske rør, at der bliver helt lukket af, kan halsarealet varieres inden for vide rammer (som i det koncept vi valgte). Men for at opnå dette må man konstruere arrangementet således at det maksimale halsareal bliver relativt lille. Dette medfører en forholdsvis stor α -værdi og dermed en relativt lille maksimal dæmpning.

Koncept 3: Variation af halsareal ved forskydning af et ikke-perforeret legeme langs en perforeret kammervæg.

Vi har tidligere i et patentskrift (Figur 7) mødt en variant af dette princip. Ved en langstrakt resonator indbygget i bunden af en resonator, kan man for så vidt også tænke sig forskydning af et ikke-perforeret rør langs et perforeret rør, der udgør en kammervæg. Dette vil imidlertid reducere kammervolumenet væsentligt, og da den perforerede kammervæg ikke er forbistrømmet af gassen (men ligger i en "blindtarm"), vil støjen skulle transmitteres en forholdsvis lang strækning hen til den fjerneste del af halsarealet, hvilket vil reducere dæmpningen kendeligt.

Det vil i stedet være mere nærliggende at have perforeringen i den cirkulære kammervæg, der vender mod gasstrømmen, og f.eks. lade det ikke-perforerede element være en plade, der kan drejes omkring resonatorens længdeakse. Men her vil det totale

halsareal blive relativt lille, og den specifikke strømningsmodstand R blive forholdsvis stor, hvilket α dermed også vil blive.

Koncept 4: Variation af kammervolumen V ved at have en variende mængde fluid eller en fluidlignende substans i bunden af kammeret.

Konsekvenserne af at anbringe en varierende mængde kugler samt en væske imellem kuglerne er rent empirisk blevet undersøgt i ref. 25, hvor resultatet på overraskende vis blev det omvendte af det ventede, nemlig at mindre kammervolumen medførte en sænkning af resonansfrekvensen. Der blev ikke givet nogen forklaring. Måske kan der have været tale om en effekt af øget dæmpning af bølger i kammeret.

Pumper man vand ind i og ud af kammeret, kan der ikke være nogen tvivl om, at det vil medføre en forhøjet henholdsvis sænket resonansfrekvens. Da gastemperaturen ligger væsentligt over vands fordampningstemperatur, vil det være nødvendigt med køling og en afdækning af vandoverfladen, f.eks. med en metalfolie. Olie er på grund af brandrisikoen næppe en tilladelig mulighed. Glatte kugler, der kan pumpes ind og ud, er en yderligere mulighed, især hvis de er lette, måske som en tynd stålskal ("bordtennisbolde" af stål).

Det er umiddelbart svært at gennemskue, hvor hurtig en regulering af denne art kan blive, men hvis princippet kun skal benyttes til en fast grovtuning, behøver det ikke at være noget problem.

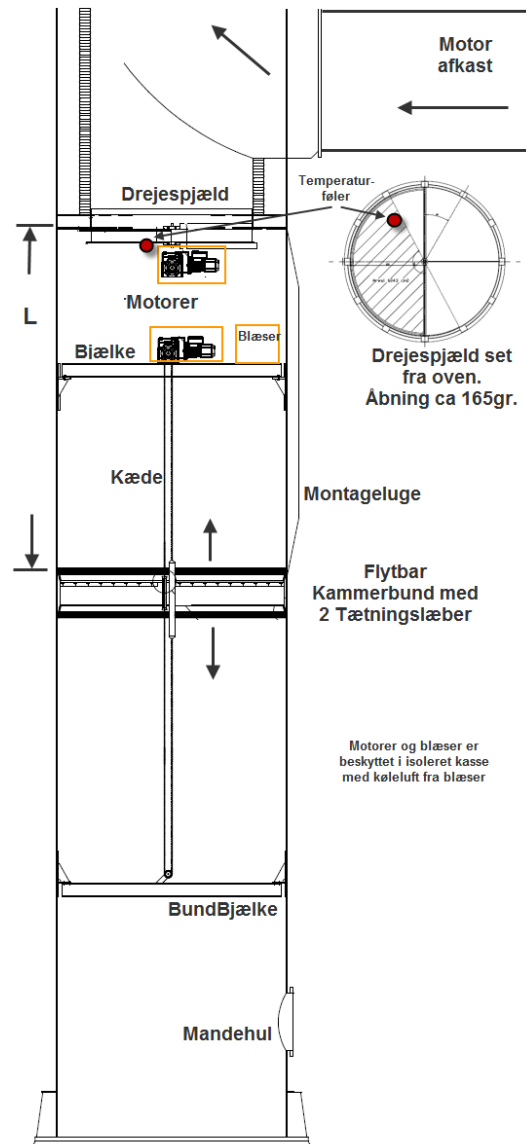
8.2 Det valgte koncept

Det valgte koncept (se Figur 20) baseres på et cirkelsegmentformet, variabelt halsareal a og på et variabelt kammervolumen V . Variationen af halsarealet a frembringes ved, at et omkring resonatoraksen drejeligt element af en vis tykkelse i større eller mindre grad dækker af for et ca. halvcirkelformet åbningsareal i kammerets øvre, vandrette loft. Variationen i kammervolumenet frembringes ved, at kammerets bund forskydes i lodret retning.

Konceptet er af en art, som er tilpasset indbygningsforhold i bunden af en skorsten med et langstrakt kammer, idet så stor en del af det samlede til rådighed stående volumen udnyttes. Dette er særlig vigtigt i den aktuelle opgave, da der skal dæmpes ved en meget lavfrekvent spids i det udæmpede støjspektrum, som tidligere påpeget en volumenkrævende opgave; derved bliver β -værdien så lille som muligt.

Løsningen med den segmentformede hals muliggør et stort halsareal med lille α -værdi.

Man kan lukke helt af til resonatoren, hvilket er en fordel i et udviklingsprojekt som dette, idet det muliggør, at man kan sammenligne resonatorens performance med den situation, at den slet ikke er i funktion. Desuden er det en fallback-option for det ekstreme tilfælde, at resonatoren ligefrem måtte vise sig at være skadelig, eventuelt i visse driftssituationer.



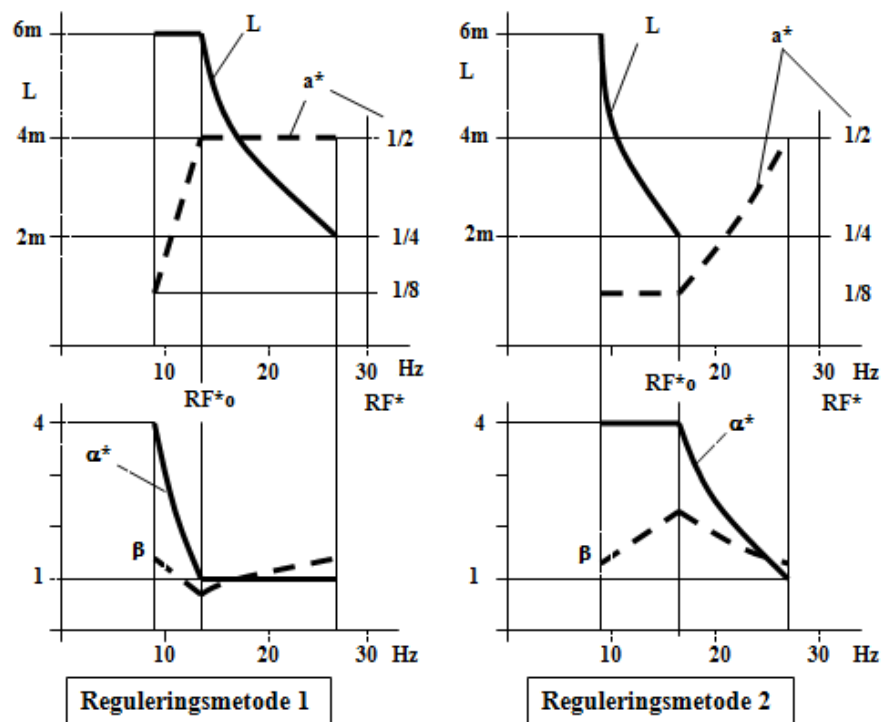
Figur 20

Skitse af den valgte løsning og placering i bund af skorsten.

9 Reguleringsstrategier

I den foreliggende opgave skal reguleringen kunne tilpasses et variabelt omløbstal. Det er en opgave, som er mere krævende end den, der vil foreligge, hvis en motor har et konstant omløbstal, hvor den frekvens, der skal dæmpes, vil variere i mindre grad. Den sidstnævnte opgave kan ses som et specialtilfælde af den førstnævnte.

9.1 Samtidig variation af kammerlængde og halsareal



Figur 21

To forskellige måder at variere kammerlængde L og halsareal a , med resulterende dimensionsløse parametre α^* og β^* , refererende til Ingards formel (5). Abscissen er resonansfrekvensen RF^* (med hensyntagen til både mundingskorrektion og langsgående bølger i kammeret).

Figur 21 viser to eksempler på reguleringsmetoder med det valgte koncept baseret på en forudgående dimensionering af fuldskalaløsningen.

Den ene strategi er repræsenteret af de to diagrammer (over hinanden) til venstre, den anden strategi af de to diagrammer til højre. I alle 4 diagrammer er abscissen resonansfrekvensen RF^* , dvs. beregnet med hensyntagen til langsgående bølger i kammeret (og mundingskorrektur).

I de to øverste diagrammer er vist, hvorledes reguleringen af kammerlængde L og halsareal a er valgt. Halsarealet er i diagrammerne repræsenteret af den dimensionsløse variabel a^* , som varierer mellem 0 og $\frac{1}{2}$, idet $\frac{1}{2}$ svarer til segmentvinklen 180 grader. $a^* = 1$ svarer matematisk til segmentvinklen 360 grader, som ikke er fysisk mulig med den valgte konstruktion af drejespjæld.

I reguleringsstrategien til venstre er L holdt konstant og a^* variabel ved resonansfrekvenser under værdien RF^*_0 , og omvendt a^* holdt konstant og L variabel ved højere frekvenser. Tilsvarende for den anden strategi, hvor resonansfrekvensen ved overgangen fra de to måder at regulere på ligger ved en anden værdi af RF^*_0 .

I de to nederste diagrammer er vist beregnede forløb af dimensionsløse variable α^* og β^* if. Ingard, idet der for den førstnævnte er vist $\alpha^* = \alpha / \alpha_{1/2}$ hvor nævneren er værdien ved $a^* = \frac{1}{2}$. Det er forudsat, at den specifikke flowmodstand R , densiteten ρ og lydhastigheden c alle er konstante, hvorved α^* er entydigt bestemt ved geometrien.

β er simpelthen værdien af parameteren, defineret iflg. Ingard. Det er forudsat, at hovedstrømningens (dvs. skorstenens) tværsnitsareal S er det samme som tværsnitsarealet i kammeret, som har volumenet V . Derved bliver i formlen for β : $S/V = 1/L \cdot RF$ i formlen sættes lig RF^* . c/RF^* er bestemt af formlerne (1) - (4). Dermed kan β beregnes.

Som vi flere gange har noteret, bør α og β være så små som muligt. Ud fra dette synspunkt må man foretrække Reguleringsmetode 1.

I den aktuelle opgave skal resonansfrekvensen som nævnt i afsnit 3 kunne varieres mellem 10,4 og 16,5 Hz. Reguleringsmetode 2 ser ud til at kunne klare dette ved, at man nøjes med at variere kammerlængden.

Det reguleringsteknisk ideelle ville være, om man kunne nøjes med at bruge den ene parameter til en fast grovtuning og den anden til fintuning, men dette synes at være vanskeligt at opnå, hvis man samtidig kræver, at åbningsarealet ikke bliver

for lille. Denne betragtning kunne tale for at bruge det alternative koncept 1, men andre synspunkter taler imod dette.

9.2 Ren feedback-tuning

Denne type af regulering kan være velegnet i en situation, hvor spidsen, der skal dæmpes, ligger relativt fast (konstant omløbstal for motoren), og hvor indflydelsen af diverse parametre (temperatur mv.) har en stokastisk karakter.

Det mest nærliggende er som feedback-parameter at anvende et med en mikrofon monitoreret lydsignal (der skal være så lavt som muligt) målt i nærheden af skorstensmundingen, dvs. i den position hvor man normalt vil måle støjen til undersøgelse af, om tilladt støjniveau overholdes. En anden mulighed er at monitorere støjen i en passende position inde i skorstenen, nedstrøms resonatoren.

Idet resonatoren skal tage hånd om støjen ved en specifik frekvens, bør signalet bearbejdes, så der kun måles i et frekvensbånd af passende størrelse omkring den omtrentlige frekvens, som skal dæmpes i den aktuelle opgave ved at frekvensbåndet forskydes på en på forhånd bestemt måde, styret af et signal fra motorens omløbstal, typisk med et tachometer.

Da støjstyrken ved given driftstilstand i nogen grad varierer tilfældigt op og ned, bør der tillige foretages en midling inden for et tidsrum af passende længde.

I afsnit 5 er en tredje mulighed for feedback-parameter omtalt, nemlig monitorering af faseforskellen mellem et lydsignal målt inde i resonatoren henholdsvis uden for denne. Uden at gå ind i den teori, der ligger til grund for denne metode, kan man konstatere, at det er den metode, som mest konsekvent fokuserer på funktionen af resonatoren i sig selv.

9.3 Ren feedforward-tuning

Denne type af regulering kan forventes at give et godt resultat, hvis den frekvens, der skal dæmpes, i det væsentlige er styret af variationen i en eller flere bestemte parametre, i den foreliggende opgave primært motorens omløbstal og måske motorbelasningen eller den hermed sammenhængende udstødningstemperatur som anden parameter. Metoden forudsætter en forudgående "mapping", således at de forskellige

driftstilstande for motoren gennemløbes, og optimal tuning af resonatoren findes for hvert omløbstal.

Såfremt forudsætningerne er de rette, forekommer denne metode at være den enkleste at realisere.

9.4 Kombineret feedback og feedforward

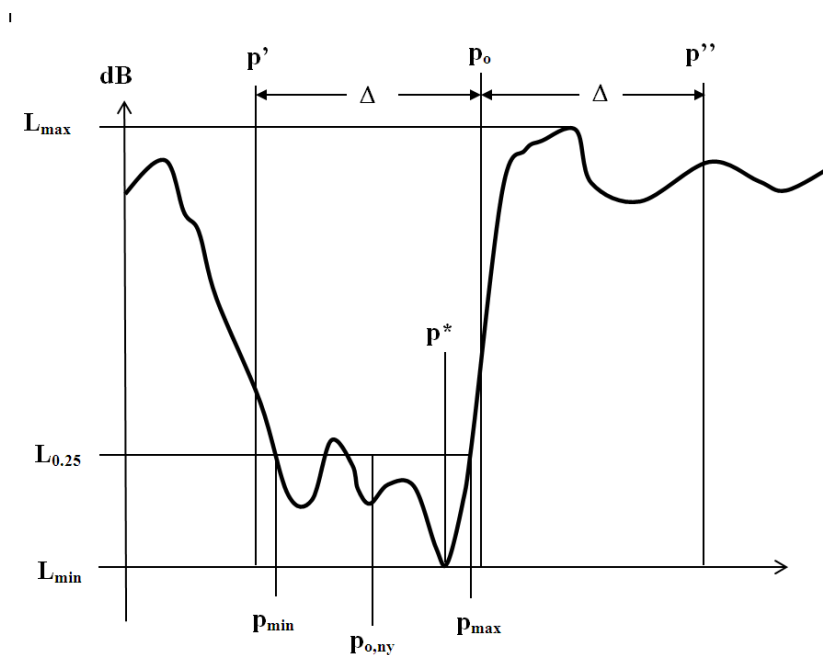
Inden for reguleringsteknikken benytter man i stigende grad kombineret feedback/-forward-regulering. Ofte vil en del af afvigelserne i målvariablen værdi fra det optimale være styret af deterministiske forløb, man kender, hvorfor det i så fald er unødvendigt at lade feedback-reguleringen forsøge at tage hånd om dette. Denne bør således koncentrere sig om at klare kompensation fra stokastiske variationer. Derved bliver reguleringen mere robust.

9.5 Søgealgoritme med henblik på maksimal robusthed

I en kombineret feedback/-forward-regulering kan man forøge robustheden yderligere ved at lade feedback-reguleringen være baseret på en søgealgoritme (se Figur 22):

Abscissen er værdien af den parameter p , hvis værdi skal indstilles, og ordinaten er lydstyrken. Feedforward-reguleringen giver en parameter værdi p_0 , som feedback-reguleringen skal korrigere.

Under måling af lydtrykket L varieres parameter værdien p inden for et interval $p_0 - \Delta$ til $p_0 + \Delta$, idet intervalbredden Δ er valgt passende stor ud fra erfaringer for, i hvor stort et frekvensinterval resonatoren er virksom.



