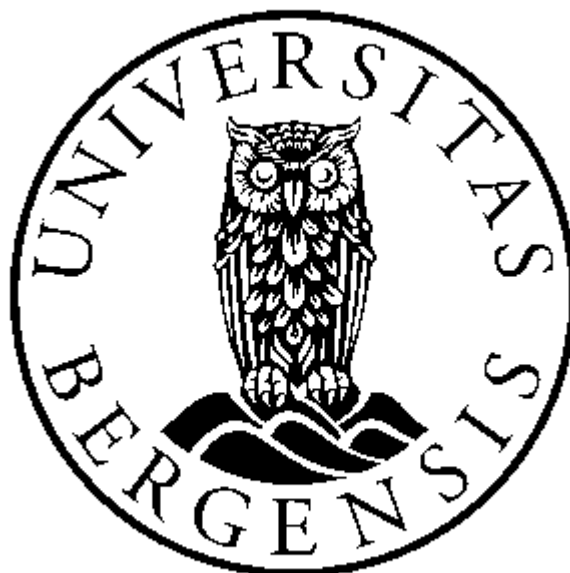


# Studie av støy og vibrasjoner fra dieselmotor i maskinlaboratorium ved Høgskolen i Bergen

Masteroppgave i Energiteknologi

**Hilde Songve Skeie**



UNIVERSITETET I BERGEN

Geofysisk Institutt

HØGSKOLEN I BERGEN

Institutt for Maskin- og Marinfag

Bergen, juni 2016

*Veileder:* Førsteamanuensis Norbert Lümmer (Høgskolen i Bergen)

*“Wisdom comes from experience. Experience is often a result of lack of wisdom.”*

Terry Pratchett

## *Forord*

Denne rapporten er skrevet som en besvarelse på masteroppgave i masterprogrammet for energiteknologi ved Universitetet i Bergen og Høgskolen i Bergen. Masteroppgaven utgjør 30 av totalt 120 studiepoeng i masterprogrammet med spesialisering innen Termiske maskiner: Drift og vedlikehold.

Denne oppgaven har en praktisk og konkret problemstilling som var av interesse for ansatte ved avdeling for ingeniør- og økonimifag innen maskin- og marinfag ved Høgskolen i Bergen. I 2014 samlet høyskolen alle utdanningene under samme tak i det nye høyskolebygget på Kronstad. Dette medførte nye fasiliteter for både studenter og ansatte. Ansatte på institutt for maskin- og marinfag fikk kontorer i 5. etasje i D-blokken, og man fikk helt nye forsøkslaboratorium i kjelleren i D- og E-blokken. Et av disse var et maskinlaboratorium med plass til tre testmotorer. Eksosen fra disse motorene føres i felles eksoskanal fra maskinrommet, videre gjennom kjelleretasjen over himlingen, i en sjakt og opp på taket. Eksosen kommer ut av en avkasthette på taket over 4. etg. Det er nemlig slik at taket over 4. etasje er hovedtaket på bygget, og 5. etasje består av små bygg oppå hovedtaket. Dermed er avkasthetten plassert utenfor vinduene til de ansatte som har kontor i 5. etasje. Støy fra avkasthetten til eksosen når motorene er i gang, er så høy at den er forstyrrende for de ansatte.

Et annet problem man har observert i maskinlaboratoriet er at vibrasjonene fra motoren overføres til gulvet og medfører vibrasjonsstøy i deler av bygningskonstruksjonen i kjelleren.

Det ble derfor foreslått at man i en masteroppgave kunne undersøke om støyen fra avkasthetten var innenfor krav i gjeldende regelverk og hvis den ikke var det, hvordan støyen kunne reduseres og om vibrasjonene overført til bygningskonstruksjonen kunne reduseres.

Denne problemstillingen var veldig interessant for meg da jeg hadde en bakgrunn fra ventilasjonsbransjen før jeg begynte på masterutdanningen om termiske maskiner, og dette var en oppgave som kombinerte de to fagfeltene. I tillegg var jeg motivert for å lære mer om lyd og vibrasjoner, da man ofte er borti dette når man jobber med tekniske systemer. Oppgaven startet med et forprosjekt høsten 2015

der jeg laget en litteraturstudie på støy og vibrasjoner fra maskiner i maskinrom. Da så jeg generelt på maskinrom og ikke spesifikt på maskinlaboratorium. Masteroppgaven startet jeg med i januar 2016 og innledet med å planlegge arbeidet mitt. Jeg skulle gjøre målinger, analysere disse og vurdere prosjekterte løsninger. Jeg hadde opprinnelig et ønske om å få iverksatt foreslåtte tiltak og etterprøve disse med målinger. Dessverre fikk jeg ikke gjort lyd- og vibrasjonsmålinger før i begynnelsen av mars siden motoren ikke var klar for kjøring. Det var derfor ingen støy å måle før det. Det ble derfor for kort tid etter målingen til å analysere, vurdere og foreslå tiltak, samt å skaffe finansiering og bestille arbeid, til at tiltak kunne bli utført før masteroppgaven skulle leveres. Jeg har prøvd å kompensere for dette ved å simulere situasjonen etter installasjon med et lydprogram som heter CadnaA. Det viste seg dessverre at det ikke stemte med målingene så jeg måtte stipulere en etter-situasjon basert på lydreduksjon mellom to punkter i opprinnelige målinger.

Dette har vært en oppgave som var veldig interessant og relevant å arbeide med. Det at oppgaven er aktuell for arbeidslivet senere, i og med at det er en reell problemstilling for en ingeniør, har vært spesielt gøy. Det er også inspirerende når mitt arbeid kan forbedre arbeidsmiljøet og trivselen til de ansatte på institutt for maskin- og marinfag - hvis Statsbygg tar mine tiltak videre og iverksetter de.

Tilslutt vil jeg gjerne takke Trond Aas, Harald Moen, Ørjan Høyvik og Kjetil Skaar for arbeidet de har gjort for å gjøre klar motoren slik at jeg kunne gjøre målinger. Takk til Ulf-Åge Olseth fra Statsbygg for hjelp til å finne underlag for bygget og for å gi tilgang til taket under målinger. Takk til akustiker Kjetil Sundfjord fra Multiconsult for uunnværlig hjelp med måleutstyr, beregningsprogram og lydteori. Takk til Norbert Lümmer for god veiledning av oppgaven og Lars Magne Nerheim for å ha foreslått problemstillingen for meg. En siste takk til min samboer, Baste, for god støtte i et travelt master-halvår.

Bergen, 31. mai 2016

Hilde Skeie



## Oppsummering

Støy fra termiske maskiner er et av hovedutfordringene ved å benytte slike maskiner til transport og kraftproduksjon. På Høgskolen i Bergen har man et maskinlaboratorium der både studenter og ansatte benytter termiske maskiner, i hovedsak diesel- og bensinmotorer, til forsøk og forskning. Selv om skolebygget var nytt i 2014 og gjeldende lydkrav burde vært oppfylt, så er det funnet mangelfull støydemping i eksossystemet og maskinrommet.

Det ble utført lydmålinger ved avkasthette på tak av 4. etasje for å kartlegge lydnivået i kontorbygget i 5. etasje som ligger inntrukket på hovedtaket. Avkasthetten er plassert utenfor vindu til cellekontor i 5. etasje. Ved analyse av lydmålinger i henhold til gjeldende norske standarder fant man at lydnivået på grunn av støy fra avkasthetten var 32 dB(A) høyere enn kravet utenfor vindu og 20 dB(A) høyere enn kravet i kontor D509. Dermed oppfyller ikke eksossystemet krav til lyd fra tekniske systemer. Ut fra målinger ble det beregnet lydeffekt fra avkasthette og hvilken demping som må til for å oppfylle gjeldende lydkrav. Det er i denne oppgaven foreslått installasjon av en kombinert refleksjons- og absorpsjonslydfelle LSAD 1 fra Tio B.V på eksoskanalen. Denne skal dempe lydeffekten til 61 dB(A) som medfører at lydkrav ved fasade blir oppfylt. Dette betyr at lydnivået i kontor også blir innenfor kravet.

Den andre delen av oppgaven var å se på vibrasjonsoverføring fra motoren til gulvet. Dette fører til strukturell støy i kjellergulvet ved maskinlaboratoriet. Det ble her avdekket at maskinskoene som motoren står på ikke er tilpasset de svingingene motoren genererer. Det er foreslått å sette selve motoren på nye maskinsko av typen Triflex 55shore. Da vil mesteparten av vibrasjonene tas opp av gummidempingen i skoene og vibrasjonene i gulvet reduseres. Siden det er flere maskiner i rommet med ukjente maskinsko, er det også foreslått å slisse opp langs ytterkantene av gulvet i maskinrommet og isolere dette slik at gulvet i maskinrommet er isolert bort fra resten av kjellergulvet. Endelig løsning må utarbeides av erfaren byggingeniør. Man håper at byggherren tar problemet med støy på alvor og iverksetter foreslåtte tiltak så fort som mulig for å ivareta arbeidsmiljøet til ansatte og studenter på en god måte.

## *Summary*

Noise from thermal engines is one of the main challenges using such machines for transport and power generation. Bergen University College has an engine lab where students and employees use thermal engines, mainly diesel and gasoline engines, for experiments and research. Although the school building was new in 2014 and current sound regulations should have been fulfilled, faults have been found in the sound attenuation in the exhaust system and the engine room.

Sound measurements were conducted at the exhaust hood on the roof of the 4th floor to survey the sound level in the office building on the 5th floor, which is retracted on the main roof. The exhaust hood is placed outside the windows of the office on the 5th floor. Analysis of the sound measurements according to current Norwegian standards found that the noise level due to the noise from the exhaust hood was 32 dB(A) higher than allowed at outside the window and 20 dB(A) higher than allowed inside office D509. Thus the exhaust system does not meet noise requirements for technical systems. Sound power from the exhaust hood was calculated from measurements, and the damping required to meet the current sound regulations was found. In this thesis one argues for the installation of a combined reflection and absorption silencer LSAD 1 from Tio B.V in the exhaust duct. This will attenuate the sound effect to 61 dB(A) which means that sound regulations at the facade will be met. This also means that the sound level inside the office will be within the requirements.

The second part of the thesis was to evaluate vibration transfer from the engine block to the floor. This leads to structural noise in the basement floor around the machine laboratory. It was revealed that the vibration dampers of the test engine used in the investigations were not appropriate for the vibrations generated by the engine. It is proposed to install new dampers on the engine itself. These dampers are called Triflex 55shore. Most of the vibrations will then be absorbed. Since there are other engines in the room with unknown vibrations, it is also proposed to cut along the outer edges of the floor of the engine room and isolate it from the rest of the basement floor. If Statsbygg takes action and implements the proposed measures it will improve the working environment for the staff and students.

# Innhold

<b>Forord</b>	<b>iii</b>
<b>Oppsummering</b>	<b>v</b>
<b>Summary</b>	<b>vi</b>
<b>1 Introduksjon</b>	<b>1</b>
1.1 Bakgrunn . . . . .	2
1.2 Problemformulering . . . . .	4
1.3 Mål med oppgaven . . . . .	5
1.4 Tilnærming til problemet . . . . .	5
1.5 Rapportens struktur . . . . .	6
<b>2 Teori</b>	<b>7</b>
2.1 Lyd . . . . .	7
2.1.1 Lydmålinger . . . . .	12
2.2 Støy . . . . .	13
2.3 Støy fra maskiner . . . . .	15
2.3.1 Lydkrav til maskinrom i Høgskolen i Bergen . .	16
2.3.2 Støyreduksjonstiltak for luftbåren og strukturell støy . . . . .	16
2.3.3 Støyreduksjonstiltak for støy fra eksosanlegg . .	19
2.4 Motorer i maskinlaboratoriet på høyskolen . . . . .	23
<b>3 Metode</b>	<b>25</b>
3.1 Utførelse av lydmålinger . . . . .	25
3.2 Utførelse av vibrasjonsmålinger . . . . .	30
3.3 Vurdering av prosjektert underlag . . . . .	31
3.3.1 Vurdering av installert lyd- og vibrasjonsdemping . . . . .	32
<b>4 Analyse av måledata fra støy- og vibrasjonsmåling</b>	<b>33</b>
4.1 Analyse av støynivå fra avkasthette for eksos . . . . .	33
4.1.1 Beregning av lydeffekt . . . . .	34
4.1.2 Analyse av fasademåling . . . . .	35
Beregning av standardavvik og usikkerhet . . . . .	36
Sammenligning med krav i NS 8175 . . . . .	37
4.1.3 Analyse av lydmålinger i kontor . . . . .	37
4.2 Analyse av vibrasjonsmålinger . . . . .	40

<b>5 Dimensjonering av tiltak</b>	<b>45</b>
5.1 Foreslåtte tiltak - Demping av eksoslyd . . . . .	45
5.2 Foreslåtte tiltak - Reduksjon av vibrasjon i gulv . . . . .	51
<b>6 Diskusjon</b>	<b>53</b>
<b>7 Konklusjon</b>	<b>57</b>
<b>A Plantegning og systemskjema av eksoskanal</b>	<b>61</b>
<b>B Måleresultat lydtrykkmåling eksoshette</b>	<b>65</b>
<b>C Måleresultat fra fasademåling</b>	<b>67</b>
<b>D Måleresultat fra måling i kontor</b>	<b>69</b>
<b>E Måleresultat fra vibrasjonsmåling</b>	<b>71</b>
<b>F Lydfelledata SDHC1</b>	<b>73</b>
<b>G Lydfelledata LSAD 1</b>	<b>77</b>
<b>H Vibrasjonsdemper Triflex 100021 – 55shore</b>	<b>81</b>
<b>I Datablad Petter Diesel PH1W</b>	<b>83</b>

# Figurer

1.1	Plantegning av maskinlaboratorium D004. Rommet er delt opp i kontrollrom 00U-P-24-1 og maskinrom 00U-P24-2. Rommet har fått nytt romnummer etter overtakelse av Høgskolen i Bergen. [1] . . . . .	3
1.2	Maskinlaboratorium D004. Petter Diesel i midten. . . . .	4
2.1	Eksempel på periodetid $T$ for et lydtrykksignal [2] . . . . .	8
2.2	Eksempel på toner i et lydsignal [2] . . . . .	9
2.3	Variasjon av lydtrykket rundt omgivende atmosfærisk trykk [2] . . . . .	10
2.4	FFT spektrum med dB . . . . .	13
2.5	Lyddemping i motorrom ved forskjellige tiltak. [5] . . . . .	18
2.6	Vibrasjonsisolering ved støpning av egen plate. (a) Isolert fundamentblokk for teststand plassert på fast grunn. (b) Seismikk blokk på motstandsdyktig matte i grunn pit. [14] . . . . .	19
2.7	Lyddemping i en lydfelle over frekvenser fra 31,5 til 8000 Hz [5] . . . . .	21
2.8	Tetthet av eksosgass i $\text{kg/m}^3$ i forhold til temperatur. [5] . . . . .	22
2.9	Dimensjoneringsdiagram for lydfeller ved kjent luftmengde og akseptabel trykkdifferanse.[5] . . . . .	22
2.10	Bilde av Petter Diesel PH1W i maskinrommet. Eksosrøret fra motoren er koblet til rommets eksossystem i taket. . . . .	24
3.1	Avkasthette på tak med regnskjerm, avkasthetter i svart ved siden av. . . . .	26
3.2	Feltkalibrering av lydmåler med 1000 Hz ren tone på 114 dB. . . . .	27
3.3	Lydmåling på fasade. Mikrofon teipet til vindu. Siden det var vindstille var det ikke nødvendig med vindhette. Bilde av avkasthette reflekteres av vinduet. . . . .	28
3.4	Kontor D509 hvor det ble utført innvendige lydmålinger. Avkasthette ses gjennom vinduet. . . . .	29
3.5	Vibrasjonsmåling på gulv i maskinrom. For å feste måleren til gulvet brukte man honningvoks. . . . .	30
4.1	Lydtrykk på fasade - Lineært spekter mot A-veide frekvenser . . . . .	38