Figur 22
 Søgealgoritme til bestemmelse af robust, optimal værdi af
 reguleringsparameter (f.eks. halsareal).

Inden for dette interval bestemmes den højeste og laveste værdi af lydtrykket, L_{\max} henholdsvis L_{\min} . Ud fra dette bestemmes $L_{0,25} = L_{\min} + 0,25(L_{\max} - L_{\min})$. Den vandrette linie svarende til dette ses i det viste eksempel at skære kurven i tre punkter. Der vælges det punkt, der ligger længst til venstre, henholdsvis længst til højre, svarende til abscisserne p_{\min} og p_{\max} . Som parameterindstilling vælges endelig middelværdien $p_{0,ny} = 0,5(p_{\min} + p_{\max})$.

Som man ser, resulterer søgealgoritmen i en parameter værdi, der giver et lidt højere lydtryk end den værdi p^* , der giver absolut laveste lydtryk. Denne relativt lille forringelse mere end opvejes af formindskelsen af risikoen for, at en mindre forskydning af kurven mod venstre kommer til at resultere i et meget højere lydtryk, eventuelt så højt, at man kommer til at have helt uden for det frekvensområde, hvor resonatoren har nogen virkning. Man ser, at denne risiko hænger sammen med, at kurven går stejlt opad til højre.

9.6 Implementering med relevante sensorer og software

Som beskrevet i efterfølgende kapitel 11 blev der udviklet og implementeret et robust elektronisk styresystem til at kontrollere de justerbare dele i den færdige resonatordæmper. Dette blev anvendt ved målingerne både med højttalere og med fuld

motordrift, idet man manuelt kunne indstille og aflæse de aktuelle stillinger af de bevægelige dele i dæmperen. Systemet var yderligere forberedt for fjernaflæsning og kontrol, så en PC med den rette software ville kunne stå for den semi-aktive styring af resonatordæmperen.

Udover styringsdelen vil også robuste sensorer til lyd/tryk-måling enten i skorstenen eller ved skorstenstop være relevant. DELTA anvendte til forsøgsmålingerne systemer, som med tilsyn kunne fungere i nogen tid. For langvarig drift findes mere robuste systemer, som kan tilpasses de aktuelle forhold.

9.7 Alternativer til PC-baserede reguleringssystemer

Overvejelser vedr. de beskedne krav til hastigheden af et semi-aktivt styringssystem og ønsker om en simplificering ledte frem til at skitsere konturerne af en modificeret løsning, baseret på en driftsmæssigt robust, rent mekanisk regulering:

Inden for teknikken for termostatisk regulering af et flow, f.eks. udgående brugsvandtemperatur i et tilslutningsanlæg for fjernvarme, har den klassiske konstruktion, som f.eks. Danfoss leverer, kunnet udvikles, og regnes som et fuldgodt og i visse tilfælde bedre alternativ til reguleringer baseret på elektro-/mikroprocesserteknik. Den traditionelle mekanik er med andre ord på ingen måde "outdated".

Der er typisk tale om to strømmende medier på hver sin side af en varmeveksler, idet den udgående temperatur på den varmemodtagende side reguleres, ved at en ventil i det varmeafgivende medie regulerer størrelsen af dette.

Temperaturføleren i feedback-reguleringen er et legeme indeholdende en gas, der ekspanderer ved højere temperatur, og som via et forbindelsesrør og en membran påvirker ventilspindelens position.

Gammeldags kulfyrede villakedler havde en anden type af rent mekanisk regulering af det spjæld, som bestemte lufttilførslen.

En gennemgang af anden klassisk, robust mekanisk reguleringsteknik kan bringe yderligere eksempler frem i lyset, som direkte eller i modificeret udformning vil kunne bruges.

Vi tænker os en kombination af en engangs-forindstilling, f.eks. regulering af resonatorvolumen (som på Tegllholmen), kombineret med en mekanisk, automatisk finindstilling, som justerer en anden parameter, hvoraf resonansfrekvensen også afhænger, f.eks. halsareal (også valgt på Tegllholmen) eller halslængden.

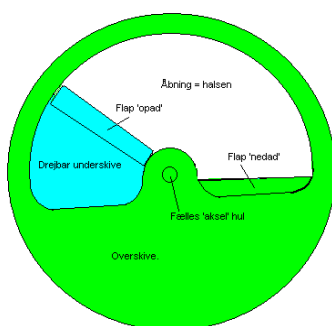
En motor, der trækker en generator koblet til elnettet har konstant omløbstal, bortset ved start og nedkørsel, hvilket indebærer, at fintuningen kun skal regulere over et begrænset frekvensinterval.

Det blev imidlertid også klart under projektføreløbet, at ønsket om at kunne sikre størst mulig 'manuel' kontrol under afprøvning og testmålinger nødvendiggjorde udvikling af et elektronisk styresystem til motorer og sensorer til endestop, temperaturmålinger og blæser til køling. Dette udelukker ikke at der senere ud fra indhøstede erfaringer kan udvikles et simplere, mekanisk baseret styresystem.

10 Modelforsøg med det valgte koncept

Figur 8 viser testopstilling i laboratorium. I Figur 23 er vist et foto af dreje-spjældmodellen, som blev fremstillet i hård plast og muliggjorde målinger i mange kombinationer mht. placering og variationer af kammervolumen og åbningsareal.

To ens skiver. Hver med Tykkelse 25 mm, Ø skive 100mm.
Udskæring Ømax: 90mm Ømin 5 mm. Diameter fræser minimum ca. 10mm.
Flapper lavet læst og tilpasses til minimum utæthed mod ydre og indre sider af udskæring.

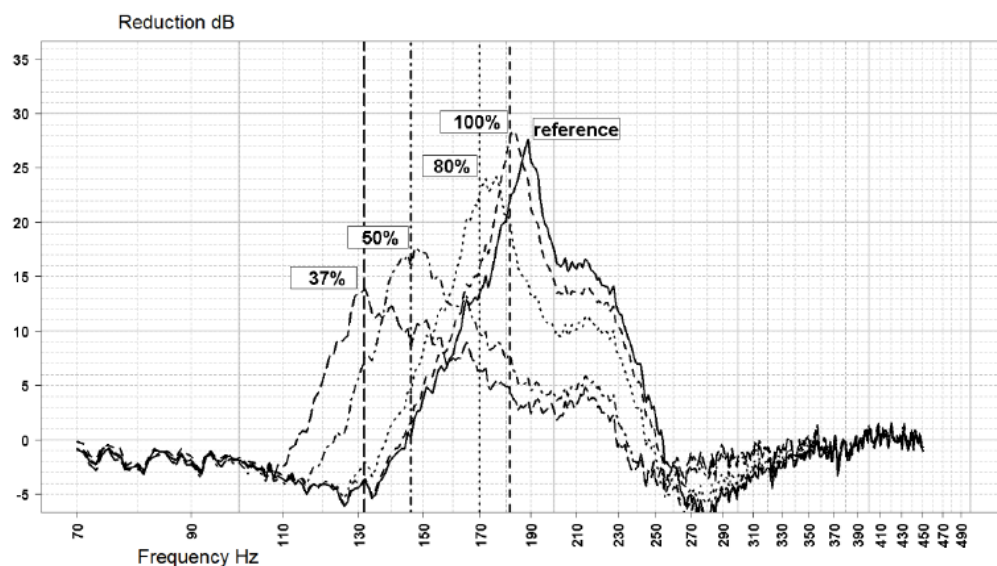


Figur 23
Skitse og foto af drejespjældmodellen udskåret i hård plast.

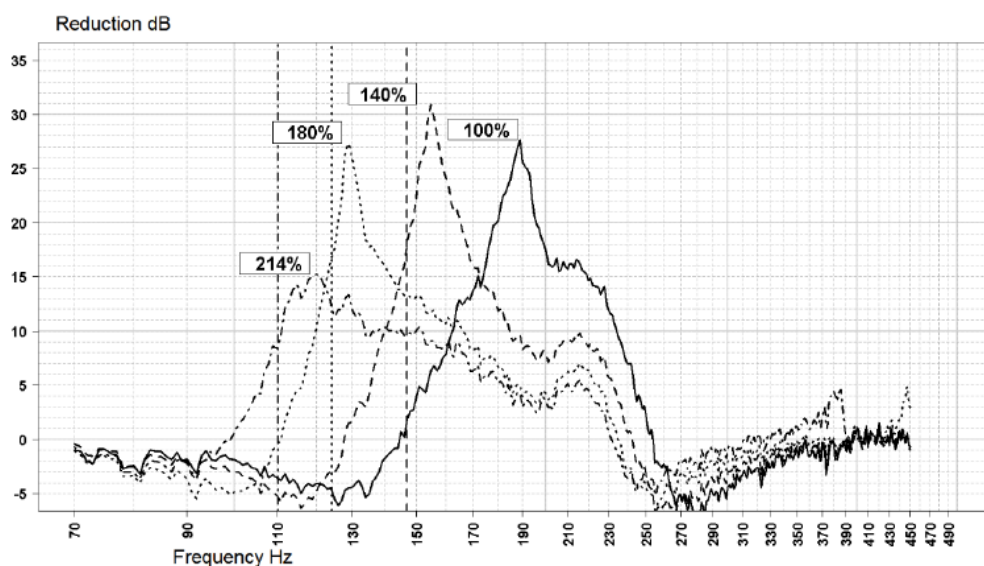
Figur 24 og Figur 25 viser resultater fra disse forsøg sammenholdt med beregnede resonansfrekvenser, hvor der er taget hensyn til både mundingskorrektion og langsgående bølger i kammeret. For de ikke-cirkulære segmenter, som er formen af halsens tværsnit, er mundingskorrektionen udregnet på basis af diameteren af en cirkel med samme areal, i overensstemmelse med de nævnte resultater om anden form af hals, nævnt i afsnit 6.

Man noterer, at de målte frekvenser (naturligvis) er meget højere end dem, fuldskalaversionen skal dæmpe.

Der ses at være god overensstemmelse mellem teori og målinger, ligesom ved de to tidligere præsenterede empiriske kontroller af beregninger i afsnit 7.



Figur 24
Modelforsøg med mindskende halsareal.



Figur 25
Modelforsøg med øgende kammerlængde.

Som ventet falder dæmpningsniveauet betragteligt med formindsket halsareal. Dertil kommer, at frekvenssænkningen ved formindsket areal er mindre end hvad man ville få, hvis man ikke tager hensyn til mundingskorrektionen, hvor forholdet mellem frekvenser er proportionalt med kvadratroden af halsarealerne.

Det "koster" altså meget i dæmpningsniveau, hvis man vil tune alene ved hjælp af halsarealet. At tune ved variation af både halsareal og kammerlængde forekommer endnu en gang at være en klog, om end ikke helt billig løsning.

11 Konstruktiv udførelse i fuld skala

11.1 Mekanisk opbygning med kontrolsystem

Som tidligere nævnt var det muligt i dette projekt at afprøve Helmholtz-resonatoren i fuld skala på MAN's testmotoranlæg på Teglholmen i København. Afprøvningen kunne dog kun foregå under de klare forudsætninger, at lydmålinger og øvrige test af Helmholtz-resonatoren blev indpasset i MAN's planlagte testkørsler med anlægget, og at Helmholtz-resonatoren skulle indbygges i skorstenen uden ændring af skorstenens udvendige mål eller udseende.

Helmholtz-resonatorens kammer var afgrænset nedadtil af en bevægelig kammerbund. Kammerbunden kunne bevæges op og ned ved hjælp af et kædeetræk, drevet af en el-motor. Kammerbunden blev udført i stål og beklædt med en tætning yderst for at kunne slutte tæt til skorstenens inderside; tætningen kan karakteriseres som en læbetætning, idet to gummi-lameller langs periferien af kammerbunden slæber mod skorstenens inderside. I kammerbundens nederste position var længden af resonatorkammeret 5,4 m, mens resonatorkammerets længde var 1,3 m, når kammerbunden var i sin øverste position. Resonatorkammerets tværsnitsareal var 3,1 m².

Et stykke under indløbet til skorstenen blev Helmholtz-resonatorens hals fastgjort. Halsen var afgrænset af to elementer, konstrueret på en sådan måde, at det ene element (drejespjæld) kunne drejes ind i det andet ved hjælp af en el-motor. Af hensyn til spjældets drejelighed var der yderst mod skorstenens inderside en snæver luftspalte. Spjældet blev konstrueret således, at åbningsvinklen kunne reguleres mellem 0° og 165°. Halsens fysiske længde (dvs. uden beregningsmæssigt tillæg for mundingskorrektion) var 100 mm.

Elmotorerne blev forbundet til et udenfor skorstenen placeret styrepanel, hvorfra position af henholdsvis kammerbund og drejespjæld kunne reguleres. For at sikre elmotorernes funktion samt tilpas lave temperaturer i Helmholtz-resonatoren blev der ydermere placeret en ventilator under drejespjældet.



Figur 26
Foto ovenfra af drejespjæld i stilling ca. 90 grader.



Figur 27
Foto nedefra af lukket drejespjæld.



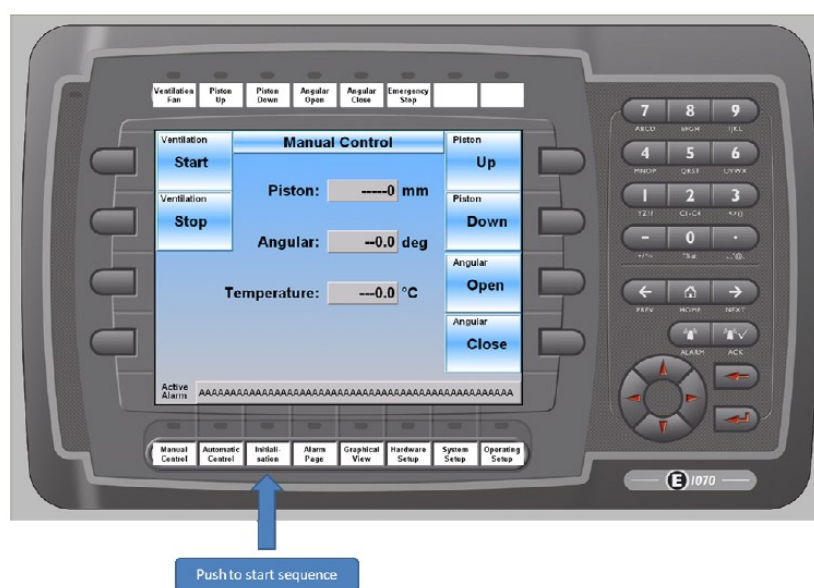
Figur 28
Motorer til drejespjæld og kammerbund. Desuden ses gear til kæde-træk og en køleluftblæser.

Senere blev motorer og gear beskyttet med varmeisolering og køleluft, da det viste sig at temperaturen i kammeret blev højere end forudset.

Til styring af drejespjæld og kammerbund blev af ekstern leverandør udviklet og bygget et samlet system, som dels kunne programmeres til 9 forskellige grundindstillinger, dels kunne fjernstyres så en pc-baseret semiaktiv styring kunne tilkobles. Der var i systemet indbygget en række sikkerhedskontroller mht. endestop og temperaturer. Desuden kunne de aktuelle positioner (åbningsvinkel og kammerlængde) aflæses og føres til ekstern styring.



Figur 29
Kontrolpult i vejrbestandig kasse.



Figur 30
Styrepanel med diverse styremuligheder og udlæsning af status og positioner.

Efter nogle få indkøringsproblemer fungerede dette system stabilt.

11.2 Modelberegninger

Formålet med Helmholtz-resonatoren i dette fuldskala-forsøg var som tidligere nævnt at kunne give et bidrag til lyd-dæmpningen ved den dobbelte tændfrekvens for motorbelastningstilstandene 25 %, 50 %, 75 % og 100 %. Den dobbelte tændfrekvens for disse fire motorbelastningstilstande varierer mellem 10,4 Hz og 16,5 Hz, hvilket betød, at det gerne skulle være muligt ved forskellige indstillinger af kammerbund og drejespjæld at dække dette frekvensområde.

Der er tidligere set en god sammenhæng mellem resonansfrekvenser bestemt ved hjælp af beregningsprogrammet PPLOG og analytiske beregningsudtryk. PPLOG, som muliggør en lidt mere nøjagtig modellering af geometrien, blev anvendt til fastlæggelse af et sandsynligt resonansfrekvensinterval for fuldskalaversionen.

Det er klart, at der blev foretrukket et beregnet resonansfrekvensinterval, som med betydelig margin rakte ud over de fire belastningstilstandes dobbelte tændfrekvenser, specielt fordi der var en række usikre parametre forbundet med beregningen. Den fysiske virkelighed satte dog grænser for, hvad der kunne lade sig gøre i praksis.

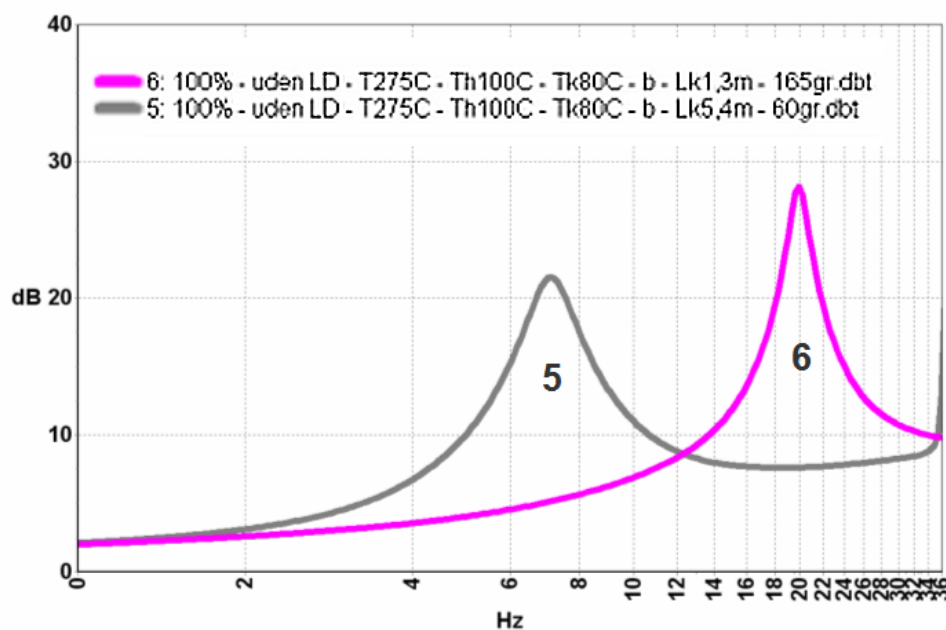
I Figur 31 ses resultatet af PPLOG-beregninger foretaget med henholdsvis kammerbunden placeret i øverste og nederste position kombineret med den største og den skønnede mindste brugbare åbningsvinkel af drejespjældet. Det var svært at forudsige, hvornår halsåbningen blev så lille, at Helmholtz-resonatoren holdt op med at fungere efter hensigten, hvorfor den skønnede mindste brugbare åbningsvinkel på 60° var behæftet med en vis usikkerhed.

Ligeledes blev der foretaget et skøn af gastemperaturen i udstødsystemet generelt og specifikt i resonatorhals og resonatorkammer, idet køleventilatoren skulle modvirke temperaturen i at stige i resonatoren, når testmotoren blev sat i drift.

Endvidere var der usikkerhed forbundet med at vurdere den i PPLOG-programmet repræsentative længde af afstanden fra halsen og op til udstødssystemets tilgangsrør til skorstenen. Vi har tidligere set af PPLOG-beregninger, at resonansfrekvensen falder med øget afstand.

Mundingskorrektionen blev beregnet som den korrektion, der gælder for et cirkulært tværsnit med samme areal, jævnfør CFD-modelleringen i afsnit 6. Det blev vurderet, at denne ækvivalensbetragtning stemmer bedre for den aktuelle segmentgeometri end for det annulære tværsnit, som blev modelleret med CFD.

Desuden var det også et spørgsmål, i hvilken grad uundgåelige utætheder i forbindelse med såvel kammerbund som drejespjæld ville indvirke på resonansfrekvensen.



Figur 31
PPLOG-beregning af opnåeligt resonansfrekvensinterval.

Som det fremgår af Figur 31, ser det ud til, at der kunne opnås et resonansfrekvens-interval mellem cirka 7 Hz og 20 Hz, hvilket passede fint sammen med, at de dobbelte tændfrekvenser varierede mellem 10,4 Hz og 16,5 Hz. Da der som tidligere nævnt var en række usikkerheder forbundet med beregningerne, som samlet kunne flytte intervallet opad eller nedad, var PPLOG-beregningen dog ingen garanti for, at resonansfrekvensintervallet ville omslutte de dobbelte tændfrekvenser i virkeligheden.

Skulle der imidlertid have vist sig problemer med resonansfrekvens-intervallet, var planen at gå ind og ændre en eller flere af forudsætningerne. For eksempel var det fortsat en mulighed at påvirke udstødsgastemperaturen i resonatoren i både

den ene og den anden retning, hvilket dog helst skulle undgås af praktiske hensyn.

I første instans var det forudset at kunne reducere den mindste resonatorkammerlængde ved at placere simple elementer (klodser eller lignende) ovenpå kammerbunden, for derigennem at forhøje den højest mulige resonansfrekvens.

11.3 Fuldskalaforsøg med højttaler

Efter konstruktion og montage af resonatoren i skorstenen blev målinger gennemført svarende til målingerne med plastrørsmodellen. Det vil sige med kontrolleret lyd fra et tilpasset højttalersystem og uden strømning og uden høj temperatur i skorstenen.

Formålet var bl.a. at få en første indikation af beregningernes rigtighed og at få testet den mekaniske konstruktion og styresystemet til de variable parametre hhv. spjældåbning og kammervolumen (længde). Skulle der vise sig væsentlige problemer under de simple betingelser for kørsel, ville det være hensigtsmæssigt at kende til dem, inden systemet blev testet ved motorkørsel.

Da der blev sigtet mod ganske lave frekvenser (under 25 Hz), blev der udviklet et særligt højttalersystem bestående af 2 meget robuste højttalere monteret i en plade, der blev tilpasset et 'mandehul' på sidegrenen mellem motor og skorsten.



Figur 32

Specialhøjttalere monteret på mandehul mellem motor og skorsten.

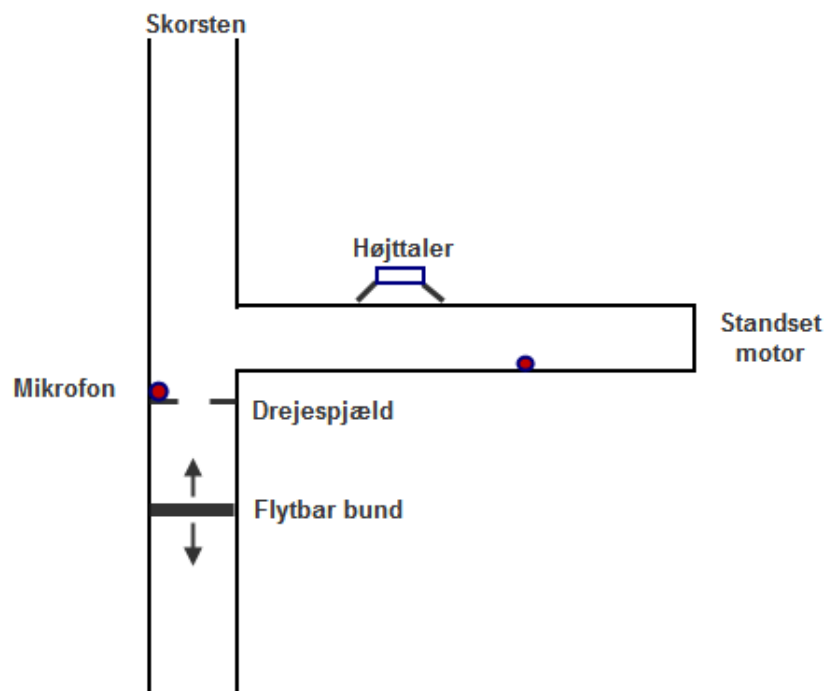
Ved målingerne blev anvendt et styret sinus-signal, dvs. der målttes ved én frekvens ad gangen (Frekvens-Sweep) for at

opnå det bedste signal-/støjforhold. Dette er vigtigt, når der ønskes målt ved lave frekvenser, hvor virkningsgraden for højttalerne er relativt lav, og hvor der er baggrundsstøj (vindstøj i skorstenen).

Højttalerne blev styret af en 2 kanals FFT-analysator fabr. HewlettPackard type 3562A. Lydtrykket blev målt i en position over Helmholtz-resonatoren, modsat åbningen (halsen) ned til denne.



Figur 33
Målesystem opstillet inde i motorhal nær højttalere monteret på mandehullet.

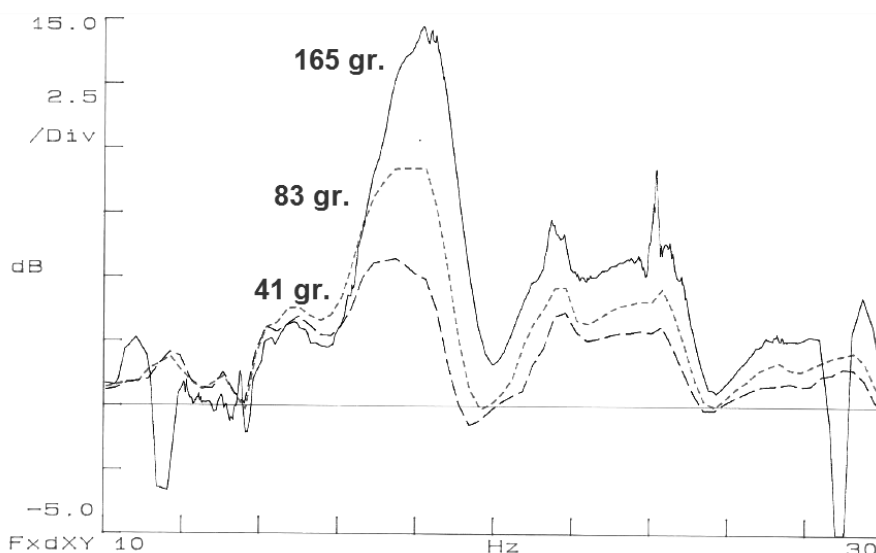


Figur 34
Placering af mikrofoner og højttaler ved testmålinger med højttalerstøj.

Lydmålingerne blev foretaget ved en række forskellige kombinationer af kammerbundsplacering og drejespjældåbning.

I Figur 35 blev halsarealet varieret ved at reducere drejespjældåbningsvinklen til henholdsvis den halve (83°) og den kvarte (41°) af den maksimale. Tendensen ved en reduktion af drejespjældåbningsvinklen var, at lyddæmpningen omkring resonansfrekvensen aftog, hvilket er i overensstemmelse med teorien.

Derimod observeredes stort set ingen ændring af resonansfrekvensen ved reduktion af halsarealet, hvilket var overraskende, selv om ændringen af resonansfrekvensen i følge teorien ikke skulle være større end 40 % ved en ændring af drejespjældåbningsvinklen fra 41° til 165° , idet mundingskorrektionen reducerer en stor del af effekten.



Figur 35

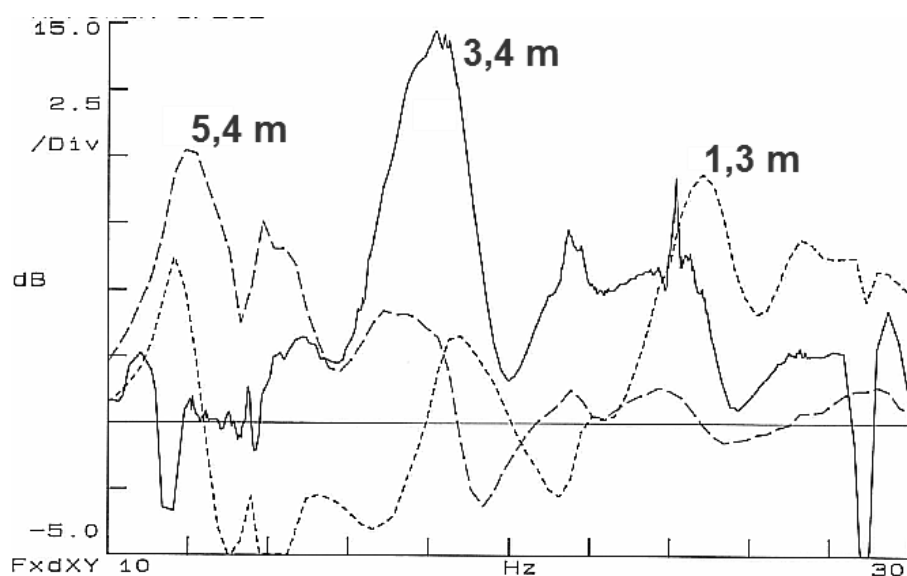
Dæmpning som funktion af halsareal (drejningsvinkel grader) ved fastholdt kammervolumen (længde 3,4 m).

I Figur 36 blev drejespjældåbningsvinklen holdt konstant på sin største værdi 165° , mens resonatorkammerlængden blev varieret mellem 5,4 m og 1,3 m. Som det fremgår af figuren, blev der opnået en god dæmpningsværdi sammenholdt med de ønskede 5 dB.

Ligeledes blev der opnået et fint interval for Helmholtz-resonansfrekvensen, idet denne varierede mellem 12 Hz og godt 24 Hz, hvilket stemte fint overens med teorien, der forudsagde en fordobling af resonansfrekvensen ved en reduktion af resonatorkammeret fra 5,4 m til 1,3 m.

Det skal dog tilføjes, at målingerne blev udført ved en temperatur i udstødssystemet på 27 °C, hvorfor de enkelte resonansfrekvensværdier lå højere end forventet sammenlignet med såvel PPLOG-beregninger som den almindelige teori.

Temperaturen måtte formodes at stige væsentligt, når forsøgsanlægget blev sat i drift med dertil hørende stigende resonansfrekvens, såfremt der, som tidligere nævnt, ikke blev foretaget yderligere styring af temperaturen i Helmholtz-resonatoren. Det så altså ud til, at det kunne blive nødvendigt at holde temperaturen lav i Helmholtz-resonatoren. At intervallet ikke dækkede den dobbelte tændfrekvens ved driftstilstanden 25 % var ikke bekymrende, idet det blev forventet, at støjen ved denne belastningstilstand var så lav i 8 Hz oktavbåndet, at det ikke var kritisk, såfremt Helmholtz-resonatoren ikke skulle bidrage med lydæmpning ved denne belastning.



Figur 36

Dæmpning som funktion af kammerlængde ved fastholdt hals-areal (165 gr).

Efter målingernes gennemførelse blev det opdaget, at der var risiko for utilsigtede utætheder i dæmperkonstruktionen, som havde kunnet påvirke måleresultaterne. Det blev med anvendelse af lys og fotoudstyr konstateret, at den 'udvendige' monteringsluger i skorstenen ikke var helt tætsluttende, dvs. at der udover uundgåelige utætheder ved læbetætningerne også har været mindre utætheder ud af skorstenen fra kammeret. Men det blev vurderet, at disse yderligere utætheder ved lugen trods alt ikke markant ville påvirke funktionen.

12 Forsøg med drift af motor

12.1 Målemetodik for målinger med drift af anlæg

Efter målingerne på det stillestående anlæg blev resonatoren udsat for temperatur og udstødningsgas i en indkøringsperiode. Det blev efterfølgende konstateret, at nogle sensorer og kabler havde taget skade og måtte udskiftes. Desuden blev der påbygget varmeisolerende 'kasser' omkring motorer og gear med tilsluttet køleluft, så risikoen for skader kunne minimeres. Men grundlæggende blev der ikke ændret på de dele, der har med den akustiske dæmpningsvirkning at gøre.

Der blev aftalt en periode på knap 2 uger, hvor de ønskede forsøgsmålinger kunne gennemføres uden gene for MAN's daglige drift af testanlægget, og hvor der var rimelig udsigt til, at vejrforholdene ikke ville volde væsentlige problemer.

Ved målingerne valgtes, at den primære lydmåling skulle være lydtrykket målt i en fast position ud for toppen af skorstenen, velegnet til at teste virkningen af lyddæmpningen i skorstenen, i forskellige indstillinger af resonatoren og øvrige elementer (reaktive og absorptive trin). Mikrofonplaceringen nede i skorstenen blev fravalgt, idet gasstrømning og høj temperatur kunne forventes at give problemer ved en sådan placering. Der blev foretaget enkelte, orienterende målinger med mikrofoner nede i resonator-kammeret, men disse målinger blev ikke analyseret nærmere, da fokus gik på at undersøge den resulterende og mulige dæmpning i toppen af skorstenen.

Der blev påsvejset to mikrofonholdesystemer, som vist på Figur 37. De var placeret overfor hinanden, så mikrofonen om nødvendigt kunne flyttes til den side, der aktuelt var mindst udsat for de meget varme udstødgasser. Da der skulle måles over en periode på et par uger, blev der udviklet en dobbelt vindhætte, som ud over at kunne modstå relativ høj vindbelastning også kunne reducere risikoen for, at regnvejr ville give vanddråber på mikrofonen. Det ville nemlig ikke være muligt at rekvirere en høj kran til op- og nedtagning af mikrofonen ved hver måledag. Der blev foretaget en grundig kalibrering af det samlede målesystem før og efter opstilling samt løbende lyttekontrol undervejs sikrede, at målesignalet ikke

var forstyrret. Den afsluttende testkalibrering efter nedtagning viste, at målekædens følsomhed ikke havde ændret sig.