4.2	Maksimalt A-veid lydtrykk på fasade og maksimalt A-veid lydtrykk i kontor. . . . .	39
4.3	Maskinsko installert på rammen til Petter Diesel. . . . .	40
4.4	Midlet akselerasjon, $L_a$ i dB på ramme og på gulv. . . . .	41
4.5	Midlet akselerasjon i $\text{mm/s}^2$ på ramme og på gulv. . . . .	42
4.6	Isolasjonsdiagram for maskinsko. Grå sone skal man prøve å unngå. . . . .	43
5.1	Screenshot fra CadnaA som viser programmet og modellen som er satt opp, sett ovenfra . . . . .	47
5.2	Beregning av udempet før-situasjon sett ovenfra i CadnaA for $L_{p,A,\text{maks}}$ på fasade. Beregningen viser avkastheten som lydkilde i form av et kryss. Denne er vist oppå takoppbygg og fasaden er vist som en firkantet bygning. Målingene i rødt på fasade på 70 dB(A) viser at beregningen ikke stemmer med målingene. Man ser at lydtrykket avtar i avstand fra lydkilden på fasaden. . . . .	48
5.3	Beregning av dempet etter-situasjon sett ovenfra i CadnaA for $L_{p,A,\text{maks}}$ på fasade. Siden beregning av før-situasjon ikke stemmer med målingene så kan man ikke stole på denne beregningen. Beregningen viser 49 dB(A) på fasade som når man trekker fra 3 dB for å sammeligne med krav blir 46 dB (A). Hvis man kunne brukt denne beregningen hadde man vært svært nærme å oppfylle kravet md 45 dB(A) ved fasade. . . . .	49

# Tabeller

2.1	Verdier for A- og C-veiting (dB) for heloktavnband (Hz) [9] . . . . .	11
2.2	Grenseverdier og anbefalte verdier fra forskrift om tiltaks- og grenseverdier i arbeidsmiljø [13] . . . . .	15
4.1	Oktavnband lydeffekt $L_{w,A}$ og $L_{w,A,max}$ fra avkasthette som skal dempes av lydfelle . . . . .	35
4.2	Lydklasse C for kontorer i brukstid. Lydnivå utenfor vindu fra tekniske installasjoner.[21] . . . . .	35
4.3	Lydklasse C for kontorer i brukstid. Innendørs lydnivå fra tekniske installasjoner. [21] Målt resultat er fra lydtrykkmålingene i kontoret. . . . .	39
5.1	Oktavnband lydeffekt avkasthette som skal dempes av lydfelle. Dempingsdata er hentet fra reell lydfelle SDHC1 fra Tio BV. Se vedlegg F. . . . .	46
5.2	Demping som må til for å redusere lydeffekt til $L_{w,A}$ 61 dB. Dempingsdata er hentet fra reell lydfelle LSAD 1 fra Tio B.V. Se vedlegg G . . . . .	50





# Kapittel 1

## Introduksjon

Støy fra tekniske installasjoner er et viktig tema ved nybygg og rehabilitering av eksisterende bygg. De siste ti årene har det kommet strengere støykrav generelt og støykrav for tekniske installasjoner spesielt. Tekniske krav til tekniske installasjoner som ventilasjon, sanitær og varme er blitt skjerpet betraktelig først i teknisk byggeforskrift 2007 (TEK07), som trådte i kraft august 2007, og deretter teknisk byggeforskrift 2010 (TEK10) som trådte i kraft juli 2010. Ytterligere skjerping er ventet frem mot 2020, da målet er nullutslippbygninger.

I takt med at tekniske installasjoner har økt i omfang har blant annet økt støynivå fra disse ført til utgivelse av NS 8175 - Lydforhold i bygninger i 1997, med gjeldende revisjon fra 2012. Standarden setter krav til lydnivå i forskjellige bygningstyper og rom-typer. I tillegg stilles det krav til maksimale lydnivå fra tekniske installasjoner, både i og utenfor bygning. Visse rom-typer, som maskinrom, har strengere krav til tekniske installasjoner, som ventilasjon og kjøling, enn andre. Maskinrom har tunge tekniske installasjoner, og termiske maskiner støyer og vibrerer mye.

Termiske maskiner omgjør termisk energi til arbeid, og dette gjøres på flere forskjellige måter. De mest alminnelige er bensin- og dieselmotor, som i hovedsak brukes i transport, og gassmotor og gassturbin, som i hovedsak brukes i kraftproduksjon. Gassmotorer brukes mer og mer som framdrift på skip, mens det er utelukkende gassturbiner av ulike varianter som benyttes som framdrift på fly. Felles for alle disse maskinene er at de forbrenner hydrokarboner for å frigjøre energi og omdanne denne energien til mekanisk arbeid.

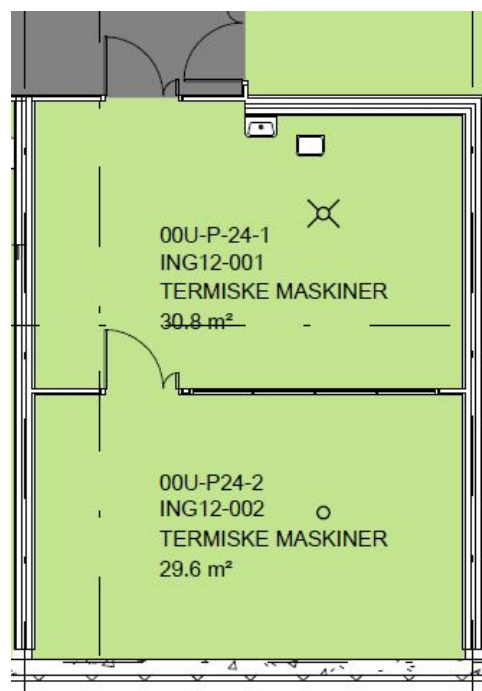
Maskinrom har alltid høye krav til maksimal luftstøyforurensing og overføring av vibrasjoner til bygningskroppen uansett om de er installert på et skip, kraftverk eller i en ordinær bygning. Det er også viktig at rommene ventileres og kjøles riktig for å fjerne avgassinger og strålevarme fra motorene. Det er spesielt strenge krav til slike rom når de er i bruk i, eller i nærheten av, kontor- og publikumsbygg. Det er også svært viktig å ikke overføre forurenset luft eller støy fra maskinrom til andre deler av bygget.

## 1.1 Bakgrunn

Høgskolen i Bergen er bygget etter teknisk byggeforskrift 2007 og de tekniske anleggene er prosjektert av rådgiverfirma Sweco i perioden fram mot byggestart i 2011. Bygget sto klart til skolestart 2014. Bygget er svært moderne og inneholder det nyeste av tekniske løsninger. På grunn av skolens mangfoldige utdanningstilbud er det tilrettelagt for flere tekniske laboratorier til ingeniørutdannelsen. Et av disse er maskinlaboratoriet, rom D004, der studenter skal kunne kjøre tester og forsøk på fungerende termiske motorer. Laboratoriet er 60,4 m<sup>2</sup> og er delt inn i kontrollrom (30,8 m<sup>2</sup>) og maskinrom (29,6 m<sup>2</sup>). Det er satt av plass til tre motorer i maskinrommet og i dag er det installert en fullskala Volkswagen 1,4 l 4-sylindret bensin bilmotor og en en-sylinder Petter Diesel testmotor.

For å fjerne varme fra motorene, er rommet utstyrt med vannkjøleanlegg. Vannet veksles mot byggets varmeanlegg for utnyttelse av produsert varme fra motorene. Maskinrommet har balansert ventilasjon, altså like mye luft tilføres rommet som trekkes av, fra felles aggregat for denne delen av kjelleren. Brannkrav er ivaretatt ved at rommet er sprinklet og er en egen branncelle. Felles eksoskanal for de tre motorene fører eksos ut av bygget over hovedtak.

Etter installasjon og start av medbrakte motorer fra gamle ingeniøravdeling til høyskolen på Nygård, ble det observert flere problemer med maskinlaboratoriet slik det var prosjektert.



FIGUR 1.1: Plantegning av maskinlaboratorium D004. Rommet er delt opp i kontrollrom 00U-P-24-1 og maskinrom 00U-P24-2. Rommet har fått nytt romnummer etter overtakelse av Høgskolen i Bergen. [1]

Observasjoner gjort av høyskoleingeniørene ved drift av motorene:

- Kjøring av Volkswagenmotor på 22 % av maks effekt førte til at temperaturen i maskinrommet ble over 50°C. Dette indikerer mangelfull ventilasjon i rommet og/eller mangelfull vannkjøling av motoren.
- Avdampning av gasser fra motorene blir ikke godt nok fjernet fra rommet gjennom ventilasjonen som er installert.
- Vibrasjoner fra motorene forplanter seg i konstruksjonen og lager strukturell støy i bygget.
- Støy fra motorene føres med eksosluften og ut av avkasthette på tak. Avkasthette er montert rett utenfor kontorer som benyttes av ansatte på høyskolen. Støyen er forstyrrende for de ansatte. På en vindstille dag er det mulig at eksosen kan komme inn gjennom åpningsvindu til de ansatte.

De nevnte problemene med maskinlaboratoriet fører til at rommet ikke kan brukes slik man ønsker, og det ble derfor foreslått å lage en masteroppgave for å evaluere og måle noen av disse observasjonene,



FIGUR 1.2: Maskinlaboratorium D004. Petter Diesel i midten.

samt foreslå tiltak til forbedring av driftsproblemene. I denne masteroppgaven er det støy og vibrasjonsproblemene som er utgangspunktet da nyinstallert vifte er tenkt å redusere problemene med varme og gasser i rommet.

## 1.2 Problemformulering

Problemet i maskinrommet på høgskolen er å få kontroll på støynivå og inneklimate slik at de oppfyller gjeldene lover og forskrifter. Innenfor begrepet støy menes både luftbåren støy og vibrasjonsstøy som overføres fra motorene i bygningsstrukturen. Med inneklimate menes kontroll på luftkvalitet og temperatur med ventilasjon og vannkjøling som er installert i rommet. Da det allerede er iverksatt tiltak for å bedre inneklimate, er det i denne masteroppgaven satt fokus på forbedring av støy- og vibrasjonsproblemer.

Denne masteroppgaven vil bestå av tre hoveddeler. Først analyseres støynivå fra avkasthette fra maskinrom på tak og overføring av vibrasjoner fra motor til bygningskonstruksjon og til eksoskanal. Deretter vil målinger av støy og vibrasjoner kontrolleres og sammenlignes mot krav i lover, forskrifter og byggherrens funksjonskrav. På

bakgrunn av dette skal tiltak til forbedring foreslås, og man vil etterprøve tiltaket for reduksjon av støy fra avkasthette på tak ved hjelp av et lydberegningsprogram, kalt CadnaA.

Ved støy- og vibrasjonsmålinger vil det være Petter Diesel, en ensylindret dieselmotor som vil være i drift. Valget falt på denne fordi den produserer lav-frekvent støy som er vanskelig å dempe, samt at det kun var denne motoren som er fullstendig installert og kjørbar i motorrom.

### 1.3 Mål med oppgaven

Målet med oppgaven er todelt. Først og fremst er målet at ansatte på høgsolen, som arbeider i kontorlokalet i nærheten av avkasthette på taket, skal ha et arbeidsmiljø som oppfyller gjeldende krav. Deretter er ønsket at ingeniørstudenter og høgsoleningeniører skal kunne bruke maskinrommet og motorene der slik det var tiltenkt. Da vil rommet kunne brukes til forskning, læring og utvikling for alle.

### 1.4 Tilnærming til problemet

Første skritt i å løse problemet var å kartlegge dagens situasjon. Dette utførtes ved å anskaffe "som bygget" tegninger av eksosavtrekket, relevante systemskjema for tekniske installasjoner og gjeldende forskrifter og standarder de er bygget etter. Neste skritt var å utføre støy- og vibrasjonsmålinger på tak og i maskinrom. Dette ble utført sammen med Kjetil Sundfjord, akustiker i Multiconsult for å få opplæring i måleutstyr som var lånt fra Multiconsult. Deretter ble resultatene fra målingene analysert og tiltak foreslått ut i fra analysen.

## **1.5 Rapportens struktur**

Rapportens kapitler etter introduksjonen er: kapittel 2: Teori, kapittel 3: Metode, kapittel 4: Analyse av måledata fra støy- og vibrasjonsmåling, kapittel 5: Dimensjonering av tiltak, kapittel 6: Diskusjon og kapittel 7: Konklusjon. Kapitlene etterfølges av vedlegg A til H.

# Kapittel 2

## Teori

I dette kapitlet vil relevant teori om lyd, støy og vibrasjon gjennomgås.

### 2.1 Lyd

Lyd er et fysisk fenomen som kommer av trykkvariasjoner i et medium. Disse trykkvariasjonene, også sett på som svingninger, kalles lydbølger. Mediet kan være gass, væske, plasma eller faste stoffer, men når man tenker på lyd i dagliglivet blir den oftest overført gjennom luft. Lyd kan ikke overføres i vakuum.

Lyd overføres i hovedsak på to forskjellige måter:

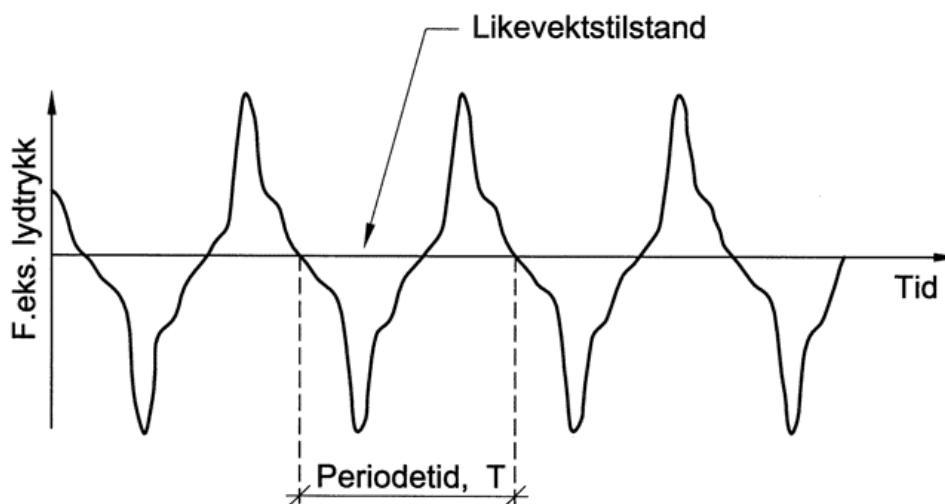
- Luftbåren lyd. Lyd overført gjennom luft. Lydbølger i luft forplanter seg som trykkbølger.
- Strukturell lyd. Lyd overført gjennom konstruksjoner ved vibrasjoner i disse.

Lyd er generert fra en lydkilde som lager vibrasjoner i mediet rundt den. Vibrasjonene forplanter seg bort fra lydkilden og danner en lydbølge. Partiklene i mediet transporterer vibrasjonene, mens den gjennomsnittlige posisjonen til partiklene vil over tid ikke forandre seg på grunn av lydbølgen. Når lydbølger sprer seg i et medium kan bølgene bli reflektert, brytes (skifte retning) eller dempes av mediet. Øret oppfatter lyd ved at trommehinnen blir satt i bevegelse av lydbølgene.

Overføringen av lyd er i hovedsak påvirket av tre ting:

- Forholdet mellom tetthet og trykket til mediet. Dette forholdet, som påvirkes av temperaturen, bestemmer lydhastigheten innenfor mediet.
- Bevegelsen av mediet. Hvis mediet beveger seg, vil denne bevegelsen kunne øke eller redusere lydhastigheten. Dette er avhengig av retningen mediet beveger seg. Eksempelvis vil lydhastigheten øke hvis mediet beveger seg i samme retning som lyden og tilsvarende reduseres hvis mediet beveger seg i motsatt retning.
- Viskositeten til mediet. Dette påvirker hvor mye lyden blir dempet i mediet. Høy viskositet fører til mye demping. For medium som vann og luft er demping pga. viskositet neglisjerbar.