Et stort antal målinger blev planlagt med op til 36 kombinationer af kammervolumen og halsareal (drejespjældvinkel) ved fire driftsforhold hhv. 25 %, 50 %, 75 % og 100 %.

Ved målingernes gennemførelse blev der fokuseret på den hyppigste driftssituation, som motoren køres ved i MAN's udnyttelse af anlægget, omkring 75 % belastning. På grund af diverse praktiske problemer, baggrundsstøj og knaphed på tid blev det ikke muligt at måle ved samtlige 36 placeringskombinationer af kammerbund og drejespjæld ved de øvrige motorbelastninger.



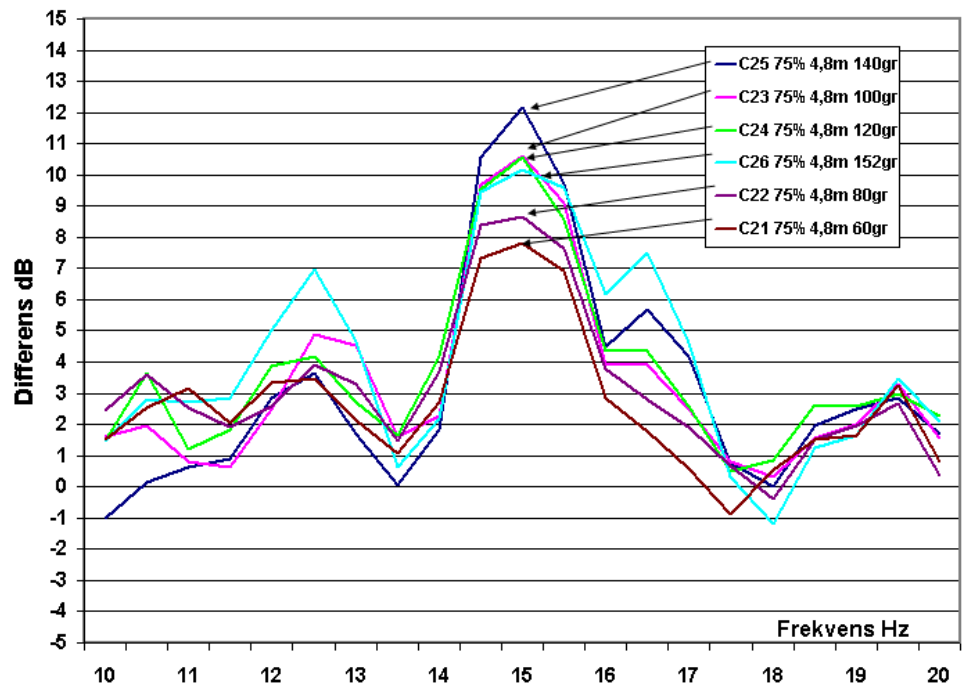
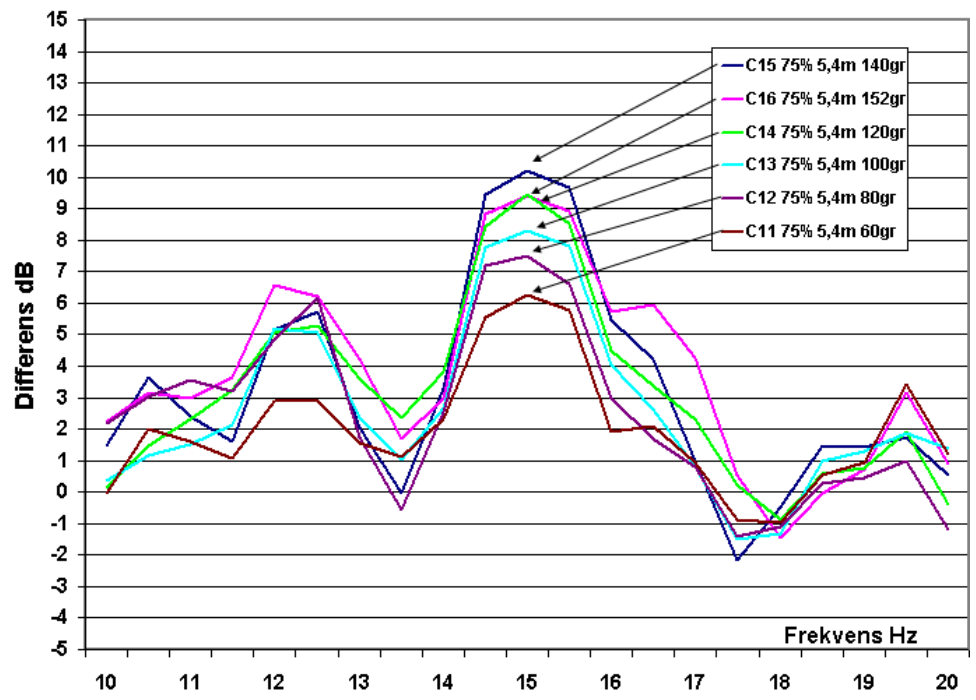
Figur 37

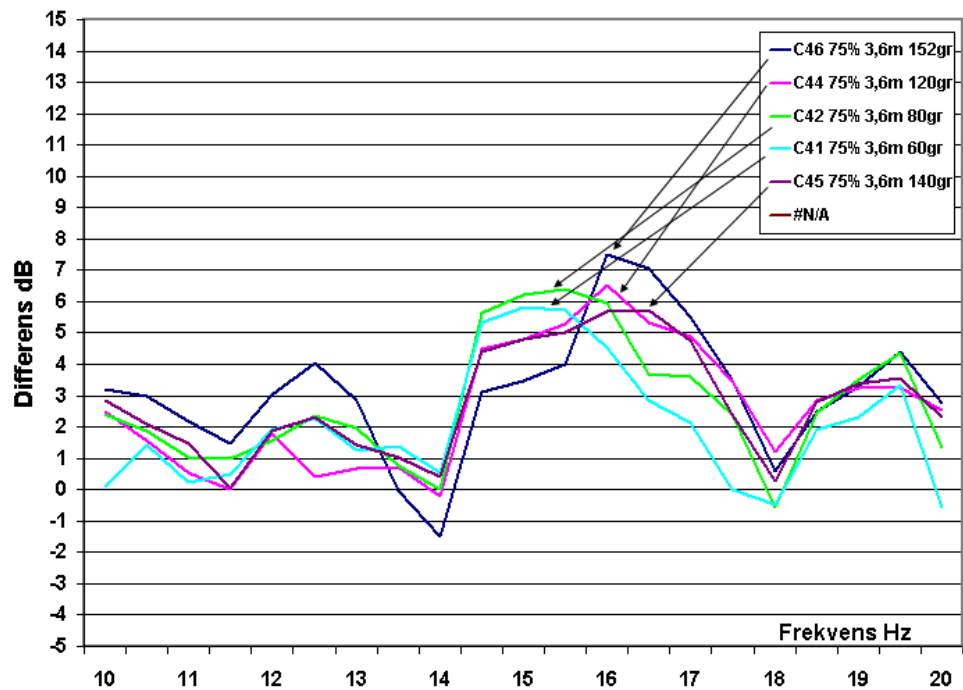
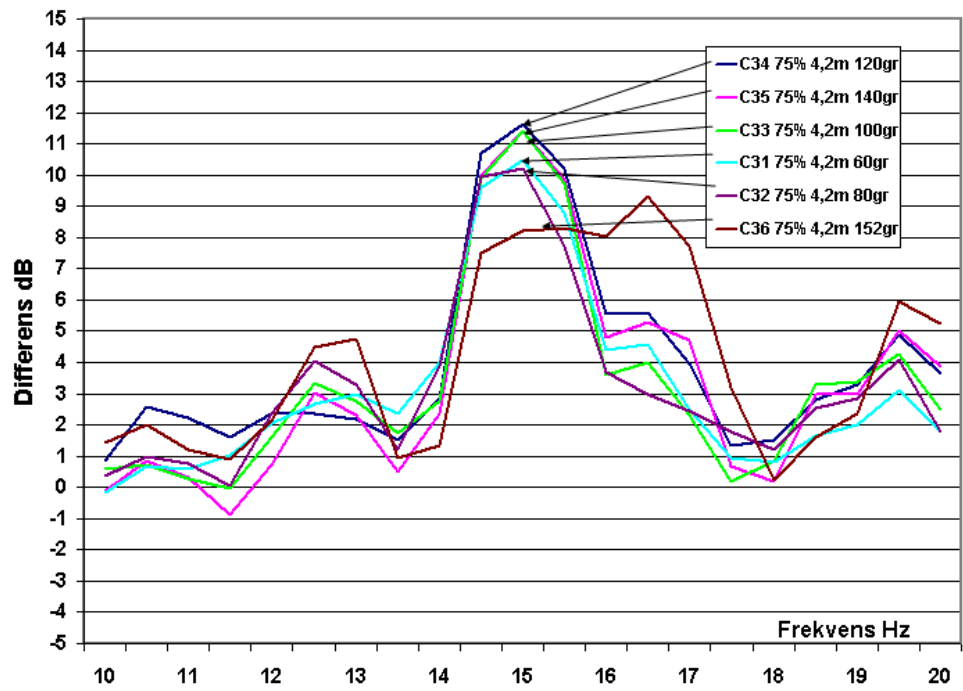
Mikrofonholdesystem på top af skorsten. Mikrofon monteret med specielt dobbelt vindhættesystem.

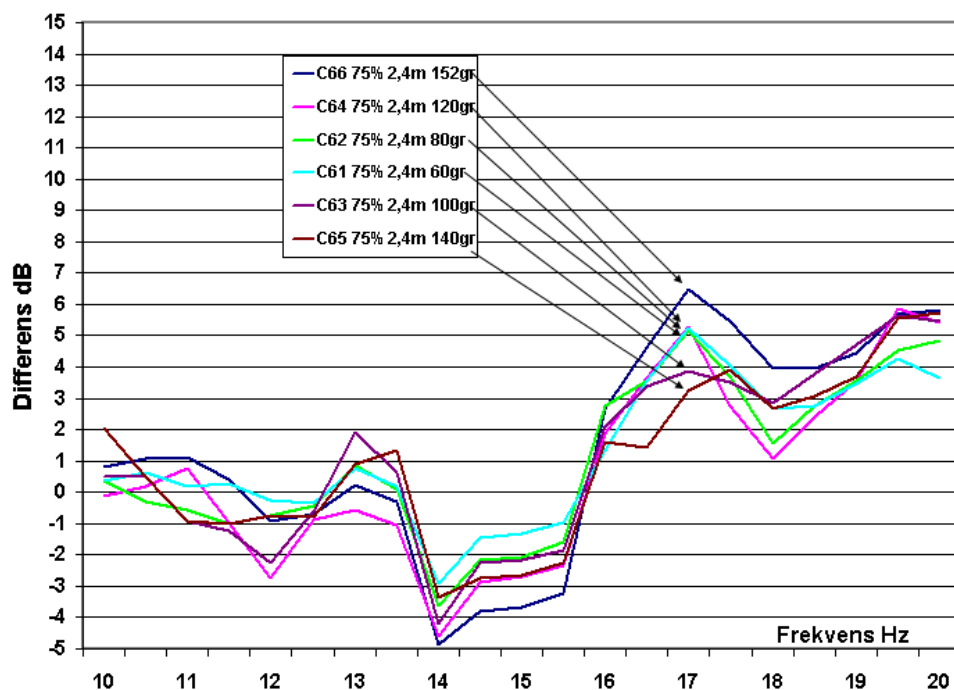
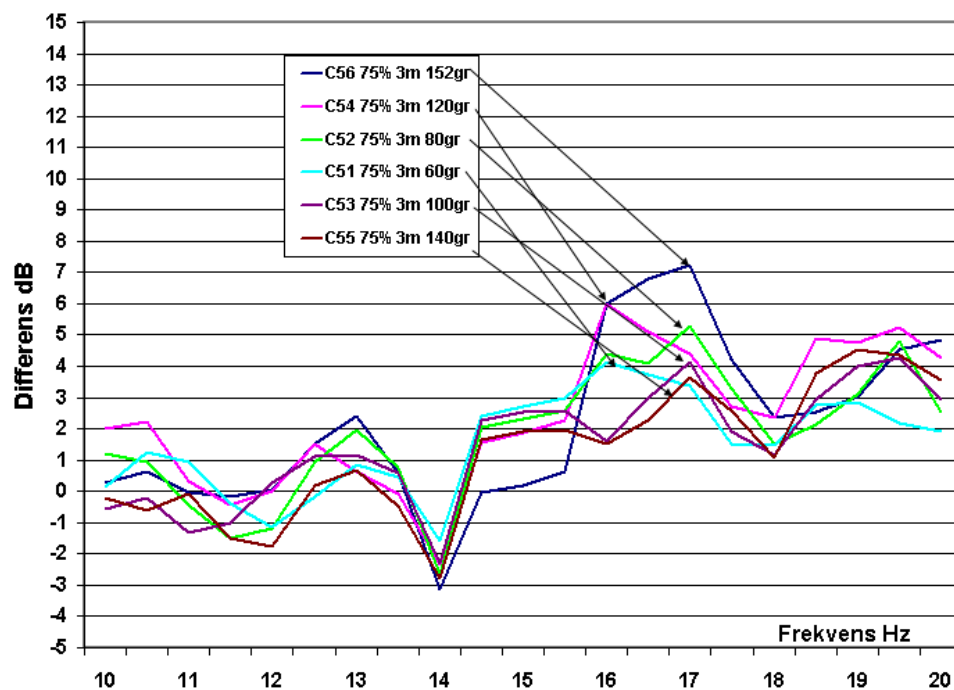
12.2 Måleresultater med drift af motor

En lang række lydmålinger blev foretaget ved driftstilstandene 25 %, 50 %, 75 % og 100 % for forskellige størrelser af halsareal og resonatorkammerlængde. Figur 38 viser effekten af Helmholtz-resonatoren ved en række målinger for den mest kritiske driftstilstand (75 %) med variationer i henholdsvis drejespjældsåbningsvinkel fra 60° til 152° og resonatorkammerlængde fra 2,4 m til 5,4 m.

Kurveangivelserne består af 1) kode for måling, 2) drift %, 3) længde af kammer, 4) åbningsvinkel.







Figur 38
Drift 75 % med fast kammerlængde (pr. plot) og variation af åbningsvinkel (60-152 grader):

Som det fremgår af Figur 38 lå resonansfrekvensen fast på 15 Hz for 17 af de 18 viste kombinationer ved resonatorkammerlængderne 5,4 m, 4,8 m og 4,2 m. Først ved en reduktion af resonatorkammerlængden til 3,6 m begyndte resonansfrekvensen at udvise tegn på en forskydning mod en højere frekvens - dog kun en forskydning på ½ til en hel Hz.

Resonansfrekvensen blev forskudt yderligere omkring 1 Hz opad ved endnu en reduktion af resonatorkammerlængden til 3,0 m. Ved reduktion af resonatorkammerlængden til 2,4 m observeres endnu en lille opadgående tendens i resonansfrekvens.

Alt i alt blev der således konstateret en forøgelse af resonansfrekvensen på ca. 2 Hz - fra 15 Hz til 17 Hz ved ændring af indstillingen af Helmholtz-resonatoren fra $60^\circ / 5,4$ m og til $152^\circ / 2,4$ m. Dette var en højst overraskende lille ændring, idet teorien foreskriver en fordobling af resonansfrekvensen ved den givne ændring.

Hvad angår Helmholtz-resonatorens evne til at løse den konkrete opgave, kunne det konstateres, at Helmholtz-resonatoren ved langt de fleste indstillinger ejendommeligt nok, men ganske fordelagtigt for opgavens løsning, gav et pænt bidrag til lyddæmpningen lige omkring 15 Hz, hvilket er tæt på den frekvens, hvor der ønskes dæmpning ved motorlast 75 %. Det ses ligeledes, at Helmholtz-resonatoren ved flere indstillinger kunne give et ikke ubetydeligt bidrag til lyddæmpning af den dobbelte tændfrekvens (10,4 Hz, 13 Hz og 16,5 Hz) ved de øvrige tre driftstilstande.

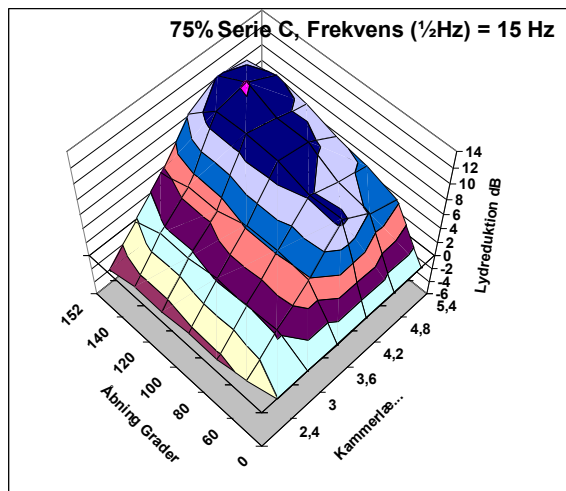
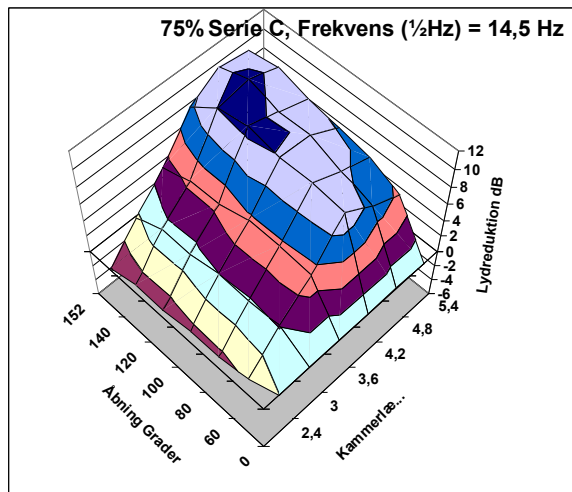
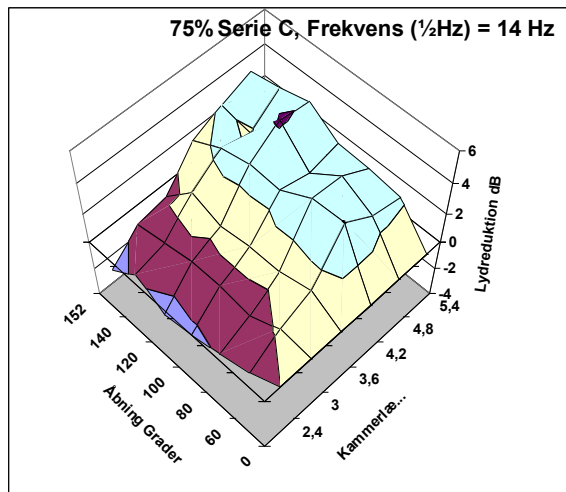
Helmholtz-resonatoren kunne således godt løse opgaven med hensyn til at bidrage til lyddæmpning af den dobbelte tændfrekvens. Til gengæld måtte det konstateres, at den ikke er særlig velegnet til tuning i et større frekvensområde, idet det kun lykkedes at flytte resonansfrekvensspidsen med ca. 2 Hz i forbindelse med forskellige indstillinger af Helmholtz-resonatoren.

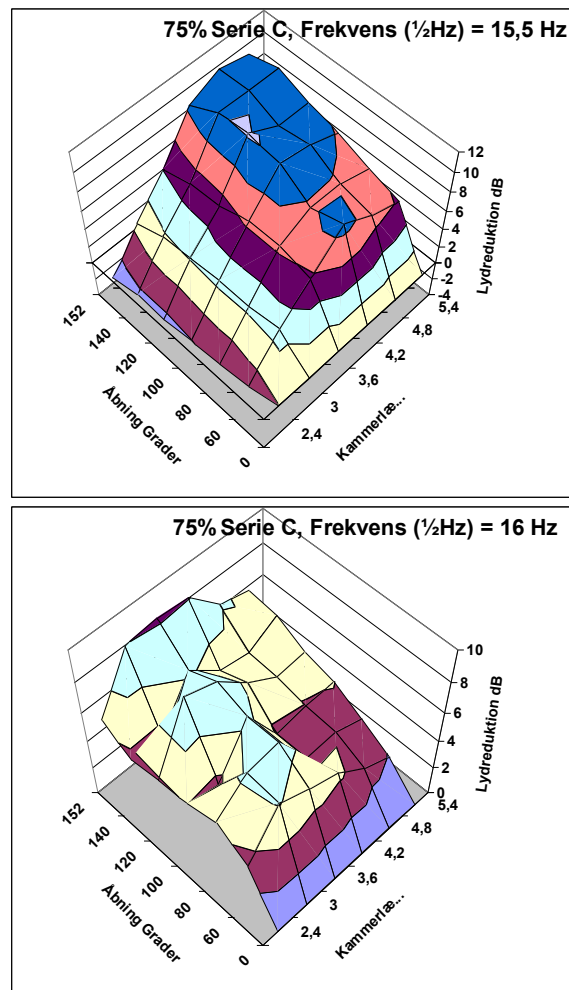
Desuden bidrog, som man ser af diagrammerne, Helmholtz-resonatoren til en vis forstærkning ved nogle frekvenser, specielt i området fra 50 Hz og til godt 100 Hz, ikke en forstærkning af et sådant omfang, at det ville være kritisk for løsning af MAN's lyddæmpningskrav, men stadigvæk en forstærkning, der generelt ville skulle tages højde for, f.eks. i forbindelse med andre lyddæmpningskrav.

12.3 Analyse af brugbare reguleringsområder

Med baggrund i målingerne ved 75 % drift, hvor et stort antal kombinationer af kammervolumen og halsareal systematisk kunne gennemføres, er det muligt at afbilde de opnåede dæmpninger for udvalgte frekvensområder som funktion af disse parametre.

Her vises således 3-dimensionale plots af dæmpningen ved forskellige frekvenser, hvor højden angiver dæmpningen for den givne kombination.





Figur 39

3D-plot af dæmpning ved valgt frekvens som funktion af halsareal og volumen.

Det ses af disse figurer, at det er muligt at bestemme de bedste kombinationer af kammervolumen og halsareal for højeste dæmpning af frekvenser mellem 14,5 Hz og 15,5 Hz. Generelt var disse for det aktuelle system en kammerlængde omkring 4,2-4,8 m kombineret med det størst mulige halsareal.

Samtidig ses det, at bevæger man sig mere end $\frac{1}{2}$ Hz under eller over dette frekvensområde, er de bedste kombinationer ikke så entydige, idet der er flere 'spidser' i 3D-landskabet.

På det teoretiske plan ville det således være muligt at optimere dæmpningen semiaktivt, såfremt den dobbelte tændfrekvens ligger inden for 14,5 Hz til 15,5 Hz i den aktuelle situation.

13 Problemer ved fuldskalaforsøg

13.1 Forsøg med højttaler:

Det eneste utilfredsstillende forhold, som viste sig ved fuldskalaforsøgene med højttaler var, at varierende halsareal a havde en betydelig mindre indflydelse på resonansfrekvensen end forudset.

13.1.1 Varierende mundingskorrektion.

Det er tænkeligt, at problemet kan hænge sammen med, at mundingskorrektionen ved den specielle segmentgeometri ændres på anden måde ved variation af a end den, der på klassisk vis beregnes som 0,8 gange diameteren for den cirkel, der har samme areal a som det fra cirklen afvigende, her et cirkelsegment.

Specielt kan man notere, at den 3-dimensionale opførsel af gasmasserne langs den ydre delcirkel, der ligger tæt på skorstensvæggen, kan medføre forvrængning. Disse forhold kunne undersøges ved akustisk CFD-modellering (svarende til de i afsnit 6 viste); tiden tillod os imidlertid ikke at foretage nogen sådan undersøgelse.

Umiddelbart taler mod denne forklaringshypotese, at der ikke viste sig et lignende problem ved modelforsøgene. Men der er tale om en kraftig skaleringsfaktor, og generelt må man være forberedt på overraskelser, hvis man fra eksperimenter i laboratorium skalerer kraftigt op.

13.1.2 Utætheder.

Der kan være tale om akustisk lækage, især ved den forskydelige kammerbund. Orienterende forsøg med plastmodel og højttalerstøj indikerede, at selv en lille lækage kan have en betydelig forvrængende effekt.

Den foreliggende skorsten er - som næsten alle skorstene - urund i en grad, der normalt ikke spiller nogen større rolle, men som kan være så stor, at den udgør et problem i relation til at skabe fuldgod tæthed ved den læbetætning, der

var monteret på den bevægelige kammerbund. Dette blev drøftet på et tidligt tidspunkt i projektet. Det blev overvejet, om der inde i skorstenen skulle placeres en cylinder med væsentlig mindre urundhed, hvilket ville have indebåret mindre problemer med at få læbetætningen til at fungere pålideligt.

Dette ville dog også have indebåret en fordyrelse, som ville fjerne en del af fordelene med at indbygge konceptet i den eksisterende konstruktion. Desuden ville en sådan cylinder have reduceret kammervolumenet, der allerede var ret lille set i relation til at opnå en lille β -værdi (Ingards teori).

For at reducere risikoen for lækage blev tætningen udført med to læber, og ved anvendelse af styrehjul blev risikoen for, at kammerbunden skulle "kæntre", søgt mindsket. Men det er ikke sikkert, at disse foranstaltninger har været tilstrækkelige.

13.2 Forsøg med motordrift

De ovennævnte 2 muligheder kan også have gjort sig gældende ved motorforsøgene. Ved motorforsøgene kommer to yderligere muligheder:

13.2.1 Store turbulenshvirvler.

Selv om gassens retningsændring fra vandret tilgangsrør til lodret skorsten er opdelt i to trin, ved overgangsstrømning i det skråt stillede forbindelsesrør, er der tale om et strømningsmæssigt ret "brutalt" forløb, der meget vel kan have givet anledning til store strømningshvirvler - makroturbulens - som kan have forstyrret resonatorens gasdynamiske funktion.

Det er for så vidt ikke nogen overraskelse. Ved at placere resonatorhalsen et stykke under indføringen til skorstenen, var halsen i nogen grad anbragt "i læ", men måske ikke nok. Større afstand ville imidlertid have reduceret det allerede ret lille kammervolumen.

Over halsen var der placeret et turbulensdæmpende gitter, men også dette kan have været utilstrækkeligt. Det var forudset at supplere med et overliggende, mere finmasket gitter, men det blev der ikke tid til.

Det mest oplagte ville være at bekæmpe turbulenshvirvler ved deres rod. Dette kunne gøres ved indsættelse af et ledeplade-arrangement.

13.2.2 Varierende gastemperatur.

Det er tidligere i afsnit 4 blevet nævnt, at der i det teoretiske grundlag er en uklarhed om, hvordan forskellig temperatur i hals og kammer påvirker resonansfrekvensen.

Temperaturføleren i kammeret, lige under halsen, viste en uventet høj temperatur, 160-200 °C, afhængigt af driftstilstanden. Det kan tænkes, at føleren på grund af stråling fra den overliggende gasstrøm har vist en ikke repræsentativ temperatur.

En anden mulighed er, at kølblæseren ikke har været tilstrækkelig kraftig til at skabe den tilsigtede samme temperatur i kammer og hals, eller at der ligefrem har været højere temperatur end tilsigtet i den øverste del af kammeret, måske som en temperaturfront, der har bevæget sig op og ned ved de forskellige driftstilstande.

Det havde været oplagt at flytte temperaturføleren eller at indsætte yderligere temperaturfølere samt at vælge en større blæser. På grund af det pressede tidsforløb ved målingerne, blev dette desværre ikke nået.

14 Anvendelsesperspektiver

14.1 Teknik

På Teglholmen har motoren variabelt omløbstal, men også ved stationære motoranlæg vil regulerbare resonatordæmpere kunne være relevante. Ved varierende belastning vil temperaturen i udstødssystemet variere så meget at resonansfrekvensen i en resonatordæmper vil flytte sig. Herved kan dæmpningen for den aktuelle omdrejningsbestemte grundfrekvens kunne forringes væsentligt, hvorfor en aktiv justering af resonansdæmperen kan være relevant.

Det er blevet redegjort for, at med forbedringer / justeringer af den konstruerede semi-aktive resonator til anlægget på Teglholmen ville resonatoren sandsynligvis have kunnet komme til at fungere fuldt tilfredsstillende ikke bare på Teglholmen, men også i andre anlæg med lavfrekvent tonestøj.

Imidlertid er det også vores bedømmelse, at en løsning af den valgte type i langtidsdrift vil kræve en regelmæssig service i et sådant omfang, at den vil fremstå som mindre attraktiv fra et praktisk synspunkt, bortset fra specielle tilfælde, hvor der ikke er noget godt alternativ.

14.2 Marked

Et væsentligt potentielt marked for varianter af regulerbare Helmholtz-resonatorer er gasmotor-baserede, decentrale kraftvarmeværker. Et andet kunne være de dieselmotordrevne reguleringsværker, der i stigende omfang opføres til at kompensere effektbalancer i elnet for hastige variationer i produktionen fra vindmøller. Et tredje kunne være skibsmotorer.

For så vidt angår gasmotorkraftvarmeværker i MW-størrelsen blev der i Danmark i 15-årsperioden op til omkring år 2000 opført ca. 200 værker med i alt ca. 600 motorer. Et stort antal blev også opført i Holland, men bortset fra et endnu større antal væsentligt mindre værker i Tyskland, blev udbygningen koncentreret til de to nævnte lande Danmark og Holland. Bl.a. på grund af reduceret tilskud til elproduktionen fra de danske værker er der kun sket en beskedent udbygning i de seneste

10 år. I stigende omfang konverteres anlæggene til at køre på biogas.

Globalt set fremstår anvendelse af gasmotorkraftvarmeværker altså som værende en nicheteknik begrænset til nogle få lande. Det kan dog ikke udelukkes, at der efterhånden kan udvikles et marked for gasmotor-kraftvarmeværker i andre lande. For dette kan dels tale en gradvis, global udbygning af fjernvarme, dels en globalt set stærk stilling for naturgas, f.eks. foranlediget af fund af skifergas i USA og af den nylige kernekraftkatastrofe i Japan.

Vi har følgende billede af støjbelastningssituationen for så vidt angår udstødningsstøj fra danske gasmotor-kraftvarmeværker: Der er et betydeligt reelt problem, hvilket skyldes 3 omstændigheder:

1. Opstillede støjkrav (typisk som målt i et skel) har fra begyndelsen i realiteten i større eller mindre omfang ikke kunnet overholdes, men lokalt har man ofte valgt at leve med dette. Der er imidlertid i en række tilfælde opstået et behov for en ny evaluering, bl.a. som en følge af kommunesammenlægninger.
2. Støjgenerne er i årenes løb blevet større, dels på grund af, at dæmpningen ved især billige lyddæmpere er blevet forringet, dels fordi der i nogle tilfælde er opført bebyggelse tættere ved værket.
3. Miljøstyrelsens vejledning om grænser for lavfrekvensstøj implementeres i stigende grad.

Vi skønner groft, at dette sammenlagt kan indebære et behov for renovering af 30 % af bestanden af lyddæmperløsninger, dvs. i det væsentlige retrofit-løsninger.

Al den stund der er tale om eksisterende anlæg, hvor man nødtigt (som på Teglholmen) vil, at en ny løsning sprænger eksisterende geometriske rammer, vil det være hensigtsmæssigt at kunne trække på et register af forskellige løsninger, som kan tilpasse de individuelle forhold. I nogle tilfælde vil det således være hensigtsmæssigt at erstatte eksisterende lyddæmpere med nye og bedre, baseret på state-of-the-art kombineret reaktiv / absorptiv dæmpning. I tilfælde, hvor støjproblemet er koncentreret til en enkelt frekvens, kan installation af en supplerende, regulerbar Helmholtz-resonator være den bedste løsning. I atter andre tilfælde kan en kombination af alle tre principper være at foretrække.

Baseret på disse overvejelser kan der for regulerbare Helmholtz-resonatorer til danske, gasmotorbaserede kraftvarmeværker

tænkes at være et marked på ca. 10 % af de 600 motorer,
dvs. ca. 60 motorer.

15 Konklusion

Der er blevet udviklet en justerbar resonator, som har vist sig at fungere godt i modelforsøg og i fuld skala med højttalerstøj, kold luft og uden strømning. Derimod var de endelige forsøg ved motordrift skuffende.

Man må stille sig spørgsmålene: Viser de lidt skuffende, endelige forsøgsresultater, at vor resonator ikke fungerer i praksis, eller er der tale om børnesygdomme, som vil kunne afhjælpes? Mere fundamentalt: Er det semiaktive princip som sådan forfejlet?

Opgaven var som tidligere nævnt vanskelig for så vidt, at pladsforholdene var trange, set i relation til den ekstremt lave frekvens, der skulle dæmpes, under 20 Hz, dvs. infralyd.

Som redegjort for i afsnit 13 er der flere gode bud på, hvad der kan have været årsag til de problemer, der optrådte i de endelige forsøg samt forslag til, hvordan årsagen/årsagerne kunne afhjælpes. Den, der har mangeårig erfaring i at udvikle og teste nye lyddæmperkoncepter, vil ikke være overrasket over, at makroturbulens kan volde betydelige vanskeligheder. Undertiden kan relativt små modifikationer med henblik på reduktion af makroturbulens - store hvirvler - medføre dramatiske forbedringer.