For å kunne beskrive en lydbølge må man minst vite perioden, frekvensen og amplituden. Lydhastigheten (avhengig av materialet lyden forplanter seg gjennom) og toner er også viktige parametre. Lydbølger forplantes ved at partiklene i mediet svinger om sin likevektstilstand. Periodetiden,  $T$  (s), er tidsintervallet mellom hver gang et svingebilde gjentar seg. Ved lydbølger vil dette si tidsintervallet mellom mer fortynning eller fortettning av lydtrykket. Figur 2.1 viser eksempel på en periode.



FIGUR 2.1: Eksempel på periodetid  $T$  for et lydtrykksignal [2]

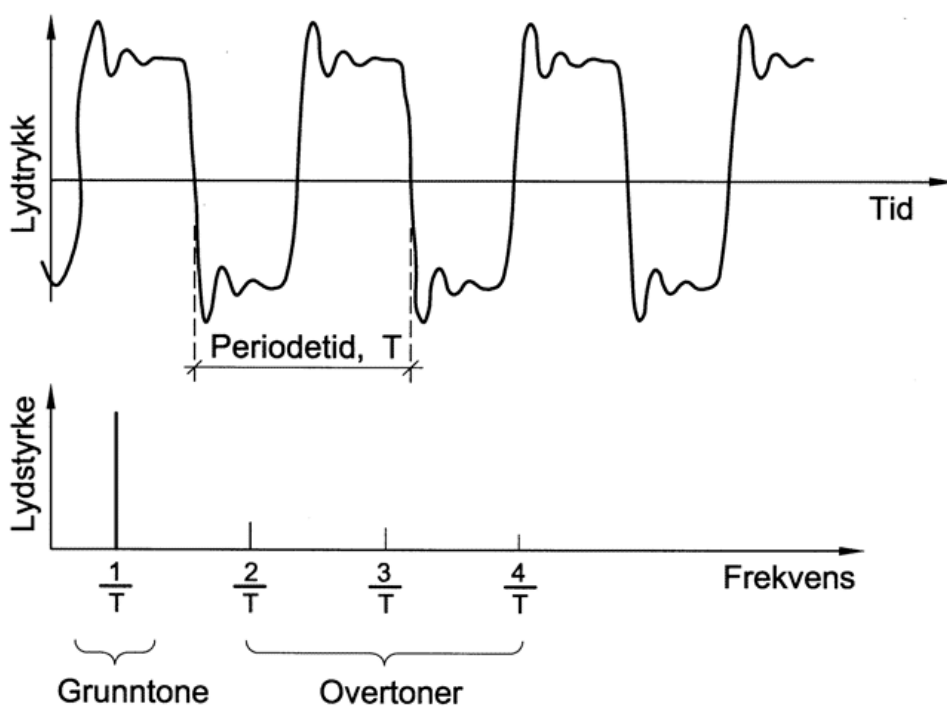


Lydbølger har en frekvens, som er antall svingninger per sekund,  $\frac{1}{T}$ , og et menneskelig øre kan oppfatte mellom 20 og 20 000 Hz. Lydbølger med frekvens under 20 Hz kalles infralyd, mens lydbølger med frekvens over 20 kHz betegnes som ultralyd. Lyd med lav frekvens oppfattes som lave toner, ofte kalt bass, mens høy frekvens oppfattes som lyse toner, ofte kalt diskant. [3]

Amplitude er maksimumsverdien ved en sinusformet svingning eller bølge og bølgelengden er avstanden i forplantningsretningen mellom to punkter som svinger likt (i fase). Bølgelengden er en funksjon av frekvens og lydhastighet.

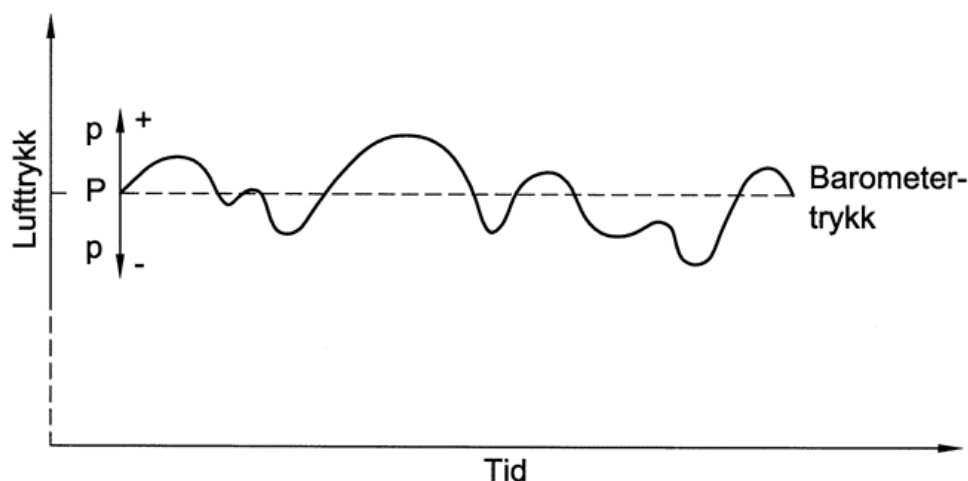
Lydhastigheten er forplantningshastigheten for lydbølger. Det er den hastigheten energien i en bølge forplanter seg med. I luft er lydhastigheten lik for alle frekvenser: 340 m/s ved 20°C.

Toner er sammensatt av mange frekvenser. Lydtrykkvariasjonene for en tone er periodiske funksjoner av tiden. Et periodisk tidforløp kan deles i ein rekke harmoniske svingninger hvor overtonens frekvens er multipla av grunntonens frekvens. En rentone består av en enkelt frekvens der lydtrykket er sinusformet av tiden. Figur 2.2 viser eksempel på en tone.



FIGUR 2.2: Eksempel på toner i et lydsignal [2]

I tillegg har lyd også en parameter kalt lydtrykk. Lydtrykket sier noe om den momentane lokale trykkdifferansen fra det omgivende atmosfærisk trykk, som lydbølgen forårsaker. Dette er et statisk trykk. SI enheten til lydtrykk er Pascal (Pa). Lydtrykknivået,  $L_p$  blir målt i desibel. Variasjoner av lydtrykk er framstilt grafisk på figur 2.3.



FIGUR 2.3: Variasjon av lydtrykket rundt omgivende atmosfærisk trykk [2]

Desibel er en dimensjonsløs måleenhet og angis som dB. En dB er en tiendedels Bel. Måleenheten Bel beskriver den logaritmiske verdien av et forhold mellom det effektive lydtrykket og en referanseverdi. Forholdet beskrives som:

$$L_p = \log_{10} \frac{p}{p_0} \quad [4] \quad (2.1)$$

$$B = 20 \log_{10} \frac{p}{p_0} \text{ dB} \quad [4] \quad (2.2)$$

hvor  $p$  er kvadratisk gjennomsnitt av lydtrykket og  $p_0$  tjener som en fast referanse.

I akustikken kalles dB-verdien lydstyrkenivå, for lineært målt lydtrykk, og referansen er oftest  $20 \mu\text{Pa}$ , definert ut fra det svakeste lydtrykket som unge mennesker kan høre ved 1000 Hz. Normal tale har et lydtrykknivå på 30–70 dB. Smertegrensen for øret ligger på ca. 130 dB. Skalaen er slik at hver gang lydtrykket dobles øker desibelnivået med tre dB. Lydtrykket av for eksempel 83 dB vil derfor være dobbelt så stort som lydtrykket av 80 dB. Ved luftbåren lyd gjelder

det generelt at lyden reduseres med 6 dB for hver dobling av avstanden fra lydkilden. [5]

NEK<sup>1</sup> IEC<sup>2</sup> publikasjon 61672-2 spesifiserer krav til lydmalere. Denne standarden definerer fire veiekurver som gir et bedre bilde av effekten av ett lydsignal på den menneskelige hørsel. Disse kurvene er kalt A, B, C og D, og beskriver lydtrykk. Veide lydtrykk blir kalt lydnivå, for eksempel  $L_A$ . Mest brukt er A-kurven, mens C-kurven brukes ved trafikkstøy og D-kurven er brukt for å beskrive flystøy. B-kurven tilnærmer ørets oppfatting av medium høye lyder. Denne veiingen er lite brukt. Lydtrykk målt med A-kurve angis som dBA eller dB(A). Samme notasjon brukes for de andre veiekurvene. [6, 7]

Ved industrielle og bygningsmessige lydmålinger er det oftest A-kurven som benyttes. I lydkravstandarder benyttet i denne oppgaven, er kravene til lydnivå oppgitt i dB(A). Grunnen til at A-kurven ofte brukes, er at denne veiingen ligner mest på hvordan øret vårt oppfatter lyder. I A-kurven er det spesielt bass som vektes ned på grunn av at vi ikke oppfatter styrken av lave frekvenser så godt. Effekten av disse frekvensene reduseres i det da A-veide lydtrykket. [2, 5, 8] Lineært spekter er betegnelsen på rå lyddata fra en måling, der lydsignalet ikke er veid med et filter, som for eksempel A-filter. Da er det de faktiske lyddataene som måleren registrerer.

Tabell 2.1 viser veining som skal påføres ett lineært spekter (uveid lydsignal) for å få det oppgitt i A- og C-veing.

TABELL 2.1: Verdier for A- og C-veing (dB) for heloktavnband (Hz) [9]

	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
A	- 39,4	- 26,2	- 16,1	- 8,6	- 3,2	0	+ 1,2	+ 1,0	- 1,1
C	- 3,0	- 0,8	- 0,2	0	0	0	- 0,2	- 0,8	- 3,0

Oktavnband brukes for å få mindre data å jobbe med. Her blir frekvensspekteret delt opp i oftest hele eller 1/3 oktavnband. Dette vil si at flere frekvenser blir logaritmisk summert sammen. Man slår sammen tre og tre frekvenser. Senterfrekvensen får man ved følgende formel:

$$f_c = 10 \times \sum \log 10^{\frac{N}{10}} \text{ Hz} \quad [10] (2.3)$$

<sup>1</sup>Norsk Elektroteknisk Komite

<sup>2</sup>International Electrotechnical Commission

Hvor  $N$  er et heltall og representerer senterfrekvensen og frekvensene nærmest til venstre og høyre til senterfrekvensen. Altså hvis man vil få 63 Hz i heloktavnband slår man sammen frekvensen i 63 Hz med frekvensene i 50 Hz og 80 Hz.

I bygningsakustikken er det mest brukte heloktavnbandet:

63 Hz - 125 Hz - 250 Hz - 500 Hz - 1 kHz - 2 kHz - 4 kHz - 8 kHz.

Maksimalt lydnivå, for eksempel  $L_{A,\text{maks}}$ , er det høyeste lydnivået i en registreringsperiode.

Lydenergi og lydeffekt er også et viktig begrep innenfor akustikken. Lydenergi er lydens samlede kinetiske og potensielle energi i et gitt volum. Lydenergi er oppgitt i joule (J). Lydenergitetthet,  $E(\frac{\text{J}}{\text{m}^3})$  er energi per volumenhet i et område i et lydfelt. Lydeffekt er angitt i watt (W) og er lydenergi per tidsenhet gjennom en gitt flate. Lydeffekt fra en kilde er samlet lydenergiutstråling per tidsenhet fra kilden. Lydeffektnivået,  $L_W$  (dB), er ti ganger logaritmen til forholdet mellom lydeffekten,  $W$  og referanseeffekten,  $W_0$ .  $W_0$  er  $10^{-12}$  W.

$$L_W = 10 \log_{10} \frac{W}{W_0} \text{ dB} \quad [11] \text{ (2.4)}$$

Lydeffekt fra en kilde kan beregnes ut fra å måle lydtrykket og deretter benytte formel 4.1 i kapittel 4 4.1.

### 2.1.1 Lydmålinger

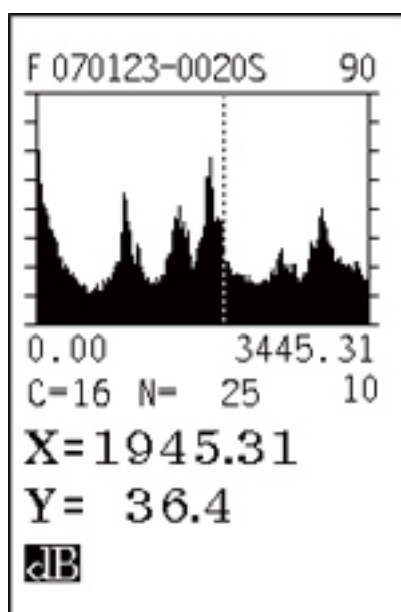
Når man skal gjøre lydmålinger, er bakgrunnsstøy og etterklang viktig å hensynta. Bakgrunnsstøy er den resterende støyen som gjenstår når alle kontrollerbare lydkilder er fjernet. Ved måling av lyd fra en enkelt lydkilde, vil bakgrunnstøyen være bidraget fra alle andre kilder. Bakgrunnsstøy kan påvirke lydmålingen og få lydnivået til å måles høyere enn det i realiteten er fra kilden.

Etterklang er fenomenet at en lyd ikke forsvinner momentant, men dør ut etter en viss tid. En lydimpuls vil reflekteres mellom vegger, tak og gulv i et rom, og ved hver refleksjon vil noe av lyden ergien absorberes slik at den etter en hvis tid ikke lenger er hørbar. Etterklangsfelt er området lyden reflekteres i og etterklangstid er den

tiden det tar for en lydimpuls å reduseres til en milliondel av sitt opprinnelige nivå. [12].

Man bruker ofte begrepet reflekterende overflate ved måling av lyd i rom. En reflekterende overflate, for eksempel et tak eller en vegg, vil ikke absorbere noe av lydenergien som treffer den, men reflektere den 100% tilbake. Dette medfører at man måler høyere lydnivå hvis man har en vegg bak seg enn hvis man sto i et fritt felt uten refleksjoner.

FFT måling står for fast Fourier transformasjon og er en algoritme som omdanner et signal, i dette tilfelle et lydsignal, fra dens originale domene, for eksempel tid, til en representasjon av signalet i frekvens. Med en slik måling kan man for eksempel få en oversikt over hvilke frekvenser lyden har sitt største lydtrykk med høy oppløsning på frekvensskalaen. Måleinstrumentet man benyttet senere i denne rapporten har en oppløsning på 1,46 Hz.



FIGUR 2.4: FFT spektrum med dB

## 2.2 Støy

Støy er definert som uønsket lyd, og deles ofte inn i to typer: [13]

- Irriterende støy fra f.eks. ventilasjonsanlegg, kjøleskap eller lignende.

- Skadelig vedvarende støy fra støyende omgivelser  $> 80$  dB(A) og impulslyd  $> 130$  dB(A).

Det er ikke bare lydstyrken som er avgjørende for om en lyd er skadelig eller ikke. Tidsrom støyen varer og hyppighet man blir utsatt for den er avgjørende.

Hørselstap ved støy er den vanligste arbeidsskaden i Europa og kan oppstå enten ved langvarig høy støybelastning eller ved meget sterk kortvarig støy (impulslyd). Hørselstap forårsaket av støy er permanent og uhelbredelig. [13]

Støy kan gi andre skader enn kun hørselstap, som hjerte- og kar-sykdommer, gi høyere blodtrykk, magesår, svimmelhet, bidra til muskelspenninger og stressøkning, og det kan til og med påvirke ufødte barn. I tillegg kan det virke irriterende, trettende og svekke konsentrasjonsevnen og produktiviteten til en arbeidstaker. [5, 13]

Støy kan også øke risikoen for ulykker, da det kan gjøre det vanskeligere å høre og forstå signaler. Fare- og varselsignaler kan overdøves, det kan virke distraherende og det kan øke stressnivået som øker risikoen for at man gjør feil. Risikoen for å utvikle støyskader varierer fra person til person, men det er påvist støyskader hos mennesker i miljøer med støypåvirkning under  $85$  dB(A). [13]

Ved norske arbeidsplasser er det forskrift om tiltaks- og grenseverdier som setter grenser for tillatt lydnivå. Disse grensene er tilpasset de hensyn som må tas i forskjellige arbeidsmiljøer. Der hvor arbeidstakerne utsettes for et normert ekvivalentnivå<sup>3</sup> som overstiger grensene i forskriften, har arbeidsgiver plikt til å iverksette tiltak for å redusere støybelastningen. Arbeid i maskinrom kommer inn under lydgruppe III i forskriften, mens kontorer vil falle inn under kategori I. Grenseverdier og anbefalte verdier vises i tabell 2.2. Ved nybygg eller rehabilitering gjelder også NS 8175, nevnt i kapittel 1.1.