Set i bagklogskabens lys kan man sætte spørgsmålstegn ved, om det var rigtigt på et så tidligt tidspunkt i projektet at låse sig fast ved et forsøgsanlæg i meget stor skala; det var lidt af en satsning. Det er jo en almindelig erfaring, at kraftig opskalering af ny teknik ofte giver ubehagelige overraskelser. De praktiske forhold med fuldskalaforsøg, der ikke måtte vare mere end 2 uger samt de ressource- og tidsmæssige rammer, gjorde det ikke muligt at forsøge at afhjælpe det, der formentlig "kun" har været børnesygdomme.

Det er dog i søgefasen efter egnede anlæg blev erkendt, at der ikke er og var mange større motoranlæg, hvor der både er velvilje mht. adgang og ombygning af anlæg, samt medfinansiering i væsentligt omfang. Indenfor projektets rammer tidsmæssige og økonomiske rammer synes det fundne forsøgsanlæg således at være det bedst mulige.

Som der er blevet redegjort for, har der helt langt frem i forløbet været solid overensstemmelse mellem teori og empiri.

Dette gælder dog især Helmholtz-resonatoren og i mindre grad reguleringsprincipperne, som vi reelt ikke nåede at afprøve.

Vi mener, at det grundlæggende regulator-princip, vi har udviklet, er sundt og i flere henseender bedre end dem, vi har set i litteraturen. Især kan fremhæves:

- Resonansfrekvensen kan varieres inden for et meget stort frekvensområde, hvilket reducerer risikoen for, at uventede effekter kan medføre, at man havner helt uden for det frekvensområde, der er aktuelt.
- Det er muligt at vælge et stort halsareal, hvilket giver størst mulig dæmpning.

Som det fremgår af diskussionen af alternative koncepter for resonatoren, kan flere af disse absolut være relevante at undersøge og ikke mindst, hvis rammebetingelserne er anderledes end dem, der var givet af det demonstrationsanlæg, vi valgte.

F.eks. kunne man undersøge de muligheder, der kan ligge i det tidligere under kapitel 5. Patentsøgning nævnte Figur 7, en "flow tube"-type af resonator, hvor et antal af aktive perforeringer i et rør varieres ved at forskyde et udenpå liggende, ikke perforeret rør. Man kunne anvende det på en noget mindre motor, f.eks. til nedbringelse af støjen ved tændfrekvensen.

Dette kunne kombineres med reguleringsprincippet baseret på feedback på en faseforskel mellem lyd inde i kammeret og uden for resonatoren, som nævnt i relation til den opfindelse, der vises i Figur 7. I så fald måtte man naturligvis være opmærksom på rettighedsaspekterne.

Markedsperspektiver med op mod 60 anlæg, hvor en eller anden form for tilpasset resonatordæmper kan være en god metode taler også for at overveje yderligere udvikling af de skitserede og til dels afprøvede principper.

Den endelige konklusion er, at det vil være forhastet at afvise princippet for semiaktiv lyd-dæmpning af motorers udstødningsstøj.

Bilag A: Litteraturliste

1. L. L. Beranek (ed.) "Noise and Vibration Control". McGraw-Hill Book Company, 1971.
2. I.L. Vér & I.I. Beranek (editors): "Noise and Vibration Control Engineering", 2nd Ed. John Wiley & Sons Inc. 2006.
3. M.L. Munjal: "Acoustics of Ducts and Mufflers". John Wiley and Sons Inc., 1987.
4. C.M. Harris: "Handbook of Noise Control". McGraw-Hill Book Company, Inc., 1957.
5. D.A. Bles & C.H. Hansen: "Engineering Noise Control". Unwin Hyman Ltd, 1988.
6. L.E. Kinsler, A.R. Frey, A.B. Coppens & J.V. Sanders: "Fundamentals of Acoustics". John Wiley and Sons, 3rd Ed. 1982.
7. G. Kurtze: "Physik und Technik der Lärmbekämpfung". Verlag G. Braun Karlsruhe, 1964.
8. I. Veit: "Technische Akustik" ("kurz und bündig"), 2. Aufl., Vogel-Verlag, 1978.
9. H. Bodén, U. Carlsson, R. Glav, H.P. Wallin & M. Åbom: "Ljud och vibrationer". Kungliga Tekniska Högskolan, Markus Wallenberg Laboriet, Stockholm 2001.
10. K.U. Ingard: "Side Branch Resonators in Ducts", B. Beranek and Newman Inc. (unpublished) (ikke fremskaffet til udarbejdelse af dette notat).
11. S. Singh: "Tonal Noise Attenuation in Ducts by Optimising Adaptive Helmholtz Resonators. MSc dissertation, The University of Adelaide, Australia, Nov. 2006.
12. S. Singh, C.Q. Howard & C.H. Hansen: "Tuning a Semi-Active Helmholtz Resonator". "Active 2006", 18-20 Sept. 2006, Adelaide, Australia.
13. S. Singh, C.H. Hansen & C.Q. Howard: "The Elusive Cost Function for Tuning Adaptive Helmholtz Resonators". Proceedings of ACOUSTICS, 20-22 Nov. 2006, Christchurch, New Zealand".

14. M. Alster: "Improved Calculation of Resonance Frequencies of Helmholtz Resonators". Journal of Sound and Vibration, No. 1, 8 Sept. 1972, p. 63-86.
15. U. Ingard: "On the Theory and Design of Acoustic Resonators". The Journal of the Acoustical Society of America, Nov. 1953, p. 1037-1061.
16. U. Ingard: "The Near Field of a Helmholtz Resonator Exposed to a Plane Wave". The Journal of the Acoustical Society of America, Nov. 1953, p. 1062-1067.
17. M. Heckl, H.A. Müller: "Taschenbuch der technischen Akustik". Springer Verlag 1975.
18. Rapport over bestilt undersøgelse gennemført af FS Dynamics AB, Sverige.
19. A. Selamet & I. Lee: "Helmholtz Resonator with Extended Neck". J. Acoust. Soc. Am., 113, Pt. 1, April 2003, p. 1975-1985.
20. A. Selamet & P.M. Radavic: "Circular Concentric Helmholtz Resonators". J. Acoust. Soc. Am. (1), Jan. 1997, p. 41- 51.
21. S. Timoshenko & D.H. Young: "Vibration Problems in Engineering". D. van Nostrand Company, 3rd E., 1954.
22. R.L. Panton & J.M. Miller: "Resonant Frequencies of Cylindrical Helmholtz Resonators. Journal of the Acoustical Society of America, 57(6):1533-1535, 1975.
23. U. Ingard & R.H. Lyon: "The Impedance of a Resistance Loaded Helmholtz Resonator". J. Acoust. Soc. Am. Vol. 25, No. 5, Sept. 1953, p. 854-857.
24. A. Selamet, M.B. Xu & J. Lee: "Helmholtz Resonator Lined with Absorbing Material". J. Acoust. Soc. Am. 117 (2), Febr. 2005, p. 725-733.
25. K. Patton: "Studying the Effects of Filling a Helmholtz Resonator with Spheres". 2007. Publikation ikke angivet, fundet på www. Forfatteren fra Physics Dept., The College of Wooster, Ohio, USA.
26. M. Karlsson & R. Glav: "The Flow Reversal Resonator". SAE Publication 2007-02-2203.
27. M. Lokitsangtong, S. Murakami & T. Iijima: "Acoustical Characteristics of Single-Resonator-Type Silencers". Proc. Schl. Eng. Tokai Univ., Ser. E, 31, 2006, p. 39-44.

28. H. Schlichting: "Boundary-Layer Theory". McGraw-Hill, 1968.
29. E. Frederiksen: "Luftpulsationer i Rørsystemer". Dissertation, Teknisk Forlag 1954.
30. E. Frederiksen: "Reflection-Type Silencers for Internal Combustion Engines". Ingeniøren, International Edition, Vo. 6, March 1962, p. 17-25.
31. A. Cummings: "The Effects of Grazing Turbulent Pipe-Flow on the Impedance of an Orifice". Acoustica, Vol. 61, No. 4, p. 223-300.
32. A. Cummings: "The Response of a Resonator under a Turbulent Boundary Layer to a High Amplitude Non-Harmonic Sound Field". Journal of Sound and Vibration, Vol. 115, No. 2, June 1987, p. 321-328.
33. J.S. Andersson: "The Effect of an Air Flow on a Single Side Branch Helmholtz Resonator in a Circular Duct. Journal of Sound and Vibration, 52(3), p. 423-431, 1977.
34. J.C. Bruggeman et.al.: "Self-sustained aero-acoustic pulsations in gas transport systems: Experimental study on the influence of closed side branches". Journal of Sound and Vibration (1991), p.371-393. P.K. Tang & W.A. Sirignano: "Theory of a generalized Helmholtz Resonator". Journal of Sound and Vibration (1973), p.247-262.

BILAG B: Liste over fremdragne patenskrifter

Alle skrifter er fundet på den europæiske verdensomfattende patentdatabase www.espacenet.com

1. DE 10058688 (Hellat et al.)
2. DE 19640980 (Keller)
3. EP 1624250 (Bethke)
4. DE 4414232 (Fisher) (refereres i afsnit 5 i rapporten)
5. EP 1557609 (Bethke et al.)
6. EP 1624251 (Bethke et al.)
7. WO 2004051063 (Ikeda et al.)
8. WO 99/17012 (Jessberger)
9. US 5,377,629 (Bracket et al.)
10. US 2008/0173271 (Prior et al.)
11. US 2004/0118632 (Ciray) (refereres i afsnit 5 i rapporten)
12. US 5,930,371 (Cheng et al.)
13. US 7,357,220 (Hotikou)
14. US 4,546,733 (Fukami et al.)
15. US 4,539,947 (Sawada et al.)
16. US 5,771,851 (McClean)
17. US 5,283,398 (Kotera et al.)
18. US 6,508,331 (Stuart)
19. JP 6074037 (Yonetani)
20. DE 10004991 (Shaaf et al.)
21. US 2005199439 (Goenka et al.)
22. US 6,758,304 (McLean)
23. US 2004/017175 (Kostun et al.)



PAPER NO.: 44

Attenuation of low-frequency exhaust noise from combustion engines

Svend Frederiksen, Silentor A/S, Denmark
Birger Bech Jessen, Delta, Denmark
Carl Ammitzbo, Silentor A/S, Denmark

Abstract: There is an increased awareness about disturbance caused by low-frequency exhaust noise from all types of combustion engines. Especially large, 2-stroke engines are characterized by a low ignition frequency which increases the risk of prominent noise at this frequency and at higher harmonics. When the frequency of a sound wave is low, there will be less attenuation at transmission through walls, windows, etc. In addition, low frequencies are associated with relatively long wavelengths that may coincide with distances between walls, whereby strong, standing waves can be set up.

This increased awareness includes, not only audible sound of low frequency, but also infra-sound (below around 20 Hz), which cannot be heard, but felt, to a degree which varies from one individual to another. Although the matter from a medical point of view is still somewhat obscure, there is scientific evidence that some people are sensitive to infra-sound to a degree that can be documented objectively. Accordingly, some noise regulations today stipulate maximum allowable noise level within a wide frequency spectrum, including values at infra-sound frequencies. Therefore, the acoustic engineer cannot ignore the issue of infra-sound, apart from disturbance caused by noise within the audible spectrum.

Conventional silencers can indeed yield satisfactory attenuation at all relevant frequencies, but stringent demands regarding low-frequency performance tend to call for ample accommodation space and for an allowance to design for rather big pressure drops. This is in conflict with the fact that available space is often narrow, for instance on board ships. Also, a high back-pressure can retract from engine performance and can cause unwanted increase of thermal loading of combustion chambers.

The paper presents a novel silencer concept that combines three per se well-known silencer principles in an optimal way. The first of these principles is the reactive sound-reflection principle; a silencer according to this principle in acoustic theory is sometimes referred to as a low-pass filter, since it attenuates noise of frequencies higher than a lower cut-off frequency. The second principle is the sound-absorptive principle which provides mainly high frequency attenuation. The third principle is the Helmholtz resonator principle in which sound confined to a certain frequency band is being absorbed.

Each principle has its pros and cons: The reactive silencer can provide noise reduction within a wide frequency spectrum, but there is a pressure-drop penalty. A resonator, on the other hand, can be designed for an insignificant pressure drop, but its bandwidth is rather narrow. Additional problems with a resonator are, that its resonance frequency is sensitive to temperature variations, and that the frequency at which maximum attenuation is needed will change with rotational speed of the engine, making exact tuning difficult.

The various principles can be combined in such a way that the attenuation spectrum of a reactive stage is supplemented at the lower end by a resonator. Automatic tuning of the resonator can be performed by a robust feed-forward control loop which can compensate for frequency shifts caused by changed rotational speed of the engine.

The paper presents the theoretical basis for the new silencer concept, supported by empirical verification, as well as an evaluation of its fitness from a practical application point of view, as related to an ongoing field project.

INTRODUCTION

In the last two decades it has become increasingly clear that traditional noise limits to various types of equipment, including engines, often implicitly lead to an underestimation of the nuisance caused inside buildings, since relatively high noise levels are allowed for at low frequency.

Subjectively, many people will probably appreciate that what is especially disturbing with for instance traffic noise, when experienced inside a building, is typically the low-frequency 'humming' or 'roaring', in particular when vehicles are accelerating.

The root of the problem is that noise limits on equipment are usually set in terms of A-weighted sound pressure measured relatively close to the noise source, whereby relatively high levels are accepted at low frequencies. Sure enough, when assessing the level or nuisance – or risk of hearing damage - at high noise levels this kind of weighting in a proper way accounts for the fact that human hearing is frequency dependant. But noise of low frequencies propagates relatively easily, especially across solid barriers such as house walls and closed windows.

Moreover, if a given noise level is exceeded by a certain amount of dB, then the increased degree of nuisance will be much higher at low frequencies.

Infra-sound, i.e. sound at such low frequency – below around 20 Hz – that it may not be heard but still felt, poses a special problem. Traditionally, it has been neglected or even discarded as a pseudo-problem. But today this problem is being fully recognised by medical science and it is acknowledged by environmental authorities, although there is still uncertainty about how to make quantifications.

In response to these insights environmental authorities in a number of countries already some 10 – 20 years ago set up supplementary noise guidelines and regulations especially tailored to assess in a proper way low frequency noise, including infra-sound, occurring indoor, as caused by external noise sources. These standards (for instance [1], [2], and [3]) are not always enforced yet, but they are gradually being implemented and can be expected to come into full force in future. The first area of application has been industrial plants located in the neighbourhood of residential housing. A next group of noise sources gradually being subjected to the extended noise evaluation is marine engines, especially auxiliary



Figure 1 – A ship operating close to residential buildings on land.

The vessel is owned by the Swedish Coast Guard. It has been fitted with highly efficient exhaust silencers comprising SCR-denox facility to comply with stringent noise and air quality standards.

engines which may cause disturbance when operating in a port. In many old ports residential and commercial housing projects today highlight the noise conflict issue.

A rather recent EU directive [4] has made it mandatory for categories of big cities to perform geographical noise mapping, taking into account all noise sources, including for instance stationary engines and ships in port areas. As a follow-up, an EU collaboration project between a number of European ports has resulted in a Good Practice Guide on Port Area Noise Mapping and Management [5].

An EU-recommendation [6] urges member countries to encourage the establishment of electrical power supply to ships at berth in ports, as a substitute for on-board auxiliary engines which are seen as polluters and noise emitters. Ship owners, though, may prefer to still be able to operate their engines.

Due to their intermittent process, reciprocating engines by nature emit relatively strong low-frequency noise, related to the ignition frequency which is a function of the speed of the engine, the number of cylinders, and whether it is a 2- or 4-stroke engine. Slow-rotation engines may have a firing frequency of no more than a few Hz, which is too low a frequency to normally be taken into account as a noise source in itself, but higher harmonics may certainly be disturbing, whether in the infra-sonic or in the low frequency part of the audible noise spectrum.

Silentor A/S, a Danish developer and manufacturer, markets silencers (sometimes including catalysers,

figure 1 is an example of this) based on the combined reactive-absorptive principle (described here below), to obtain broad-banded silencing covering a big frequency range. In recent years they have started to supplement such silencers with units based on carefully tuned resonators that can extend silencing deep down in the frequency range, for instance to target a very low firing frequency.

The paper will review these techniques with special focus on the last-mentioned development.

VARIOUS EXHAUST SILENCER PRINCIPLES

Some of the main questions to be considered when selecting engine exhaust silencers are:

- How much attenuation is required at various frequencies?
- How big a pressure drop can be tolerated?
- How much space is available, and in what geometry shape?

Regarding allowable back-pressure, constituted by the combined pressure drops across silencers and other exhaust system components, reciprocating engines are more tolerable than gas turbines. But on the other hand they require more low frequency-attenuation which cannot normally be achieved without some expenditure of pressure loss; 200-500 mm water gauge is typical maximally allowable back-pressures with engines. Higher back-pressures will retract unacceptably from engine performance and cause too high temperature in exhaust valves and in other engine parts.