<sup>3</sup>Middelverdi i dB av det varierende lydnivå en person utsettes for på arbeidsplassen i løpet av én time.

<sup>2</sup>Middelverdi i dB av det varierende lydnivå en person utsettes for på arbeidsplassen i løpet av en åtte timers arbeidsdag.

TABELL 2.2: Grenseverdier og anbefalte verdier fra forskrift om tiltaks- og grenseverdier i arbeidsmiljø [13]

Gruppe	Arbeidsforhold	Høyeste tillatte grenser i dB	Anbefalte grenser i dB	Eksempler på arbeid
I	Store krav til vedvarende konsentrasjon eller behov for å føre uanstrengt samtale	55 <sup>1</sup>	45	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Saksbehandling</li> <li>• Undervisningslokaler</li> <li>• Møtevirksomhet</li> </ul>
II	Viktig å føre samtaler, eller vedvarende store krav til presisjon, hurtighet eller oppmerksomhet. Lite støyende utstyr direkte knyttet til arbeidet	70 <sup>1</sup>	60	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Eksepedisjon forretninger og varehus</li> <li>• Printer/kopierom</li> <li>• Betjening tog og buss</li> </ul>
III	Støyende maskiner og utstyr under forhold som ikke går inn under gruppe I og II	85 <sup>2</sup>	75	Betjening av støyende utstyr og prosesser i: <ul style="list-style-type: none"> <li>• Verksted og industri</li> <li>• Bygg og anlegg</li> <li>• Jord- og skogbruk</li> </ul>

## 2.3 Støy fra maskiner

Dieselmotorer er basert på prinsippet om intern forbrenning. I forbrenningsrommet over sylindren vil det kontinuerlig skje forbrenning av brennstoff. Stempelet vil være i konstant bevegelse på grunn av prosessen med lufttilførsel, kompresjon, forbrenning og eksosutløp, og dette kan medføre kraftige trykkbølger i form av lyd. Lyden forplanter seg gjennom eksoskanalen, luftbåren støy til maskinrommet og strukturell overført støy gjennom vibrasjoner i tilstøtende konstruksjoner. Ved strukturell støy virker konstruksjonen som en forsterker, og lyden kan derfor bære langt fra maskinrommet. Turboladerstøy er ikke diskutert i denne rapporten da store turboladere ikke er i bruk i maskinlaboratorium.

### 2.3.1 Lydkrav til maskinrom i Høgskolen i Bergen

På Høgskolen i Bergen er det strenge krav til støysmitte mellom arealer og fra tekniske anlegg. Skolen er utstyrt med mange forskjellige spesialrom til de ulike utdanningene. Spesialrommene, som musikkrom, øve-sykehus og maskinrom medfører en ekstra støybelastning for bygget. Denne støybelastningen har man måtte håndtere ved prosjektering og bygging av det nye høgskolebygget. Det er Multiconsult som har laget den premissgivende akustikkrapporten for bygget, og denne beskriver krav og funksjoner som prosjekterende og utførende skulle følge ved prosjektering og bygging av høgskolebygget. Lydkrav som gjelder for denne rapporten angis under de spesifikke kapitlene i analysen av resultatene i kapittel 4.

### 2.3.2 Støyreduksjonstiltak for luftbåren og strukturell støy

Lyd fra eksoskanaler til omgivelsene kan reduseres til akseptable nivå ved bruk av lydfeller. Lyd som forplanter seg direkte fra motorblokken er imidlertid vanskeligere å håndtere. Lydisolering av selve motoren har blitt forsøkt, men har vist seg å være upraktisk. Ofte brukes er lydisolerte rom eller containere. Dette brukes for diesel-generatorsett om bord i skip med den virkning at hjelpemotorer kan benyttes når skipet er i havn, og vedlikehold kan gjøres uten forstyrrelser. Større motorer i skip blir sjelden satt i containere, da de er så store. Det hender de settes i egne rom separat fra hjelpemotorer slik at det i motorrom med motorer som er under vedlikehold ikke er forstyrrende støy fra hjelpemotorer. Tilstrekkelig ventilasjon til disse rommene er svært viktig for fullstendig forbrenning i motoren. For å hindre at støy skal forplante seg i inntakskanaler er disse ofte montert som en labyrint da støy reduseres når den treffer en flate. Et dårlig lydisolert og vibrasjonsdempet maskinrom vil være svært forstyrrende for brukere av skip eller bygg.

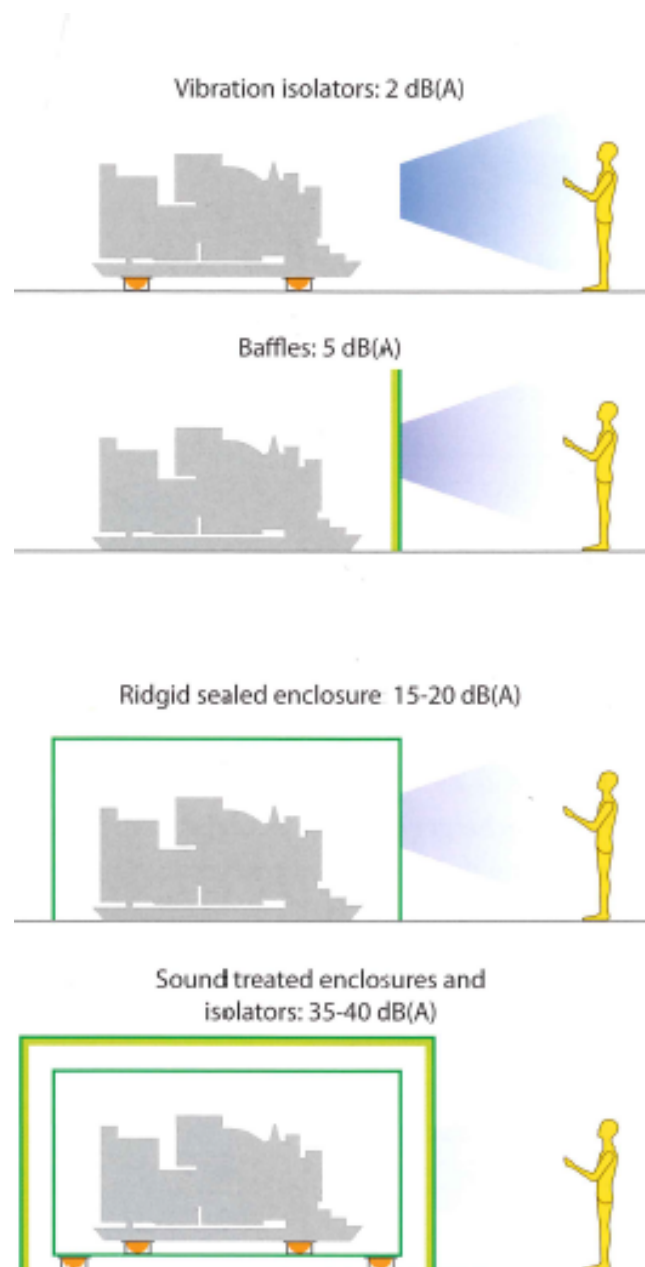


Figur 2.5 viser fire forskjellige måter å redusere støy og vibrasjoner fra motoren på.

1. Vibrasjonsisolatorer – Motoren monteres på vibrasjonsisolatorer for demping av vibrasjoner til underlaget. Dempingseffekt på 2 dB(A).
2. Lydisolert vegg – Det monteres en lydisolert vegg foran motoren. Dempingseffekt på 5 dB(A)
3. Lydisolert rom – Motoren monteres i eget lydisolert rom. Dempingseffekt på 15 – 20 dB(A).
4. Lydisolert rom og vibrasjonsisolatorer – Motoren monteres i en kontainer i et eget lydisolert rom der både kontaineren og motoren er montert på vibrasjonsisolatorer. Dempingseffekt på 35 – 40 dB(A). [5]

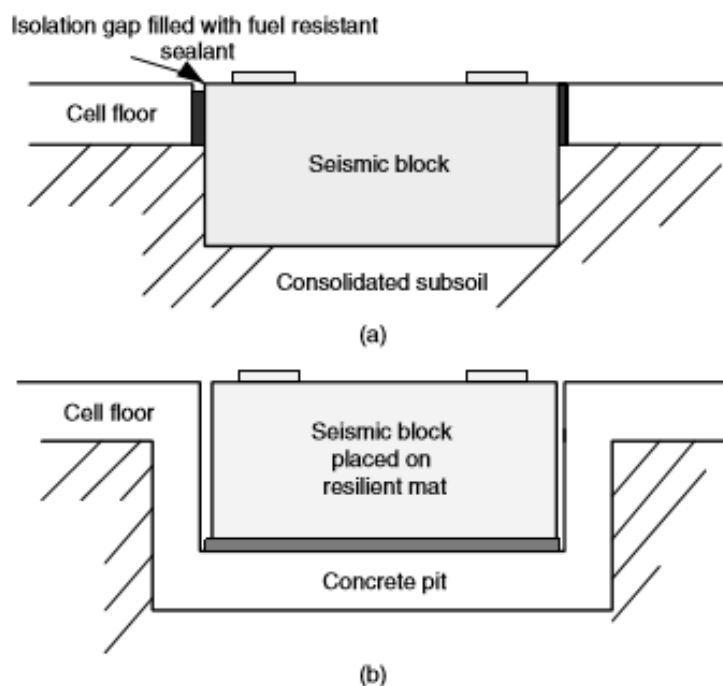
Motorer brukt i laboratorium vil ha de samme støykildene som nevnt ovenfor, men de vil være mindre, som ved høyskolens en-sylindrede motor. Dette medfører selvsagt at vibrasjonene fra slike motorer ikke er like store som i f.eks en skipsmotor, men prinsippet for lyd-demping av rom/laboratorieceller, vibrasjonsisolering og lydfeller i eksoskanaler er det samme. Laboratorier har ofte høyere krav til støy til omliggende rom og ut av avkasthetten enn skip og kraftverk. Derfor er det viktig å lydisolere testrommet og gjøre tiltak mot vibrasjons-overføring fra motoren til konstruksjonen.

Hvis laboratoriet skal benyttes til støymålinger av motorer, må spesielle tiltak gjøres med rommet for at målingene skal oppfattes korrekt av måleinstrumentet. Videre beskrivelse av dette tas ikke med i denne rapporten. Dette kan leses mer om i boken *Engine Testing* av Michael Plint og Anthony Martyr. [14]



FIGUR 2.5: Lyddemping i motorrom ved forskjellige tiltak. [5]

Vibrasjonstiltak kan gjøres ved at motoren monteres på vibrasjonsdempere (maskinsko), fastspennes i en holder som skal ta opp vibrasjonene eller installeres på en egen plate støpt til formålet. Platen vibrasjonsisolerer da mot resten av konstruksjonen. To forskjellige måter å gjøre dette på vises på figur 2.6.



FIGUR 2.6: Vibrasjonsisolering ved støpning av egen plate. (a) Isolert fundamentblokk for teststand plassert på fast grunn. (b) Seismikk blokk på motstandsdyktig matte i grunn pit. [14]

### 2.3.3 Støyreduksjonstiltak for støy fra eksosanlegg

Eksossystemet fra motorer kan føre lyd og vibrasjoner fra motoren til toppen av avkasthetten og ut til omgivelsene rundt. Dette kan medføre støy i store områder rundt avkasthetten. Lyd fra avgassen i eksossystemet dempes ved bruk av lydfeller, men pulsasjoner fra forbrenningen kan også forårsake støy. Derfor er det viktig at eksossystemet holdes vibrasjonsfri. Dette gjøres ved hjelp av vibrasjonsisolatorer. Eksossystemet må også utstyres med foldebelger som kan absorbere ekspansjon av materialer pga. temperaturvariasjoner. Ved store motorer kan eksossystemet oppta større fysisk plass enn selve motoren. Det er derfor en viktig del av et motoranlegg som kan ha

store konsekvenser for design og utseende på konstruksjonen rundt og i motorrommet.

Støy gjennom eksoskanaler er ofte svært kritisk ved laboratorier. Det er ofte høye krav til maksimal støyforurensing til resten av bygget og omgivelsene. Derfor må lydfeller benyttes. Det er også viktig med vibrasjonsdemping på kanalsystemet og ved avkasthette. Det kan være fordelaktig å montere pipa med 90° bend vekk fra vindretningen da det omvendte kan medføre høyere støynivå og i noen tilfeller at vindtrykket kan påvirke målinger. I de fleste tilfeller blir pipa montert rett opp for å få vekk gassene og støyen. [14] Kanalsystemet må tåle eksosgasser med temperaturer opptil 200°C. Dersom kanalene føres opp gjennom et bygg er dette viktige designparametere i forhold til brannfare. Kanalene må brannisoleres.

### **Lydfeller**

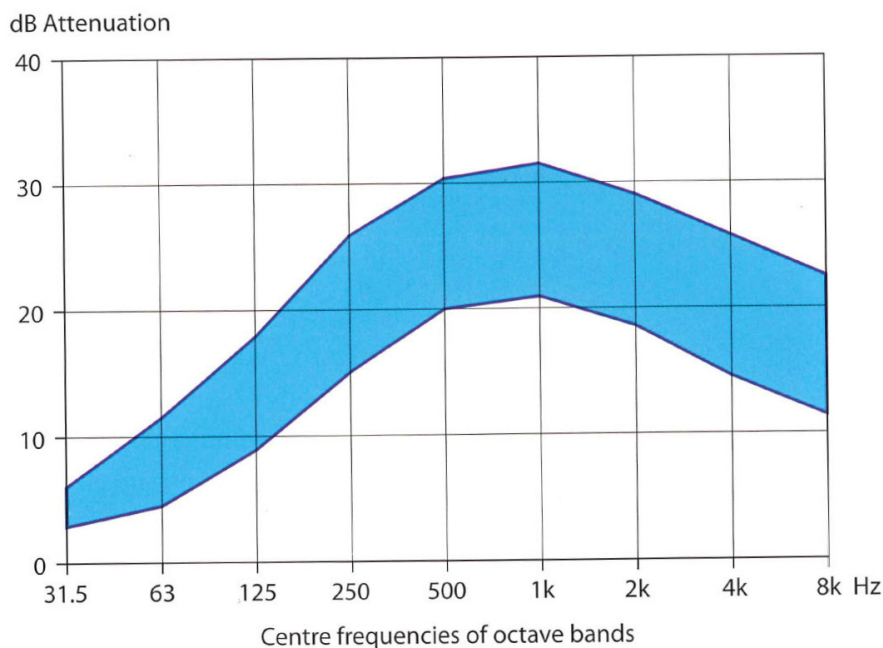
Det er forskjellige versjoner av lydfeller. For to- og fire-takts motorer er lydfellene ofte eksplosjonssikre med gnistfangere og med baffler for forskjellige lydfrekvenser generert av motoren. Det er to hovedprinsipper for lydfeller og man må ofte bruke lydfeller som anvender en kombinasjon av de to.

#### **Absorbsjonslydfeller:**

Eksosgassene strømmer gjennom lydabsorberende materiale, som ubrennbar mineralull. Disse er egnet for å dempe frekvenser mellom 150 og 5000 Hz. Absorbasjonslydfellen bør derfor ikke være den første lydfellen i systemet. Hus og ekspansjonskammer lages som oftest av karbonstål med en tykkelse på minimum 3 mm.

#### **Refleksjonslydfeller:**

Lydfellen konstrueres slik at lyd reflekteres innvendig i lydfellen og ikke følger eksosgassene ut. Lydbølgene generert av refleksjonen inni lydfellen og innkommende lydbølger kansellerer hverandre og dermed reduseres lydnivået ut. Dette er ofte den første lydfellen i systemet. Figur 2.7 viser lydreduksjon i en lydfelle ved forskjellige frekvenser. Den viser at man kan forvente en reduksjon av lydnivå på 25 til 30 dB(A) ved 500 til 1000 Hz.