When the exhaust is not too sooty – in particular regarding such particulate matter that will form impervious layers at condensation – sound-absorptive silencers with heat-resistant mineral wool are commonly used to reduce exhaust noise components of higher frequency. When silencer dimensions are sufficiently large, attenuation can to some degree be extended down into the lower frequency range. Absorption silencers of the so-called splitter type are commonly used with gas turbines but provide too little of the mid- and low-frequency attenuation required by reciprocating engines to stand alone.

Low-frequency attenuation can be attained by throttling gas flow, for instance by forcing gas through perforations of pipes inside a silencer casing. The main attraction with this principle is that the silencer can be made compact, but in order to achieve a high degree of attenuation it is necessary to design for relatively small total throat area which inevitably leads to a high pressure drop.

Active noise attenuation, another silencing principle, depends on feeding sound into an exhaust system at exact frequencies and counter-phase, to theoretically cancel out noise completely. This principle appears attractive in that it can yield low-frequency noise reduction at very little pressure drop and at with minimal space demand. It is, though, still largely at an experimental stage and may never prove sufficiently robust to work reliably in a harsh engine exhaust environment.

COMBINED REACTIVE / ABSORPTIVE SILENCERS

Reactive exhaust noise silencing – sometimes called reflective silencing – can be employed to achieve good, broad-banded silencing at a pressure drop which lies roughly in-between that of absorptive and throttling silencing. Careful flow-dynamic optimisation – which is not always found explained satisfactorily in standard acoustic hand- and textbooks – can reduce pressure losses without compromising acoustical performance. Additionally, such design can prevent the creation of re-generated noise.

Sound-absorptive silencing can supplement reactive silencing to provide extended noise reduction at high frequencies and to alleviate negative effects of resonance in internal pipes and chambers. The more low-frequency attenuation is required, the bigger chambers and longer internal pipes are needed. When sound-absorptive material is inserted into chambers in a proper way it will attenuate standing-wave resonances without retracting significantly from the effective volumes of chambers, associated with the reactive function.

Figure 2 depicts in a schematic way the function of a combined reactive-absorptive silencer. In the example shown there are two chambers connected by an internal pipe, and a tailpipe leads gases from the second chamber to an external environment.

The basic function is that of an acoustical low-pass filter [7], that is, attenuation begins above a certain lower cut-off frequency. This frequency is determined by the natural frequencies of the system. In the case of two chambers there are two such frequencies which can be explained by mechanical mass-spring analogies: The gas masses of the pipes can be interpreted as concentrated masses hinged on springs representing flexibilities of gas within the

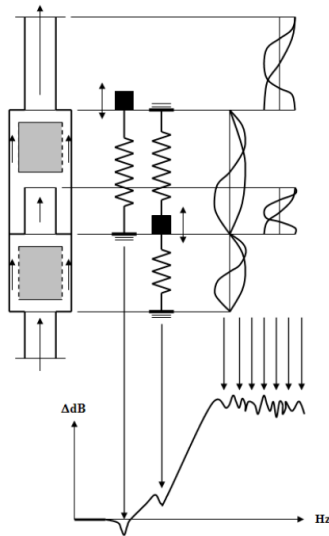


Figure 2 – Schematic of a combined reactive-absorptive silencer with two chambers with illustrations of various resonance phenomena.

chambers. Assuming adiabatic compression and expansion the natural frequencies can be calculated. The lower of the two will approximately yield the lower cut-off frequency. As can be seen, there can be some moderate amplification of sound at the resonance frequencies which of course must be taken into account.

To the upper right in the figure velocity wave forms, representing standing waves are shown. In principle, for each pipe and each chamber, there are an infinite number of waves of progressively higher order. These resonances manifest themselves as further 'dips' in the attenuation spectrum. Within the pipes relatively high flow velocity automatically provides some damping of the resonances. In the chambers damping is less, but here inserted absorptive material can help reduce the size of dips.

It may at first sight seem paradoxical that a low-pass filter should be a good choice when low-frequency performance is required. The explanation is that with proper sizing, the cut-off frequency can

be made sufficiently low for all significant noise to fall at higher frequencies.

Nevertheless, there are circumstances when it is difficult to attain a sufficiently low cut-off frequency, in particular when space is narrow. Even when this is not so, there may be limits to the combined reactive-absorptive principle, typically due to the fact that at long wavelengths damping within chambers and pipes tends to be less.

In the case of monolithic catalysers and particulate filters accommodated within exhaust systems, use of sound-absorptive mineral wool may be unwanted, since even minor amounts of lost fibres can sometimes harm a catalytic layer or contribute to material built-up in filters. Additionally, in case of an SCR-system, material resulting from urea injection upstream of a sound-absorptive element may accumulate inside such an element.

Happily, the narrow channels of monolithic bodies are associated with acoustic damping in particular at higher frequencies, such that they can largely function to replace sound-absorptive material.

RESONATOR SILENCERS

Various types of acoustic elements, arranged in side-branching of a main duct, are capable of performing suction of sound by way of resonance. In particular Helmholtz resonators, being one such type element, cf. figure 3 (also known as volume resonators), can be tuned to target noise peaks at low frequency.

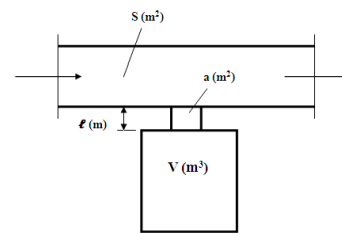


Figure 3 – Conventional side-branch Helmholtz resonator.

Compared to reactive silencing, where chambers are through-flowed, and where successive

transitions in cross-section by widening and contracting of flow will cause pressure losses, the side-branch arrangement has the advantage of causing minimal pressure drop.

The main draw-back with such acoustic elements is that their function tends to be narrow-banded in the frequency spectrum. In principle it is possible to compensate for this by adopting a series of resonators to be tuned to slightly different resonance frequencies, but often space demands will limit the possible number of resonators so that

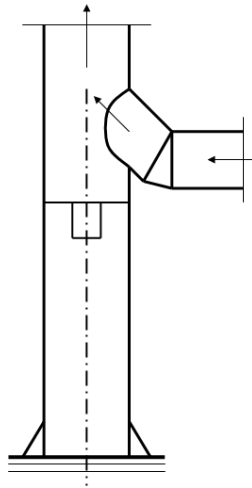


Figure 4 – A Helmholtz resonator fit in at the bottom of an exhaust system stack.

there will in-between be a succession of dips in the attenuation spectrum.

Moreover, tuning of resonators is sensitive to gas temperature and to other parameter variations which can further compromise performance. According to the experience of the authors, the reactive silencing principle, in particular when combined with absorptive silencing, in general provides more robust and reliable noise reduction.

However, resonance silencing can be adopted as a supplement to provide extended silencing when this is needed at particular frequencies. Sometimes there will be residual space available which cannot

be through-flowed. An example of this is shown in figure 4. Here, gas is led into a stack at a certain height above ground level. Combined reactive / absorptive silencing can be achieved by accommodating through-flowed elements higher up, while the bottom section can be used for a Helmholtz resonator.

When applying such resonance silencing, due to the rather narrow-banded function of a resonance silencer, a key issue is how to establish the exact natural frequency at which maximum attenuation will take place, and how to tune the resonator to a natural frequency that can target a peak in the residual noise spectrum, given a certain engine operation and a certain basic attenuation provided by other silencing elements.

NATURAL FREQUENCIES OF HELMHOLTZ RESONATORS

The natural (resonance) frequency of a Helmholtz resonator (figure 3) can be calculated by the equation:

$$RF = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{a}{\ell V}} \quad (1)$$

where: c = speed of sound, a = neck area, ℓ = neck length, and V = volume of cavity [8].

The accuracy of the formula can be improved when the neck length used in the equation is not the geometrical length, but a somewhat longer one including so-called end corrections at each end of the neck. These end corrections will take into account the fact that to some extent external gas particles in the vicinity of the neck provide mass added to the mass of the gas within the neck.

In case of a circular cross-section of the neck of diameter d , the end correction is approximately $0.8 d$, such that the modified length of the neck becomes:

$$\ell' = \ell + 0.8 d \quad (2)$$

Sometimes an orifice plate is used instead of a neck, as shown in figure 5. For this type of resonator the natural frequency can be calculated as:

$$RF = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{d}{V}} \quad (3)$$

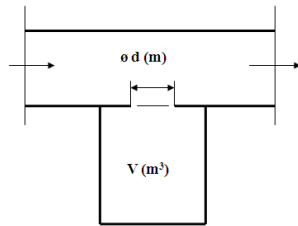


Figure 5 – Orifice volume resonator

Roughly the same equation can be derived if in (1) and (2) ℓ is set to 0 that is, the entire, effective neck length becomes end-correction.

Another correction to the natural frequency that will improve accuracy, especially when the cavity is long, takes into account the effect of longitudinal waves within the cavity. On the condition that the length is not too great, this influence can be accounted for by dividing the natural frequency by the correction factor:

$$\phi = \sqrt{1 + \frac{L\alpha}{3\lambda A}} \quad (4)$$

where: A = cross-sectional area of cavity and L = length of cavity [9].

This correction also lowers the natural frequency. (4) can be derived by using Rayleigh's energy method, ascribing in the mass-spring analogy the gas column within the cavity a distributed mass, applying continuity and flow in the oscillation at interface between neck and cavity, assuming a reasonable (for instance linear) velocity distribution starting by 0 at cavity bottom, and equating maximum kinetic energy in an oscillation cycle with maximum potential energy in the cycle.

There can be further influences on the natural frequency, for instance from the main duct. Such influences can be calculated by modeling the entire exhaust system according to the impedance method, applying transfer-matrix representation in a 1-dimensional analysis. By further employing acoustic CFD-modeling, 3-dimensional effects can also be taken into account.

FREQUENCY CHARACTERISTICS OF HELMHOLTZ RESONATORS

In older editions [10] of Beranek's well-known 'Handbook of Noise and Vibration Control' [11] a very useful equation, derived by Ingard [12], for calculating the attenuation characteristic of a Helmholtz resonator, expressed in terms of Transmission Loss, is given:

$$TL = 10 \text{Log}_{10} \left[1 + \frac{\alpha + 0.25}{\alpha^2 + \beta^2 \left(\frac{f}{RF} - \frac{RF}{f} \right)^2} \right] \text{ dB} \quad (5)$$

The general frequency f has here been normalised with respect to the resonance frequency to be represented by the dimensionless parameter f / RF . Further, there are two parameters. A dimensionless resistance:

$$\alpha = \frac{SR}{\rho c} \quad (6)$$

where: S = cross-sectional area of main duct and ρ = gas density, as well as a dimensionless reactance:

$$\beta = \frac{Sc}{2\pi RFv} \quad (7)$$

R, which appears in the denominator of the expression for α is a specific acoustic resistance of the neck, defined as the pressure drop Δp across the neck divided by the instantaneous particle velocity v in the neck:

$$R = \frac{\Delta p}{v} \quad (8)$$

in an analogy with the specific resistance for a porous sound absorptive material.

In figure 6, TL according to this equation has been plotted for various combinations of values of the two parameters α and β . When α is of a small value, then the peak value at resonance is high. When β is small, then the curve is broadened. Provided α is small enough, peak values even in excess of 50 dB can sometimes be attained in reality, although such high attenuation will often not be necessary.

It can be seen that in the representation with a logarithmic abscissa the curves are symmetrical around the vertical line of $f/RF = 1$, a feature which is also understood directly from equation (5).

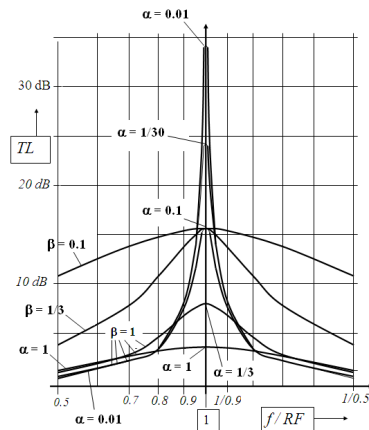


Figure 6 – Frequency characteristic of a Helmholtz resonator.

Transmission Loss is one of more alternative quantifications that can be used to express the amount of attenuation. In contrast to other measures, Transmission Loss gives the attenuation of the silencer when arranged in a theoretical pipe system where wave reflections outside the silencer have been eliminated. Thus, Transmission Loss can be said to express the acoustic behaviour of the silencer per se. This simplifies calculation, but it must be emphasised that in real-world situations this idealised situation seldom exists, and that other quantifications will normally be more appropriate. Thus, when at the end of the paper we shall present experimental results we shall be using another type of measure (Insertion Loss). Nevertheless, the Transmission Loss curve gives a good overall picture of the characteristic of the resonator, upon which installation effects can be seen as modulations.

The issue about which kind of attenuation measure is the most appropriate is a general problem in silencer technology. It is not as simple as with, say a pump inserted in a hydraulic system that the pressure rise is a function of the volume flow and the speed, almost independently of the hydraulic system.

When considering the mechanical mass-spring analogy it is clear enough that at resonance a small

specific resistance, appearing in the nominator of the expression for α , should result in large amplitudes and therefore a high degree of sound absorption by the resonator. Also, it may seem reasonable that a bigger neck area should have the same effect – a bigger neck means a bigger ‘window’ facing the main duct. However, as can be seen, at sufficiently large frequency deviation from resonance a smaller α -value has the opposite effect of decreasing the Transmission Loss.

Thus, there is a trade-off which could lead to optimum α -values in some situations. But with the β -value (= 1) selected for comparison of results for different α -values in the numerical examples of the figure, we can see that the latter gain is in fact small, such that broad attenuation curve will only yield small TL-values at all frequencies. In such a situation it is therefore a prerequisite for using the resonator that careful tuning is being applied.

By contrast, the consequences of varying β are clear-cut: It is always beneficial if β can be made smaller. By inspecting the expression for β it can be seen that if resonance frequency and volume are both given then nothing can be done to broaden the TL-curve. We can only say that if there is a given volume at disposal, it should be used maximally. Also, we can see that for a given volume the curve will become the more narrow the lower the resonance frequency is, calling for more exact tuning.

Values of R can be crudely estimated by assuming quasi-static pipe flow, that is:

$$R = \lambda \frac{L}{a} \frac{1}{2} \rho v \quad (9)$$

where λ = friction coefficient and v = flow velocity.

For fully turbulent static flow λ is constant while R increases with velocity, meaning that attenuation at resonance must be expected to be reduced with the strength of the sound to be attenuated, as long as the level of turbulence in the neck is determined by this sound level. This can be expected to be the case with, for instance the kind of configuration shown in figure 4, where the neck is ‘shielded’ from the main duct flow.

If, instead, we have a side-branch arrangement as in figure 3, then the level of turbulence will be determined by this flow rather than by the sound level [13]. A first estimate of R could therefore be made by in (9) for v using the velocity of the main flow, which can result in a much higher value which will be independent of the sound level. More accurate estimations can be found in literature [14].

For laminar flow, we can estimate by using:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (10)$$

where Reynolds' number is:

$$Re = v d \rho / \eta \quad (11)$$

with η = dynamic viscosity, to get:

$$R = 32 \eta \ell / d^2 \quad (12)$$

which is independent of the velocity amplitude and thereby also independent of the sound level.

The arrangement of figure 4, where the neck is shielded from the main duct flow, can be useful when a low R-value is wanted. But, as we have seen, it is in fact not obvious what size of R-value will be the best. By inserting an appropriate element within or adjacent to the neck, for instance a variable screen, the R-value can be adjusted within a wide range, which can be used along with tuning in a trial-and-error calibration of the resonator.

A further consideration in this context is that with a side-branch arrangement like in figure 3, which is the conventional arrangement, there can be a risk that macro-turbulence and flow separation can occur within the neck to turn the resonator into a noise generator, like a flute.

Inspection of equation (1) shows that there are several parameters that can be varied in order to tune a Helmholtz resonator. Most of them are geometric, but there is also the possibility to vary the temperature, since this will influence the speed of sound, c . This method has been used to tune combustion chambers of gas turbines [15].

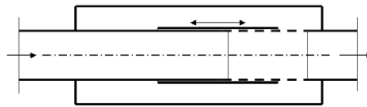


Figure 7 – Tunable flow tube resonator.

Figure 7 shows what is commonly called a flow tube resonator in which the neck is constituted by an assembly of perforations [16]. In the embodiment shown here the effective neck area is

being varied by moving a cylindrical sleeve axially, so that fewer or more of the perforations are open. As with the simple orifice Helmholtz resonator (fig. 4) the effective neck length is constituted complete by added gas mass outside and inside the resonator cavity, since the 'neck length' is zero..

A problem with this arrangement is that the perforations – depending upon total area sizing – can represent a significant flow resistance which can result in a relatively large dimensionless resistance α and thereby too little attenuation.