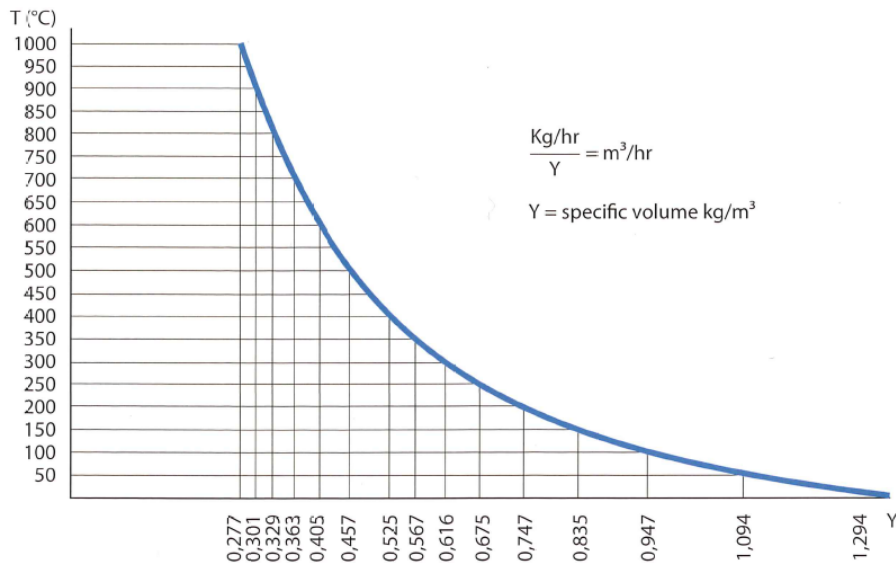


FIGUR 2.7: Lyddemping i en lydfelle over frekvenser fra 31,5 til 8000 Hz [5]

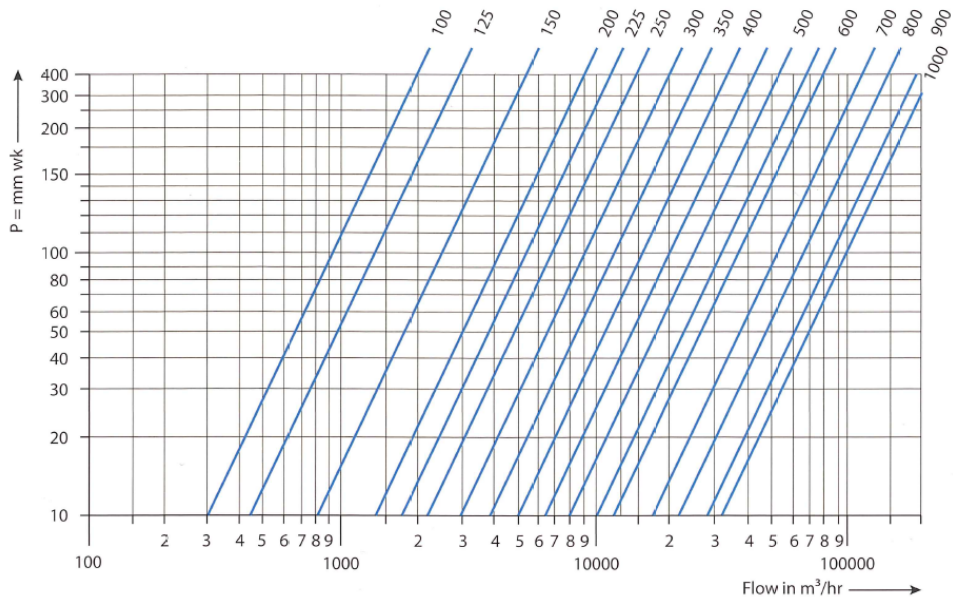
### Dimensjonering av lydfeller:

For en forenklet måte å velge en lydfelle til eksosgassystem benyttes eksosgassmengden i kg og eksostemperaturen. Eksosgassstemperaturen benyttes i et diagram som gir tettheten til eksosgassen i  $\text{kg}/\text{m}^3$ . Deretter brukes denne til å finne eksosgassmengden i  $\text{m}^3/\text{h}$ . Man kan da gå inn i leverandørens dimensjoneringsdiagram og finne hvilken størrelse man trenger i forhold til luftmengde og akseptert trykkdifferanse over lydfellen. Et eksempel på slike diagrammer er vist i figur 2.8 og figur 2.9.

Ved mer nøyaktig dimensjonering av lydfeller, må man vite lydeffekten fra motoren til eksoskanalen, evt. lydeffekten ut av avkasthetten som i denne rapporten. Det siste er mest aktuelt ved ettermontering. Deretter finner man en lydfelle som demper lydnivået i de kritiske frekvensene slik at man får den lydeffekten ut av avkasthetten man behøver for å tilfredsstille de støykrav man måtte ha.



FIGUR 2.8: Tetthet av eksosgass i  $\text{kg/m}^3$  i forhold til temperatur. [5]



FIGUR 2.9: Dimensjoneringsdiagram for lydfeller ved kjent luftmengde og akseptabel trykkdifferanse.[5]

## 2.4 Motorer i maskinlaboratoriet på høyskolen

I maskinrommet er det per dags dato montert to motorer. Disse er en fullskala Volkswagen 1,4 l 4-sylindret bensin bilmotor og en ensylinder Petter Diesel PH1W testmotor. De er tilkoblet vannkjølingsanlegg som er tilkoblet byggets varmesystem gjennom en varmeveksler. Tanken er at varmen motorene produserer skal overføres og utnyttes til varmesystemet.

Varmeveksleren er i følge systemskjema dimensjonert for 300 kW. Denne er muligens overdimensjonert på grunn av usikkerhetene de prosjekterende hadde i prosjekteringsfasen. Usikkerheter i dette tilfellet ville være type motorer, testregime og fremtidige endringer av utstyr, samt manglende dokumentasjon på eksisterende motorer med tanke på varmeavgiving.

Ved støy- og vibrasjonsanalyse av maskinrommet og eksosavkast vil det være Petter Diesel som genererer støyen og vibrasjonene. Dette er på grunn av at den avgir den mest lavfrekvente støyen, og det er denne som er vanskeligst å fjerne. Det var også denne motoren som var tilgjengelig på måletidspunktet, da Volkswagen-motoren ikke var operativ. Det finnes ingen informasjon om støy, varmeavgivelse eller drivstofforbruk for Petter Diesel-motoren da den ble produsert rundt 1960. Avgitt støy fra avkasthette finner man ved målinger. Denne støyen vil være litt dempet i forhold til den som avgis av motoren til eksosanlegget. Dette er på grunn av at lyden dempes av for eksempel retningsendringer i kanalnettet.

I databladet til Petter Diesel PH1W er maks effekt ut av motoren oppgitt til 8,2 hk [15], noe som tilsvarer ca. 6,1 kW. I databladet er det hverken oppgitt mengden kjøleluft nødvendig for å fjerne strålevarme eller et Sankey diagram som viser andel drivstoff som går over til strålevarme. Man kan dermed ikke uten videre si noe om andel strålevarme som avgis fra motoren til omgivelsene. Datablad til Petter Diesel PH1W finner man i vedlegg I. Figur 2.10 viser Petter Diesel PH1W i maskinrommet.



FIGUR 2.10: Bilde av Petter Diesel PH1W i maskinrommet. Eksosrøret fra motoren er koblet til rommets eksossystem i taket.



# Kapittel 3

## Metode

Dette kapittelet inneholder beskrivelse av hvordan lydmålinger av lyd fra avkasthette og vibrasjonsmålinger i maskinrom ble utført. Resultat og analyse av det er beskrevet i kapittel 5 - Dimensjonering av tiltak. Lyd og vibrasjonsmålingene ble utført av forfatteren av denne rapporten, med hjelp fra akustiker i Multiconsult, Kjetil Sundfjord. Måleutstyr ble lånt fra Multiconsult.

På forhånd ble det sendt ut en undersøkelse blant de ansatte som har kontor i 5. etasje i D-blokken. Undersøkelsen spurte om de hadde funnet støy fra avkasthetten forstyrrende, hvilken del av støyen; bass, diskant eller vibrasjoner, de fant mest forstyrrende og hvilke plager støyen gav. Det var 11 personer som svarte på undersøkelsen, og 40 % oppgav at støyen hadde plaget dem. Disse oppgav at det var spesielt bass og vibrasjoner som var forstyrrende. To personer oppgav økt stressnivå, sviktende konsentrasjon, og at de måtte forlate kontoret sitt på grunn av støyen. Tre oppgav at det ble vanskeligere å tenke. Undersøkelsen ble gjort på en tid da motoren kun sporadisk hadde vært i bruk siden innflytting i bygget, og man stilte desverre ikke spørsmål om posisjon på kontoret til deltaker i forhold til avkasthetten. Man kan anta at de som har svart at støyen er forstyrrende, er de som har kontor ved avkasthetten og har vært på kontoret når motoren en, til da, sjelden gang har gått.

### 3.1 Utførelse av lydmålinger

Siden de ansatte i kontorareal i 5. etasje i D-blokken, spesielt de i umiddelbar nærhet til avkasthette, har klaget på støy fra denne,



FIGUR 3.1: Avkasthette på tak med regnskjerm, avkasthetter i svart ved siden av.

så utførte man lydmålinger tredje mars 2015. Motoren som kjørtes var som kjent Petter Diesel i maskinrommet. Denne har vært under klargjøring til en annen masteroppgave denne vinteren, så det var først i starten av mars at den var klar til å kjøres. Masteroppgaven som skrives på Petter Diesel medfører mye kjøring av motor for å utføre diverse målinger på denne. Dermed ville støy fra denne motoren være betydelig utover våren. Målet med lydmålingene var å vurdere lydnivået fra avkasthette opp mot lydtrykkkravet i NS 8175:2012, både fra tekniske installasjoner på yttervegg og i kontor.

Avkasthetten er plassert på hovedtaket til høyskolen. En mindre 5. etasje med kontorer er oppå hovedtaket. Dermed kommer det eksos opp utenfor vinduene til kontorene. Både i TEK10 kapittel 13 og arbeidstilsynets veiledning om klima og luftkvalitet på arbeidsplassen er det krav om at forurensing ikke skal spre seg i arbeidslokaler, men fjernes fra bygget ved forurensingskilden. Når eksosen kommer opp rett utenfor kontorer med mulighet for å åpne vindu, vil dette kunne medføre at eksosen blir ført inn igjen i bygget. Det er derfor en meget uheldig løsning at avkasthetten er plassert slik. [16, 17]



FIGUR 3.2: Feltkalibrering av lydmåler med 1000 Hz ren tone på 114 dB.

Avkasthetten er montert på et takoppbygg, sammen med avkasthetter for avtrekk fra kjemilaboratorium. Takoppbygget ble målt til lengde: 3,9 m, bredde: 2,2 m og høyde: 1,53 m. Alle avstandsmål ble gjort med avstandslaser.

Målingene ble gjort med Norsonic Nor140 lydmåler, NOR1209 forsterker og Nor1225 mikrofon, lånt fra Multiconsult AS, og ble feltkalibrert før start av målinger med en tone på 114 dB ved 1 000 Hz. Utstyret skal sendes til kalibrering hos produsenten ca. en gang i året, sist 30.07.2014. Det er dermed på tide at denne sendes til kalibrering. Feltkalibrator Nor1251 var kalibrert 10.02.2015.

Utvendige målinger ble utført etter NS 8172:2009 - Måling av lydnivå utendørs fra tekniske installasjoner. Innvendige målinger i kontor ble utført etter NS-EN ISO 16032:2004 - Måling av lydtryknivå fra tekniske installasjoner i bygninger - Teknisk metode. Man antok kuleformet spredning av lyd fra hetten og at takoverflaten var et reflekterende underlag, så man står igjen med en halvkule-spredning av lyden. Alle målinger har en oppløsning på 1 sekund.

Når målingene ble utført gikk motoren på 1650 rpm (omdreininger per minutt) med 74 % last. Lydeffekten fra motoren ble antatt å være



FIGUR 3.3: Lydmåling på fasade. Mikrofon teipet til vindu. Siden det var vindstille var det ikke nødvendig med vindhette. Bilde av avkasthette reflekteres av vinduet.

noenlunde konstant under måletiden. Dette viste seg å stemme bra. Utvendige målinger ble gjort ved temperatur på  $3^{\circ}\text{C}$ <sup>1</sup> og det var vindstille. For å kunne regne seg tilbake til lydeffekten fra avkasthetten ble lydtrykket målt i en horisontal avstand på 2,2 meter. Det ble også utført en FFT-måling i horisontal avstand på 2,1 meter for å kunne analysere ved hvilke frekvenser lydtrykket var størst.

Målinger på fasade ble gjort etter NS 8172 på vindu til kontor D509, som man senere målte lydnivået inne i. Vinduet og kontoret er ca.  $30^{\circ}$  til venstre for avkasthetten, sett fra hetten, i avstand 6,3 meter. Det ble utført fem målinger på fasade for å kunne beregne måleusikkerhet. Hver måling varte i 30 sekunder.

Lydmålinger i kontor ble gjort etter NS-EN ISO 16032. Kontoret, D509, ble valgt blant de som var nærmest avkasthetten og det var dette kontoret som var tilgjengelig på tidspunktet målingen ble utført.

<sup>1</sup>Temperatur hentet fra værdata for det aktuelle tidspunktet



FIGUR 3.4: Kontor D509 hvor det ble utført innvendige lydmålinger. Avkasthette ses gjennom vinduet.

Etter standarden skal tre målinger gjøres i kontor, en måling i det mest kritiske hjørnet og to målinger i etterklangsfeltet. Først ble det gjort målinger for å finne det hjørnet med høyest lydtrykk, dette viste seg å være høyre hjørne ved døren. Deretter målte man to ganger i dette hjørnet for å kontrollere om det var stort avvik i lydtrykk mellom de to målingene. Siden det var mindre enn 1 dB differanse mellom de to, kunne man utføre den faktiske målingen i hjørnet i 30 sekunder. Deretter utførte man to målinger i etterklangsfeltet. Avstandsmål gitt i standarden på 0,5 m fra vegg og 1,5 m fra gulv i hjørnet og 0,75 m fra romflate og 0,75 m mellom målepunkt i etterklangsfeltet, ble overholdt ved målingene.

Når dieselmotoren var slått av utførte man lydtrykkmålinger utvendig og i etterklangsfelt på kontor for å kontrollere om man måtte korrigere for bakgrunnsstøy på målingene. Bakgrunnsstøyen var mer enn 10 dB lavere enn når dieselmotor var på, så den kan neglisjeres.

## 3.2 Utførelse av vibrasjonsmålinger

Vibrasjoner fra diesel motoren i maskinlaboratoriet i kjelleretasjen i D-blokken overføres til store deler av etasjen. Man kjenner godt vibrasjonene i gulvet utenfor rommet. Motoren står på maskinsko som skal dempe vibrasjonene, men disse virker feildimensjonert.

Gulvet i rommet er ikke vibrasjonsisolert fra resten av gulvet i etasjen. Vibrasjonsmålingene ble utført med samme måleinstrument som lydmålingene, med tilleggsutstyr i form av et piezo-elektrisk element. Det ble utført vibrasjonsmålinger på tre steder på rammen motoren står på og fire målinger på gulvet rundt maskinen. I tillegg ble det gjort FFT-målinger i noen av de samme punktene, en på ramme og to på gulv.



FIGUR 3.5: Vibrasjonsmåling på gulv i maskinrom. For å feste måleren til gulvet brukte man honningvoks.



### 3.3 Vurdering av prosjektert underlag

Siden høyskolebygget ikke har vært ferdig overlevert til Statsbygg da denne masteroppgaven ble skrevet var det vanskelig å få tak i underlag fra prosjekteringen og hvordan anleggene var bygget. Til slutt lyktes man med å få tak i et systemskjema som viser eksossystemet og en plantegning av underetasjen D-fløy som viser ventilasjonsanlegget og eksoskanalen slik den er bygget. Se vedlegg A. Man har ikke lyktes med å komme i kontakt med personene som har prosjektert denne delen av anlegget.

Plantegningen viser at maskinrommet grunnventileres med luftmengde  $\pm 300 \text{ m}^3/\text{h}$ . Det vil si at når rommet ikke er i bruk, så tilføres det og trekkes av  $300 \text{ m}^3/\text{h}$ . Ventilasjonen er balansert. Når maskinen starter skal det tilføres  $2000 \text{ m}^3/\text{h}$  ekstra til rommet. Da skal eksoskanalen fjerne  $2500 \text{ m}^3/\text{h}$  for å skape et undertrykk i rommet. På systemskjemaet viser det at det før var tenkt at en vifte på eksoskanalen skulle gjøre denne jobben, men den er fjernet og eksosen føres oppover kanalen med naturlig oppdrift, og luftmengden den fjerner vil være langt fra  $2500 \text{ m}^3/\text{h}$ . Mistanken er at enten blir rommet aldri tilført  $2000 \text{ m}^3/\text{h}$  ved start av maskiner siden det ikke er vifte på eksosen, eller at rommet vil få konstant overtrykk når motorene er i gang. Erfaringer gjort av labingeniørene, er at avgassingen fra maskinene ikke fjernes godt nok fra rommet på grunn av for dårlig avtrekk. Det er også et mottrykk av en viss størrelse i eksoskanalen på grunn av dens lengde som igjen skaper problemer for motoren. Hvis den ikke klarer å trykke eksosen ut, blir sylinderen fylt med gasser og man klarer ikke få frisk luft inn for å kjøre forbrenningsprosessen. Det kan tenkes at for dårlig ventilasjon av maskinrommet når maskinene er i gang, kan medføre innånding av farlige avgasser, spesielt hvis eksos slår tilbake inn i rommet. Det kunne være en god idé å installere målere som måler og varsler om høye nivå av for eksempel karbonmonoksid, CO, i rommet. Dette er observasjoner som kan tas videre av labingeniørene eller andre hvis ønskelig.

### 3.3.1 Vurdering av installert lyd- og vibrasjonsdemping

Plantegningen og systemskjemaet viser at eksoskanalen blir ført fra maskinrommet, inn i bølgetanklaboratoriet ved siden av, over to store ventilasjonskanaler i korridor og opp i en sjakt som går til tak. Grunnen til at kanalen blir ført så langt fra maskinrommet er at den er ført opp på taket sammen med avkast fra kjemilaboratorium i 3. etasje. Disse går i samme sjakt til tak, og avkasthettene fra kjemilaboratorium er montert ved siden av avkasthette for eksos. Eksoskanalen er en prefabrikkert dobbeltmantlet isolert spesialkanal med innvendig diameter på 250 mm og utvendig diameter på 315 mm. Det er tatt hensyn til at kanalen skal føre bort varme gasser, og den er derfor brannisolert. Det er spesifisert minst 50 mm avstand fra kanalen til brennbare materialer. En sirkulær lydfelle med lengde 300 mm er montert på kanalen og mantlet utvendig, men i følge plantegning skulle denne være 1200 mm lang. Verken plantegningen, systemskjemaet eller visuell inspeksjon gir informasjon om lydfellen, men utfra annen informasjon på plantegningen, kan man anta at den er levert av Swegon, en ventilasjonsleverandør. Andre lydfeller på tegningen er av type CLA-A, men denne lydfellen tåler kun en medietemperatur på maks 50°C. [18] Eksosgassen vil ha mye høyere temperatur enn dette og det kan bety at innmaten i lydfellen er ødelagt. Man forespurte både Swegon og Statsbygg om de hadde informasjon om hvilken lydfelle som er installert, men ingen kunne svare.



# Kapittel 4

## Analyse av måledata fra støy- og vibrasjonsmåling

I dette kapitlet vil måledata fra støy- og vibrasjonsmålingene utført tredje mars behandles og analyseres. Beskrivelse av utførelsen av målingene finner man i kapittel 3.

### 4.1 Analyse av støynivå fra avkasthette for eksos

For avkasthetten ble det gjort måleserier i henhold til gjeldende norske standarder i tre målepunkt. Målepunktene er som følger:

- Fritt-feltsmåling av eksosavkast ute i horisontalavstand 2,2 m. FFT-måling i fritt-felt i avstand 2,1 m. Lydmåling skal brukes til å beregne lydeffekt til støykilden, her avkasthetten.
- Lydmåling på fasade for å sammenligne med krav angitt i NS 8175.
- Lydmåling inne i kontor for å sammenligne med krav angitt i NS 8175.

I de følgende underkapittelene vil lydmålingene behandles og analyseres i henhold til de angitte standarder.

### 4.1.1 Beregning av lydeffekt

Lydeffekten til avkastheten finner man ved å regne seg tilbake fra lydtrykk og avstand til lydkilden. Det er lydeffekten man skal bruke når dempning skal vurderes, da det er lydeffekten man ønsker å dempe. Det ble gjort en måling i fritt felt, samt en FFT måling. Det er kun målingen i fritt felt som benyttes til å beregne lydeffekt. FFT-måling kan brukes til å vurdere hvilke frekvenser som bidrar med det høyeste støynivået.

Ved måling av lydtrykk målte man i en avstand 2,2 meter fra avkastheten. Målingene gav en A-veid lydeffekt og et lineært spekter for gjennomsnittlig lydtrykk og for maksimalt lydtrykk. Måleresultat finner man i vedlegg B. Lydeffekt beregnes ut fra følgende formel:

$$L_{w,A} = L_{p,A} + (20 \log d) + R \text{ dB(A)} \quad (4.1)$$

Der  $d$  er avstand i meter fra lydkilden,  $L_{p,A}$  er A-veid lydtrykk og  $R$  en korrigeringsfaktor i dB etter hvordan lydkilden er montert og hvordan lyden spres fra kilden; om det er fritt felt ( $R=11$ ), halvkule ( $R=8$ ), kvart kule ( $R=5$ ) eller 1/8 dels kule ( $R=2$ ). I vårt tilfelle er  $R$  en halvkule siden lyden blir reflektert fra taket på bygget. Gjennomsnittlig lydeffekten blir da:

$$L_{w,A} = 74 + (20 \log 2,2) + 8 = 89 \text{ dB(A)} \quad (4.2)$$

Tilsvarende finner man maksimal lydeffekt:

$$L_{w,A,\text{maks}} = 75 + (20 \log 2,2) + 8 = 90 \text{ dB(A)} \quad (4.3)$$

Dempningsdata fra lydfeller er som oftest angitt i hel-oktavnåband fra 63 Hz til 8 kHz. For å sammenligne med disse, må dermed det lineære spekteret A-veies og man må logaritmisk summere opp tredjedels oktavnåbandene til heloktavnåband. Deretter bruker man hver av lydtrykkene i heloktavnåbandet i lydeffektformelen 4.1. Logaritmisk summasjon av heloktavnåbandene blir da samme tall som  $L_{w,A}$ . Tabell 4.1 viser oktavnåbandet som skal dempes. Her er 31,5 Hz med for den tilfører en viss påvirkning til lydeffekten, selv etter A-veining.

TABELL 4.1: Oktavbånd lydeffekt  $L_{w,A}$  og  $L_{w,A,max}$  fra avkasthette som skal dempes av lydfelle

Oktavbånd Hz	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$L_{w,A}$ dB	65	73	86	85	75	62	52	49	43
$L_{w,A,max}$ dB	65	74	87	87	77	69	61	55	50

#### 4.1.2 Analyse av fasademåling

Som nevnt i kapittel 3.1 ble fasademåling utført på vindu til kontor D509 som innvendig målinger ble utført i. Det er NS 8172 som angir krav til hvordan målingen skal utføres, mens NS 8175 angir krav til lydnivå utenfor vindu. Det var vindstille under målingen og temperaturen var 3°C. Dermed er det ikke nødvendig å korrigere for meteorologiske forhold. Måling av bakgrunnsstøy viste at bakgrunnsstøy var 45,8 dB(A), som er mer enn 10 dB(A) under fasademålingene. Dette medfører at man ikke må korrigere for påvirkning av bakgrunnsstøy.

I NS 8175 skal måledataene sammenlignes med krav for klasse C. Klasse C er angitt i teknisk byggeforskrift fra 1997 til 2010 som tilfredstillende for å oppfylle kravene i byggeforskriften.[19] I tabell 36 i NS 8175 er lydklasser for kontorer i brukstid; lydnivå utenfor vindu fra tekniske installasjoner angitt. I tabellen er kravet angitt som lydnivå utenfor vindu fra tekniske installasjoner i samme bygning eller i annen bygning. Siden man har målt lydnivået på fasade må man korrigere lydnivået for en viss avstand fra vinduet. Da må man se for seg en situasjon der mikrofonene står et stykke fra vinduet, men at den blir påvirket av refleksjoner fra fasaden. Da skal man korrigere fasademålingen med -3 dB. Hvis mikrofonen er tenkt plassert i fritt felt (ikke påvirket av refleksjoner fra flater) må målingen korrigeres med -6 dB. [20]. Krav for lydnivå utenfor vindu er vist i tabell 4.2

TABELL 4.2: Lydklasse C for kontorer i brukstid. Lydnivå utenfor vindu fra tekniske installasjoner.[21]

Type bruksområde	Målestørrelse	Klasse C
Lydnivå utenfor vindu fra tekniske installasjoner i samme bygning eller i en annen bygning.	$L_{p,AF,max}$	45

Ved beregning av gjennomsnittet av de fem fasademålingene, får man  $L_{p,AF,max} = 80$  dB(A). For komplette måleresultat se vedlegg C. Dette må så korrigeres med -3 dB som beskrevet over. Lydnivået man skal sammenligne med, blir da 77 dB(A). Fra dette lydnivået skal det beregnes standardavvik og usikkerhet.

### Beregning av standardavvik og usikkerhet

Siden det ble gjort fem målinger à 30 sekunder på fasade, kan empirisk standardavvik og utvidet usikkerhet for lydtrykknivå (vedlegg D.4 i NS 8172) benyttes. [22] Det empiriske standardavviket beregnes etter følgende formel:

$$s = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{n=1}^N (L_{p,ATn} - \overline{L_{p,ATn}})^2} \text{ dB(A)} \quad (4.4)$$

Hvor  $L_{p,ATn}$  er målt A-veid tidsmidlet (ekvivalent) lydtrykknivå for måling  $n$  og  $\overline{L_{p,ATn}}$  er den aritmetiske middelværdien av  $N$  antall måleserier av  $L_{p,ATn}$ , beregnet fra ligningen

$$\overline{L_{p,ATn}} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N L_{p,ATn} \quad (4.5)$$

Konfidensintervallet (90 %)  $L_{p,AT}$  beregnet ut fra  $N$  måleserier er da gitt av:

$$\overline{L_{p,ATn}} + \frac{\ln(10)}{20} s^2 \text{ dB} + \langle U((\alpha = 0,05)N, s), U((\alpha = 0,95)N, s) \rangle \text{ dB(A)} \quad (4.6)$$

Verdien av utvidet usikkerhet  $U$  tas fra tabell D.2 i NS 8172 på bakgrunn av  $N$  og  $s$ .

Siden man her skal sammenligne verdier fra  $L_{p,AF,max}$ , benytter man disse målingene i formlene over. Først finner man  $\overline{L_{p,ATn}}$ :

$$\overline{L_{p,ATn}} = \frac{1}{5} \sum_{n=1}^5 L_{p,ATn} = 79,7 \text{ dB(A)} \quad (4.7)$$

Deretter finner man standardavviket  $s$ :

$$s = \sqrt{\frac{1}{5-1} \sum_{n=1}^5 (L_{p,ATn} - 79,7)^2} = 0,7 \text{ dB(A)} \quad (4.8)$$

Deretter benyttes tabell D.2 i NS 8172 for å finne utvidet usikkerhet  $U$  ved  $\alpha = 0,05$  og  $\alpha = 0,95$  på grunn av man skal være innenfor 90 % konfidens. Siden tabellen kun oppgir standardavvik med 0,5 intervall må man interpolere mellom  $s = 0,5$  og  $s = 1$ .  $U$  for 0,05 blir da -0,61, mens  $U$  for 0,95 blir 0,76. Konfidensintervallet blir da:

$$78 + \frac{\ln(10)}{20} \times 0,6^2 - 0,61 = 79,1 \text{ dB(A)} \quad (4.9)$$

$$78 + \frac{\ln(10)}{20} \times 0,6^2 + 0,76 = 80,5 \text{ dB(A)} \quad (4.10)$$

Med korrigerings for fasademåling, altså en reduksjon med 3 dB, kan man derfor med 90 % sikkerhet si at lydnivået ligger mellom 76,1 og 77,5 dB(A).

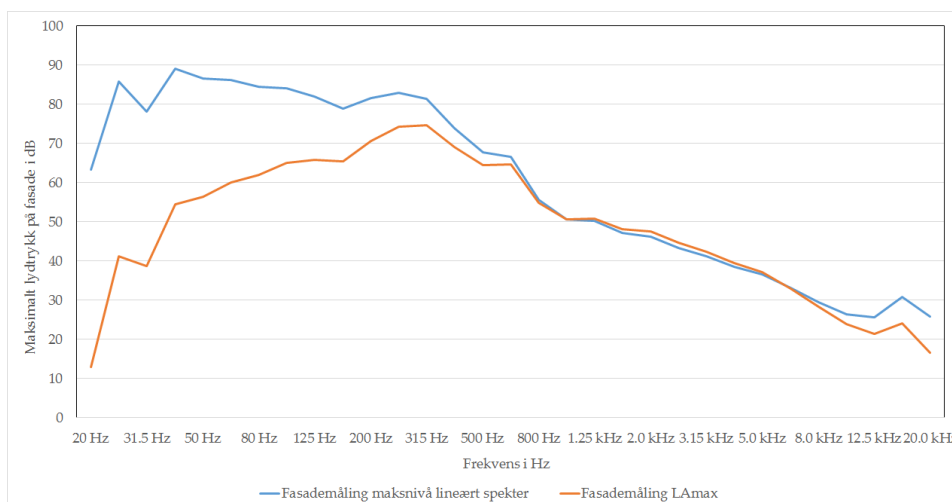
### Sammenligning med krav i NS 8175

I NS 8175 må man sammenligne målt lydnivå med kravet i standarden i hele tall. Derfor sammenligner man kravet på 45 dB(A) med 77 dB(A). Dette betyr at man ligger hele 32 dB(A) over kravet. Lydnivået fra eksosavkastet er ikke innenfor gjeldende krav for lydnivå utenfor vindu fra tekniske installasjoner.

I figur 4.1 er det illustrert differansen mellom lineært spekter og A-veid maksimalt lydtrykk på fasade. Verdiene er aritmetisk gjennomsnitt av de fem fasademålingene. Som grafen viser fjerner A-veingen en stor del av det lavfrekvente lydtrykket

### 4.1.3 Analyse av lydmålinger i kontor

Kontormålingene ble gjort i samme kontor som fasademålingene utenfor ble utført på. Kontoret målingene ble gjort i, hadde romnummer D509 og utvendig mål fra fasade til avkasthette er 6,3 m. Som



FIGUR 4.1: Lydtrykk på fasade - Lineært spekter mot A-veide frekvenser

nevnt i kapittel 3.1 ble målingen gjort i henhold til NS-EN ISO 16032 - Måling av lydtryknivå fra tekniske installasjoner i bygninger. [9] Fire hjørnemålinger ble gjort for å bestemme hjørnet med høyest lydtryknivå (C-veid som angitt i standarden). Deretter ble hjørnet med høyest lydnivå målt tre ganger (A-veid som angitt i standarden), der den siste målingen er gjeldende. Deretter ble det gjort to målinger i to punkt i etterklangsfeltet. Alle gjeldende målinger hadde en varighet på 30 sekunder. I hjørnet målte man 49,4 dB(A). I etterklangsfeltet målte man 53,2 dB(A) og 55,6 dB(A). Måling av bakgrunnsstøy viste at bakgrunnsstøy var 30,9 dB(A), som er mer enn 10 dB(A) under kontormålingene. Dette medfører at man i henhold til standarden ikke må korrigere for påvirkning av bakgrunnsstøy. NS-EN ISO 16032 angir standardavviket til en konstant lyd med lav variasjon i lydnivået og høy differanse mellom lydnivået til lydilden og bakgrunnstøyen til å være 0,8 dB(A).