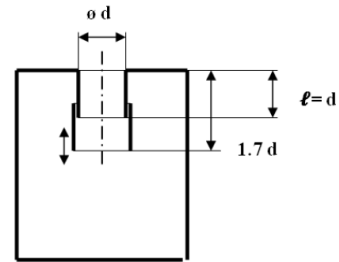


Figure 8 – Tuning by altering length of neck.

Figure 8 shows an arrangement where the length of a neck can be adjusted by having an outer pipe section being moved axially outside an inner, stationary pipe section of the same length. To allow for tolerances the inner diameter of the outer pipe section must be somewhat larger than the outer diameter of the inner pipe section.

Let us assume that the length l of the neck is equal to its diameter. Adding the end correction, the effective length of the neck will then be $1.8d$. Let us further assume that the outer pipe section can be moved by a distance of maximally $0.7l$, an overlapping of the two pipes of a length of at least $0.3l$ being necessary to avoid too big an acoustic leakage within the clearance. Then the total geometric length will be $1.7 d$ and the effective length $2.5 d$.

Due to the increased neck length the natural frequency will hereby have been lowered to:

$$\sqrt{1.8/2.5} = 0.85 \text{ times the initial value}$$

which is not too impressive. If sealing is applied, a somewhat greater maximum length can be achieved. Further, by adopting a telescopic arrangement with more than one moving neck element a much bigger change in natural frequency can be achieved, but such an arrangement appears relatively complicated from a design point of view.

Another variable available to adjust is the volume V of the cavity. In case of a cylindrical cavity this can be done by having the rear end (opposite the neck) as a moving piston, taking care that there will not be too much acoustic leakage across the clearance.

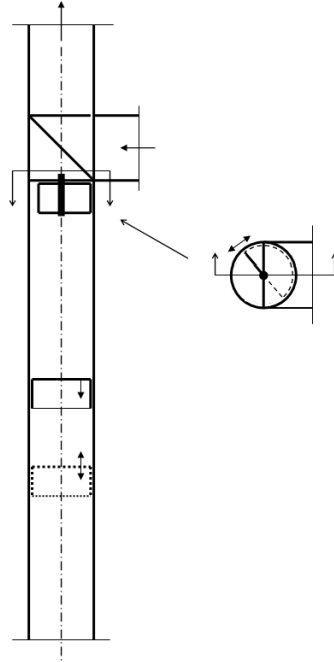


Figure 9 – Schematic drawing of a Helmholtz resonator which can be tuned by altering a segmental, variable neck and by varying cavity length. The resonator can be used in a built-in arrangement like the one shown in figure 4.

The main problem with this arrangement is that at small volumes the value of dimensionless

reactance β increases which will, as we have discussed, lead to a more narrow attenuation curve.

Figure 9 shows an arrangement which leaves great freedom when trying to balance between negative effects of non-optimal values of parameters α and β , at the same time permitting the natural frequency to be varied within a wide range. The neck area is varied by turning, around the length axis, a movable neck element relative to a stationary neck element, the cross-section of the neck being a segment of variable angular size; theoretically, the angle can vary between 0 and 180 degrees. Further, the cavity volume can be varied by moving a piston, as just described. The harmful effect of leakage between the cylindrical wall of the cavity and the piston has been minimised by having a relatively long clearance section.

This arrangement can be supplemented by the kind of variable neck resistance element described previously to attain an even greater amount of freedom which can be used in a trial and error calibration procedure.

When an engine being silenced runs in a fairly constant load mode, a fixed tuning may be appropriate. When instead the load situation is varied, especially when the engine speed is variable, as is often the case with for instance the main engine of a ship, then variable tuning can be adopted. In such a case one may choose to use one of the two tuning variables to make a pre-tuning and the other one to perform on-line tuning. The simplest algorithm for performing this can be a feed-forward control based on initial mapping yielding the best value of the parameter at each load case. More advanced tuning will be based on feed-back tuning, preferable in combination with feed-forward tuning to achieve the most robust algorithm.

EXPERIMENTAL RESULTS WITH A TUNABLE HELMHOLTZ RESONATOR

Figures 10 and 11 show results from a laboratory experiment with a variable resonator of the kind proposed in figure 9, having a loud-speaker in substitute of an engine, and air of room temperature within the system and no super-imposed gas flow. A microphone is inserted into the system at a fixed position downstream of the resonator. The noise signal is of constant sound pressure across a wide frequency range. Thus, we have a system with good control of test conditions

and with simplifications which are not judged to give too big distortions compared with a real-world system.

Our set-up has been intended as model of an actual, large system currently being designed to improve attenuation of engine noise at very low frequency. All dimensions are around 1/15, whereby the expected natural frequencies is scaled by the same factor. The cavity is of 100 mm diameter, the length being varied from a minimum value of 250 mm. Maximum neck area is of the same size as a circular neck with diameter 60 mm, Neck length is 50 mm.

The inlet to the resonator has been arranged almost flush with the low point of the cross-section of the incoming pipe. If there instead were a distance between the two, then this would (as we have seen in computer simulations with an impedance-based code of the entire system) have lowered the natural frequency; the chosen geometry permits direct comparisons with calculations of the natural frequency with the simple formulae previously presented.

The attenuation values depicted are the result of subtracting values recorded with open resonator (in

function) by values with closed resonator. Such values are commonly termed 'Insertion Loss' attenuation while, as we have previously discussed, figure 6 shows Transmission Loss values. A third alternative would have been to subtract values recorded for a resonator substituted by a fully open cavity of the same volume as the resonator. What is most appropriate depends on the interpretation.

First, in figure 10 the segmental angle is being stepwise reduced to obtain a reduced neck area. In figure 11 the piston is moved instead, to cause the cavity volume to be increased. In both cases, as can be seen and expected, the natural frequency goes down. The 'Reference' curve was recorded with a neck of circular cross-sectional shape instead of the segmental-shaped neck. The neck area was here the same as the neck area of the segmental case of 100% area. Thus, comparison of the two mentioned curves shows the influence of changed shape of the cross-section. This can serve as illustration of the fact that many variables will cause shifts of the attenuation curves. Therefore, when the attenuation curve is not broad, as is the case in the experimental set-up, careful tuning is called for.

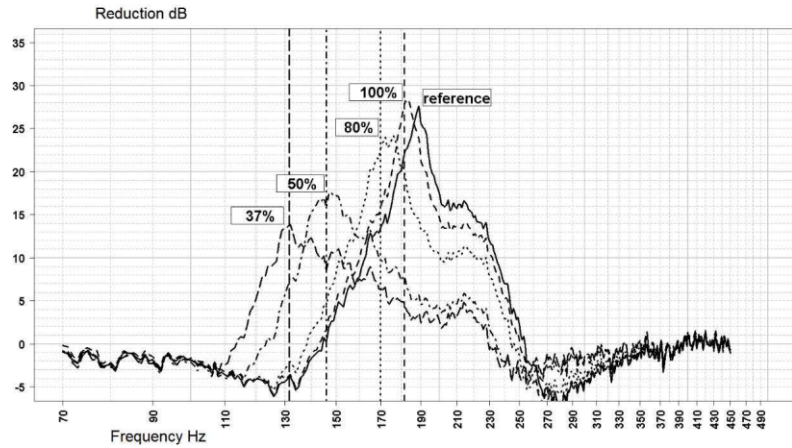


Figure 10 – Measured Insertion Loss attenuation of the Helmholtz resonator shown in fig. 9. Progressively smaller neck cross-sectional area a (from 100 down to 37%). Vertical lines show calculated resonance frequencies.

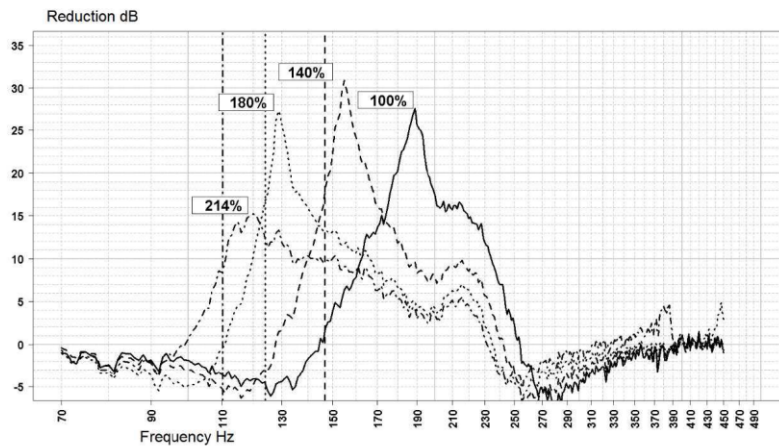


Figure 11 – Measured Insertion Loss attenuation of the Helmholtz resonator shown in fig. 9. Progressively bigger cavity volume V (from 100 up 214%). Vertical lines show calculated resonance frequencies.

For comparison, in both figure 10 and figure 11, at each curve calculated values of the natural frequency have been shown as a vertical line in the diagram, having been calculated by taking into account, both end correction according to equation (2) and influence of standing waves in the cavity according to equation (4). In fact, with the chosen dimensions, both these corrections are essential to achieve reasonably accurate results.

As can be seen, the agreement between theory and experiment is rather good, complete agreement cannot be expected, for instance due to the fact that the way standing waves in the cavity are taken into account is somewhat approximate.

Nevertheless, the deviation in some cases is large enough to lower the attenuation significantly from maximum. This observation underscores the importance of not relying too much on calculation but design for tuning to be possible within a wide range of frequency, as the design chosen does. In figure 12 one of the curves (the one corresponding to 180% cavity length) has been repeated to compare with a curve calculated with Ingard's equation (5), calculating α by taking the measured maximum value for granted. Thereby, the comparison is valid for check of curve width, but of course not the particular maximum value.

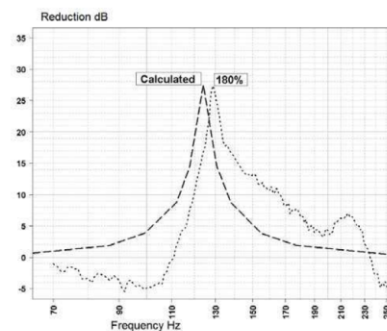


Figure 12 – Example of measured and calculated attenuation curves for the resonator shown in figure 9.

It can be seen that in general the experiments have yielded broader attenuation curves than the calculated one. Also, there is a systematic tendency that recorded curves are asymmetric. It might be that the added attenuation to the right of maximum is in fact due to another kind of resonance in the system.

It may seem slightly disturbing that away from the natural frequencies there is, with all curves, some negative attenuation, although not very much.

The peak values are smaller than what can be calculated from equation (12), indicating that conditions in the neck are not laminar. There is a systematic tendency that progressively smaller neck area, figure 10, lowers the general attenuation level. This is as expected since not only equation (12) but also equation (11) implies that a smaller diameter d increases the specific flow resistance R , such that in the expression for the dimensionless resistance α the nominator is increased and the denominator is decreased, to give a higher α -value which lowers the height of the attenuation curve.

This observation gives support to the intuitive interpretation that the larger the 'window' to the main duct is, the more acoustic energy will be absorbed by the resonator. However, caution should be made to extrapolate this finding directly to a situation with much bigger dimensions. Here, it might be that there will be an optimum value of R , given the uncertainty associated with real non-stationary, fluid flow phenomena in the neck.

In further experiments the edges at neck inlet (facing the main duct) and at outlet (facing the cavity) were rounded off, instead of the sharp-edged ones that are shown almost everywhere in the acoustic literature; this gave significantly higher maximum attenuation. The kind of neck geometry used in our arrangement has a relatively big hydraulic diameter, alternative geometries with for instance annular cross-section will surely produce higher R -values.

When the loudness of the exiting sound was increased, a somewhat (but not dramatical) deteriorated attenuation was observed, as would be expected, due to higher R -values associated with more turbulence.

SILENCERS THAT COMBINE ALL 3 ACOUSTIC PRINCIPLES

Figure 13 illustrates how a Helmholtz resonator can supplement combined reactive-absorptive silencing. Here, in the attenuation diagram previously shown in figure 2, a rather narrowbanded attenuation curve representing a resonator has been added. The resonator can be tuned to target a peak in the exhaust noise spectrum (not shown) of an engine. Additionally, as the figure illustrates, it can be adapted to compensate for a 'dip' in the attenuation

spectrum associated with a resonance in the reactive function, in figure 2 one of the two mass-spring resonances.

In reality the combined silencing will not quite be the result of a simple addition, as the diagram indicates; there will be more, complex interactions. The schematic diagram has been drawn to illustrate the basic function.

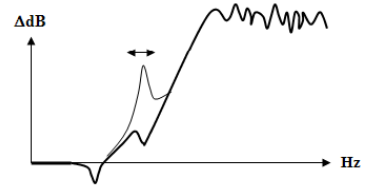


Figure 13 - Tuning of a Helmholtz resonator to supplement combined reactive-absorptive silencing.

CONCLUSIONS

The need for potent attenuation of low frequency exhaust noise from reciprocating engines in various applications has been highlighted, with particular reference to land-based stationary engines and to marine engines.

It has been explained why optimised, up-to-date versions of combined reactive and absorptive silencers can in many cases provide good, broad-banded attenuation in a satisfactory way. But sometimes extended low-frequency attenuation may be needed, in particular with slow-rotation engines that may emit very low-frequency noise, sometimes even at infra-sonic frequencies.

For such cases the classical Helmholtz resonator can be a useful supplement rather than substitution.

It has been shown how a tunable resonator can be designed to for instance fit into a stack bottom, to make use of a space that would otherwise be largely un-used from an acoustical point of view. It has been shown how theory can help design a resonator that in a best way handles the fact that the function of resonators tends to be rather narrow-banded.

NOMENCLATURE

a	neck area
c	speed of sound
d	diameter of neck
f	general frequency
l	neck length
l'	neck length including end correction
v	velocity
A	cross-sectional area of cavity
L	length of cavity
R	specific flow resistance
Re	Reynolds' number
RF	resonance frequency
S	main duct cross-sectional area
TL	transmission loss
V	cavity volume
α	dimensionless resistance
β	dimensionless capacitance
ϕ	correction for waves in cavity
λ	friction coefficient
η	dynamic viscosity
ρ	density
Δp	pressure drop

REFERENCES

- [1] DANISH ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY: "Low-Frequency Noise, Infrasonic Noise, and Vibrations in external Environment" (in Danish). Orientering fra Miljøstyrelsen Nr. 9 1997.
- [2] DIN:4560 "Measurement and Evaluation of Low-Frequency Environmental Noise" (in German). 1997.
- [3] SOCIALSTYRELSEN-SWEDEN "SOSFS 1996:7/E Indoor Noise and High Sound Levels" (in Swedish) 1996.
- [4] DIRECTIVE 2002/49/EC OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 25 June 2002 relating to the assessment and management of environmental noise.
- [5] NOMEPORTS "Good Practice Guide on Port Area Noise Mapping and Management". Amsterdam 2008.
[http://nomeports.ecoport.com/page.ocf?pageid=42&version=&mode=\(visited](http://nomeports.ecoport.com/page.ocf?pageid=42&version=&mode=(visited) on Jan. 28, 2010)
- [6] COMMISSION RECOMMENDATION of 8 May 2006 on the promotion of shore-side electricity for use by ships at berth in Community ports. 2006/339/EC.
- [7] BIES D.A. & HANSEN C.H. "Engineering Noise Control". Unwin Hyman Ltd. 1988.
- [8] KINSLER L.E., FREY A.R., COPPENS A.B. & SANDERS J.V. "Fundamentals of Acoustics". 3rd Ed. John Wiley & Sons 1982.
- [9] SINGH S. "Tonal Noise Attenuation in Ducts by Optimizing Adaptive Helmholtz Resonators". Dissertation, The University of Adelaide, Australia, 2006.
- [10] BERANEK L.L. (editor) "Noise and Vibration Control". McGRAW-HILL BOOK COMPANY 1971.
- [11] VÉR I.L. & BERANEK L.L. (editors) "Noise and Vibration Control Engineering". 2nd Ed. John Wiley & Sons Inc. 2006.
- [12] INGARD K.U. "Side Branch Resonators in Ducts". Unpublished, Bolt, Beranek & Newman Inc.

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors wish to thank the Danish Environmental Protection Agency for financial support and MAN Diesel SE for co-operation.

- [13] KARLSSON M. & GLAV R. "The Flow Reversal Resonator". SAE Publicaiton 2007-02-2203.
- [14] CUMMINGS A. "The Effects of Grazing Tubulent Pipe-Flow on the Impedance of and Orifice". *Acoustica*, Vol. 61, No. 4, p. 223-300.
- [15] HELLAT J. & Tschirren S. "Damper Arrangement for Reducing Combustion-Chamber Pulsations". Patent document DE 10058688.
- [16] CIRAY M.S. "Exhaust Processor with Variable Tuning System". Patent document US 2004/0118632.