De tre målingene brukes til å bestemme det A-veide nivået fra oktavbåndnivåene i frekvensområdet 63 Hz til 8 kHz. Dette gjøres ved å summere de lineære spektrene for hver oktav logaritmisk. Deretter skal formelen under brukes for å finne den logaritmiske summen som kan sammenlignes med kravene i NS 8175. Her trekkes A-filteret også fra det lineære spekteret.

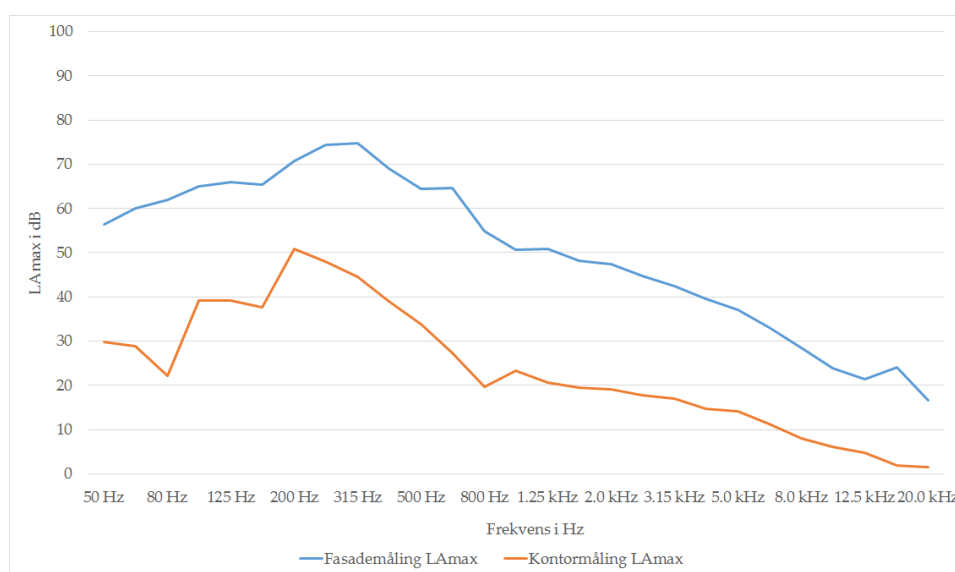
$$L_A = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1(L_i + A_i)} \text{ dB(A)} \quad (4.11)$$

der  $L_i$  er lydtrykket i oktavbånd  $i$ , og  $A_i$  er A-veiting for oktavbånd  $i$ . Kravet for ekvivalent og maksimalt A-veid lydtrykknivå i henhold til NS 8175 er angitt i tabell 4.3. Her er også resultatet av lydmålingene angitt etter behandling med formel 4.11.  $L_{p,AT}$  og  $L_{p,AF,max}$  er beregnet til henholdsvis  $53 \pm 0,8$  dB(A) og  $54 \pm 0,8$  dB(A). For måleresultat og beregninger se vedlegg D.

TABELL 4.3: Lydklasse C for kontorer i brukstid. Innendørs lydnivå fra tekniske installasjoner. [21] Målt resultat er fra lydtrykkmålingene i kontoret.

Type bruksområde	Målestørrelse	Klasse C	Målt
I kontor, fellesareal og møterom fra tekniske installasjoner i samme eller i annen bygning.	$L_{p,AT}$ (dB)	33	53
	$L_{p,AF,max}$ (dB)	35	54

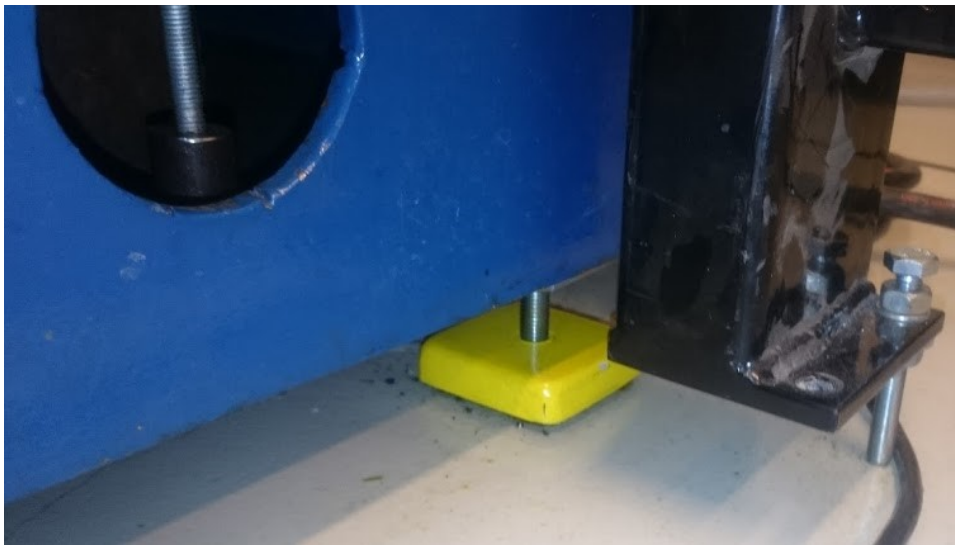
Målingene viser at ekvivalent A-veid lydnivå er 20 dB over tillatt lydnivå, og maksimalt A-veid lydnivå er 19 dB over kravet. Dette viser også at det er en demping på grunn av fasaden av  $L_{p,AF,max}$  fra ute til inne på 26 dB(A). Grafene over  $L_{p,AF,max}$  for fasade og i kontor er vist på figur 4.2. Denne viser at fasadekonstruksjonen demper lyden relativt konstant med 25-30 dB(A) over hele frekvensspekteret, men at den ved 200 Hz, hvor også lydtrykknivået er nesten på topp, demper mindre enn gjennomsnittet, kun 20 dB(A). Dempningen blir også dårligere ved høye frekvenser, men her er lydtrykknivået lavt.



FIGUR 4.2: Maksimalt A-veid lydtrykk på fasade og maksimalt A-veid lydtrykk i kontor.

## 4.2 Analyse av vibrasjonsmålinger

I maskinrommet er det gjort forsøk på å dempe vibrasjonene fra motoren ved å sette den på maskinsko. Maskinsko har gummiinnlegg som tar opp vibrasjonene. Disse demper ved visse frekvenser og man må dermed velge maskinsko for å dempe de frekvensene med største vibrasjoner. Maskinsko på Petter Diesel er av typen Rego og har kun en tynn gummisåle. Dette er ikke en vibrasjonsdemper og er ikke beregnet for vibrasjoner fra dieselmotorer. [23] Når motoren

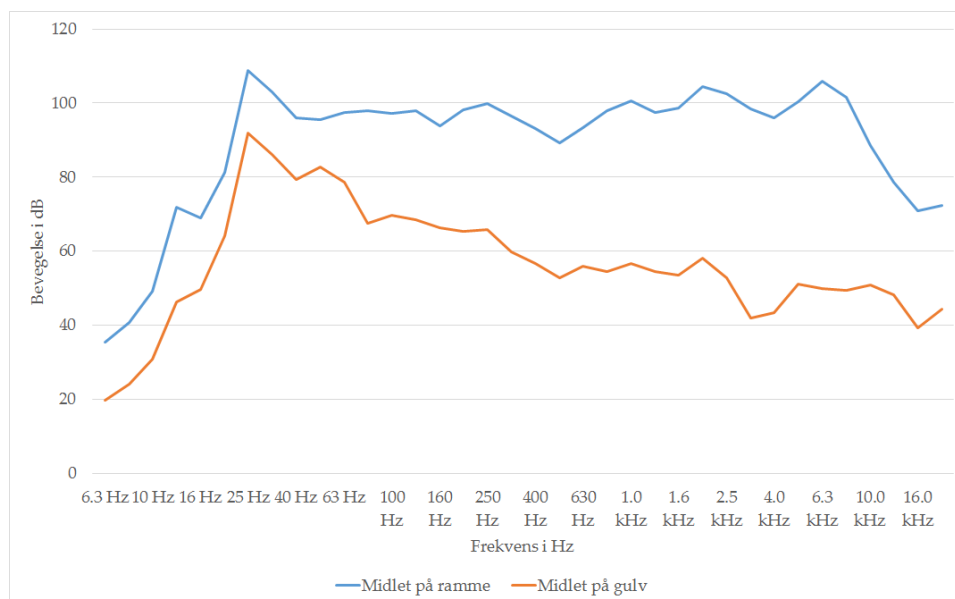


FIGUR 4.3: Maskinsko installert på rammen til Petter Diesel.

kjører, merkes det i kjellergulvet i D-blokken. Det er blitt sagt at man kjenner det i etasjen over i E-blokken, men denne påstanden er ikke etterprøvd i denne rapporten. Vibrasjonene fra maskinen er dermed ikke isolert fra motorblokken til gulvet, og gulvet i maskinrommet er ikke isolert fra resten av gulv og bæringsstrukturen i bygget.

Som beskrevet i kapittel 3.2, er samme måleinstrument benyttet som ved lydmåling med et piezo-elektrisk element som tilleggsutstyr. Dataene fra målingene kommer ut som akselerasjon,  $L_{a,r}$  i dB per frekvens i tredjedels oktavbånd. Disse er ikke A-veid. De tre målingene på ramme og de fire på gulvet ble så logaritmisk midlet. Figur 4.4 viser midlede målinger på gulv og ramme opp mot hverandre med hensyn på frekvens og akselerasjon i dB.





FIGUR 4.4: Midlet akselerasjon,  $L_a$  i dB på ramme og på gulv.

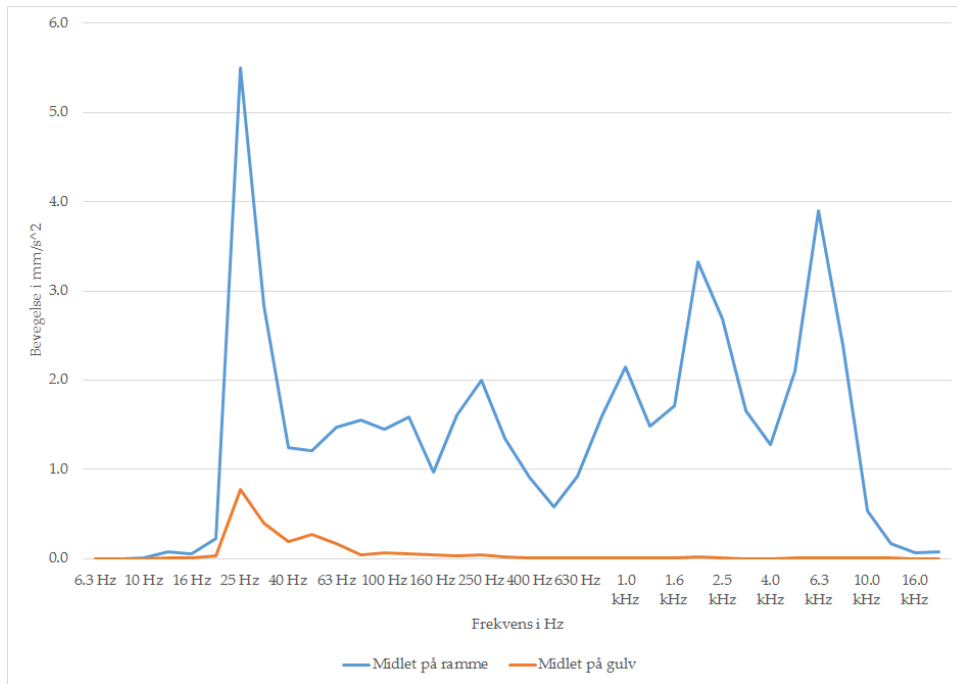
For å omdanne akselerasjon i dB til akselerasjon i  $\text{mm/s}^2$  må man bruke følgende formel:

$$a = 20 \times 10^{-6} \times 10^{\frac{L_a}{20}} \text{ mm/s}^2 \quad (4.12)$$

Der  $a$  er akselerasjon i  $\text{mm/s}^2$  og  $L_a$  er akselerasjon i dB.

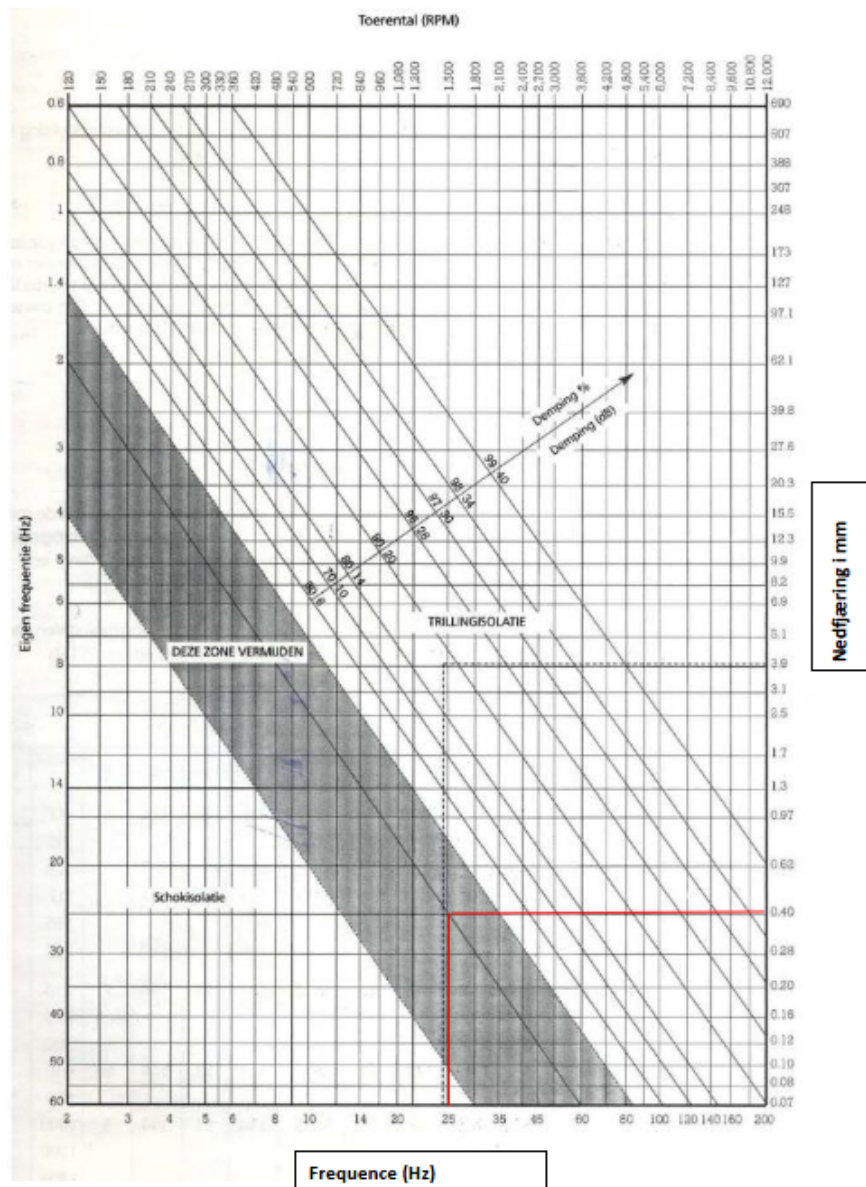
Figur 4.5 viser midlede målinger på gulv og ramme opp mot hverandre med hensyn på frekvens og akselerasjon i  $\text{mm/s}^2$ .

Av grafene ser man at det er fra 20 til 80 Hz at det er størst bevegelse i gulvet, da spesielt rundt punktet 25 Hz. Resten av frekvensene er godt dempet. Grunnen til at det er så store svinginger ved 25 Hz er at turtallet på motor og egenfrekvens på de demperne som benyttes ligger på samme frekvens.



FIGUR 4.5: Midlet akselerasjon i  $\text{mm/s}^2$  på ramme og på gulv.

Eigenfrekvensen av demperen er avhengig av belastningen og hvor mye sammenpressing demperen har. Siden man registrerte så store svinginger ved 25 Hz har demperene som er benyttet en nedfjæring på 0,4 mm ved 25 Hz. Figur 4.6 viser et isolasjonsdiagram for dempere der man ser at ved egenfrekvens 25 Hz har man 0,4 mm nedfjæring og at man ved 25 Hz ligger i det området man bør unngå. Uansett hvilken demper man velger vil man komme i konflikt med demperens egenfrekvens og motorens turtall. Dette vil bare forskyve seg. Hvis man installerer en demper med 5,1 mm nedfjæring kan man få svingingsproblemer ved 7 Hz. Forslag til ny løsning finner man i kapittel 5.2



FIGUR 4.6: Isolasjonsdiagram for maskinsko. Grå sone skal man prøve å unngå.



# Kapittel 5

## Dimensjonering av tiltak

I dette kapittelet vil man foreslå tiltak som kan utføres på eksosavkast og i motorrom for å redusere støy fra avkasthette og vibrasjon fra motor til kjellergulvet.

### 5.1 Foreslåtte tiltak - Demping av eksoslyd

Maksimalt lydkrav ved fasade er 45 dB(A) og dette kravet er satt slik at man ved normal dempning i fasade vil oppnå lydkravet i kontor. I analyse av kontormålingene så man at det var 26 dB differanse mellom ute og inne. Legger man dette aritmetisk på kontorkravet får man 59 dB(A). Man kan derfor trygt anta at fasaden er lydisolert nok til at man oppnår lydkravet innvendig ved oppnåelse av lydkrav på 45 dB(A) på fasade.

Siden støyen fra avkasthetten kommer direkte fra motoren i maskinrommet via eksoskanal, er det i eksoskanalen man må dempe støyen. Dette gjøres enklest ved å ettermontere lydfeller. Teorien bak de to hovedtypene lydfeller, absorpsjons- og refleksjonslydfeller, ble dekket i kapittel 2.3.3. Eksoskanalen har lange strekk i kjeller som er lett tilgjengelig. Det vil derfor være enkelt å ettermontere lydfeller.

Lyden fra motoren, gjennom avkasthetten, er i hovedsak lav-frekvent, og man må derfor dempe mest i de lave frekvensene for å dempe det totale lydtrykket mest mulig. Tabell 4.1 viser at det er høyest lydnivå ved 31,5 - 1000 Hz og frekvenser over det har vesentlig lavere lydnivå. Som beskrevet i kapittel 2.3.3 er det refleksjonslydfeller som demper lavfrekvent lyd best. Det er også viktig at lydfellen tåler høye eksostemperaturer og at den har lavt trykktap over seg. Siden

eksoskanalen er lang, jobber motoren allerede mot et høyt mottrykk på eksosiden. Øker dette for mye vil ikke motoren klare å trykke ut eksosen. Eksisterende mottrykk er ikke målt, og man vet heller ikke hvor mye mottrykk motoren kan jobbe mot. Konsekvensene av å montere lydfellen må vurderes av labingeniørene før bestilling, siden de kjenner motoren best.

Lydfellen må dimensjoneres slik at man oppnår krav til maksimalt A-veid lydtrykk ved fasade på 45 dB(A). Da er man sikre på at lyd-krav i kontor også vil være oppfylt. Man kan dermed regne seg tilbake til maksimal lydeffekt fra avkasthetten på samme måte som i kapittel 4.1. Avstand fra avkasthette til fasade var 6,3 meter og siden lydtrykket skal korrigeres slik at det er ved fasade og ikke på, må  $R$  settes til 8. Dette ble beskrevet i kapittel 4.1.2.

$$L_{w,A,\text{maks}} = 45 + (20 \log 6,3) + 8 = 69 \text{ dB(A)} \quad (5.1)$$

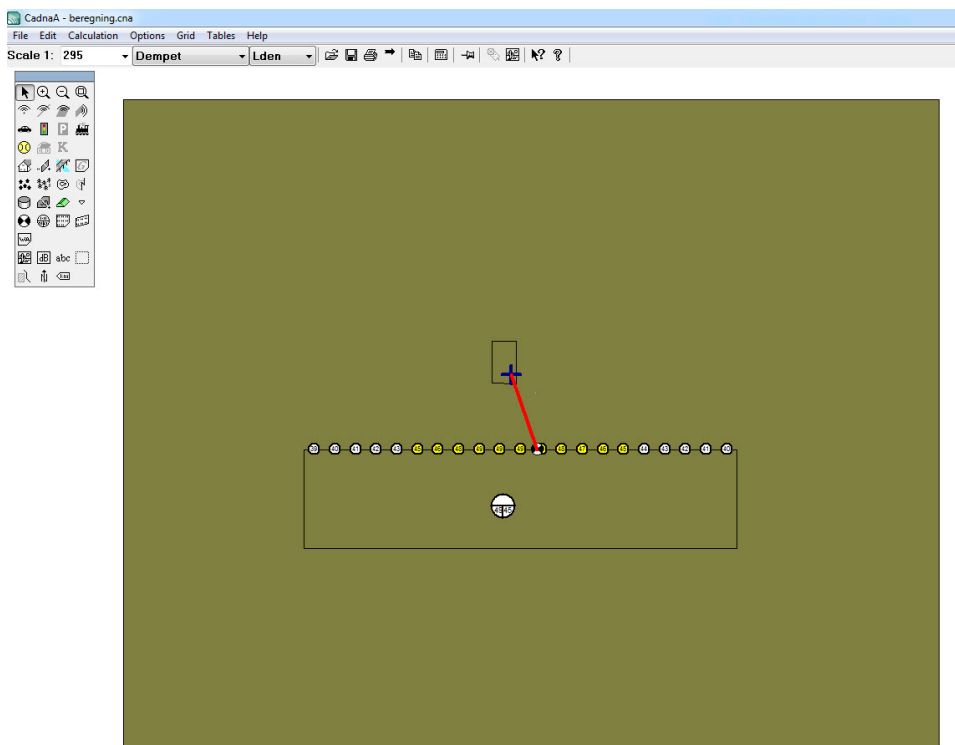
Som beregningen viser må man redusere lydeffekten fra avkasthetten fra 90 dB(A) til 69 dB(A). Det er en reduksjon på 21 dB(A). For å redusere lydeffekten til 69 dB(A) må den dempes i de rette frekvensene. Dette kan gjøres ved å sette inn lydfelle SDHC1 fra Tio B.V. Denne demper ved frekvenser fra 31,5 Hz til 8 kHz. Dette er vist i tabell 5.1.

TABELL 5.1: Oktavbånd lydeffekt avkasthette som skal dempes av lydfelle. Dempingsdata er hentet fra reell lydfelle SDHC1 fra Tio BV. Se vedlegg F.

Oktavbånd Hz	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$L_{w,A}$	65	73	86	85	75	62	52	49	43
$L_{w,A,\text{maks}}$	65	74	87	86	77	69	56	55	50
Nødvendig demping	-13	-20	-24	-21	-21	-12	-4	-4	-4
Beregnet $L_{w,A,\text{maks}}$	52	54	63	65	56	57	52	51	46

Dette gir en lydeffekt totalt på 69 dB(A).

For å analysere forskjellen på før- og forventet etter-situasjon brukte man lydprogrammet CadnaA versjon 4.6.155. Dette er et program



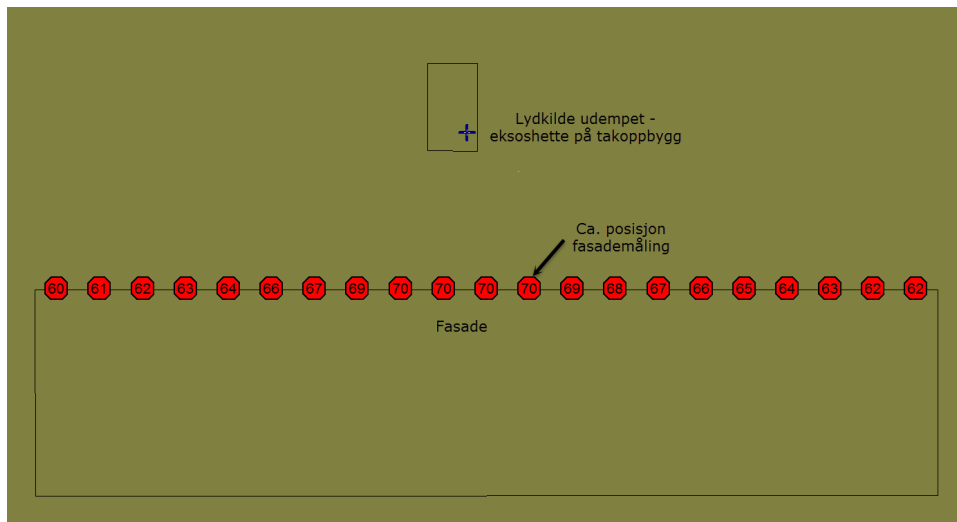
FIGUR 5.1: Screenshot fra CadnaA som viser programmet og modellen som er satt opp, sett ovenfra

hvor man kan tegne inn geometri, sette inn lyd-kilder og beregne lydtrykk. I denne rapporten brukte man først programmet til å tegne opp geometrien rundt avkasthetten, takoppbygget den står på, fasaden og taket. Deretter satte man inn lyd-kilden som i dette tilfellet var avkasthetten. Man satte inn målepunkter på fasaden og lagde to forskjellige tilstander; udempet og dempet. Dermed fikk man kontrollert fasademålingen og hvilket lydnivå som oppnås på fasaden ved installert demping, i form av lydfeller. Siden det ikke var mulig å få arbeidene på eksoskanal utført innen den tid masteroppgaven ble skrevet så er dette det nærmeste man kommer etterprøving av foreslåtte tiltak. Hensikten var å se effekten av det foreslåtte tiltaket.

Når man gjorde før-beregningen så man at beregningen ikke stemte med de faktiske målingene som ble gjort. Lydtrykket på vinduet ved måling var høyere en man forventet ved den avstanden fra avkasthetten. Ved innsettelse av beregnet lydeffekt fra avkasthetten ble resultatet 70 dB(A) på fasaden, mens målingene viste 78 dB(A). For å sammenligne lyd-målingen fra 2,2 meter sin  $L_{w,A,max}$  på 75 dB(A) fra avkasthetten med fasademålingen sin  $L_{w,A,max}$  på 80 dB(A) må man

trekke fra 6 dB fra fasademålingen for å få den som fritt-feltmåling, da blir den 74 dB(A). Det er kun 1 dB lavere enn 2,2 meter målinga.

Teoretisk burde lydnivået avta med 9 dB fra 2,2 meter til 6,3 meter. [20] Det er vanskelig å forstå hvorfor dette ikke skjer. Det er mulig lyden har mer direktivitet (retning) enn man antok, selv om det ikke er noen åpenbar grunn for dette. Dette betyr at beregningene gjort i CadnaA og beregnet lydeffekt man må ha for å oppnå 45 dB ved fasaden, vil ha en høy grad av usikkerhet.

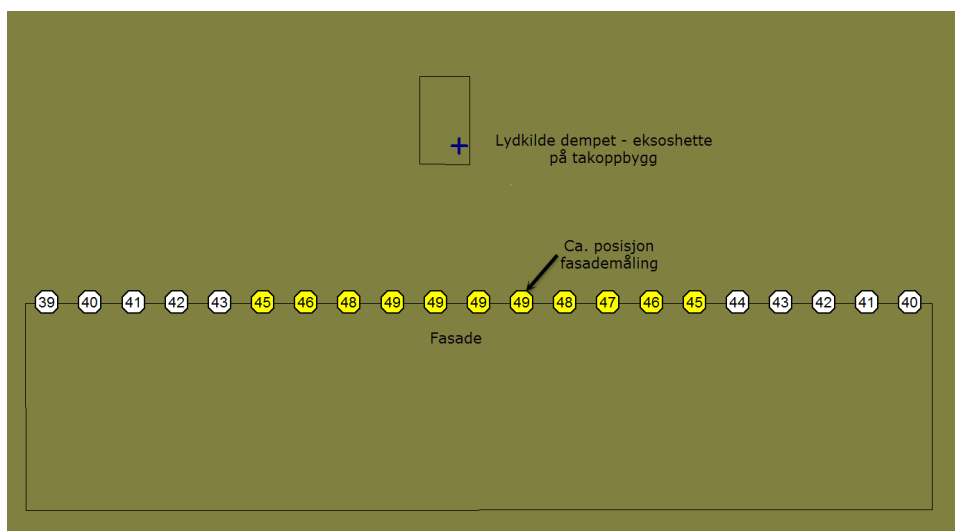


FIGUR 5.2: Beregning av udempet før-situasjon sett ovenfra i CadnaA for  $L_{p,A,max}$  på fasade. Beregningen viser avkasthetten som lydkilde i form av et kryss. Denne er vist oppå takoppbygg og fasaden er vist som en firkantet bygning. Målingene i rødt på fasade på 70 dB(A) viser at beregningen ikke stemmer med målingene. Man ser at lydtrykket avtar i avstand fra lydkilden på fasaden.

Dette medfører at man kun kan anta en 1 dB reduksjon i  $L_{w,A,max}$  fra 2,2 meter til 6,3 meter avstand fra avkasthetten. Hvis man skal ha  $L_{w,A,max}$  på 45 dB(A) ved fasaden som det kreves i NS8175 må man derfor beregne at man skal ha 46 dB(A) ved avstand 2,2 meter. Lydeffekten man må oppnå fra avkasthetten blir da  $L_{w,A,max}$  61 dB(A). Figur 5.2 og 5.3 viser hvordan lydtrykket ble på fasaden ved beregning av før-situasjon med lydeffekt 90 dB(A) og etter-situasjon ved bruk av dempet lydeffekt på 69 dB(A).

Siden man ikke kan bruke CadnaA for å simulere etter-situasjon må man derfor anta at dempningen er 1 dB fra 2,2 meter til 6,3 meter.





FIGUR 5.3: Beregning av dempet etter-situasjon sett ovenfra i CadnaA for  $L_{p,A,max}$  på fasade. Siden beregning av før-situasjon ikke stemmer med målingene så kan man ikke stole på denne beregningen. Beregningen viser 49 dB(A) på fasade som når man trekker fra 3 dB for å sammenligne med krav blir 46 dB (A). Hvis man kunne brukt denne beregningen hadde man vært svært nærme å oppfylle kravet med 45 dB(A) ved fasade.

Derfor må man dempe til 61 dB(A). Nødvendig demping for å klare dette er vist i tabell 5.2.

Dempingsdata i tabell 5.2 er hentet fra beregning av lydfelle LSAD 1 mottatt fra Tio B.V, et Nederlandsk firma, som produserer eksoslydfeller. Dette er en kombinert refleksjon- og absorpsjonslydfelle. Den tåler opptil 600°C og man kan forvente et trykkfall over den på ca. 170 mm væskesøyle vann (1,67 kPa). Lyddemperen er 820 mm lang og har en utvendig diameter på 170 mm. Den må bestilles, men er standard vare. Man må anta en leveringstid på ca. 2 uker og en pris på 330 Euro (ca. 3000 NOK) eksklusiv moms. [24]

Det må spesifiseres ved bestilling at diameter på innløp og utløp av lyddemperen skal være minst 125 mm, da standard dimensjon er 1", altså 25 mm. Siden lydfellen er utvendig 170 mm vil det sannsynligvis være nødvendig med en mindre anslutningsdimensjon enn dimensjonen på kanalen (250 mm), og man må da montere overganger til lydfellen til kanalen. Det er god plass til å installere lyddemperen på eksoskanalen over himling i kjelleren. Den må brannisoleres utvendig med minst 80 mm brannisolasjon og mantles slik

TABELL 5.2: Damping som må til for å redusere lyd-effekt til  $L_{w,A}$  61 dB. Dampingsdata er hentet fra reell lydfelle LSAD 1 fra Tio B.V. Se vedlegg G

Oktavbånd Hz	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$L_{w,A,max}$ dB	65	74	87	86	77	69	56	55	50
Nødvendig damping dB	-7	-21	-33	-38	-30	-21	-9	-12	-12
Beregnet $L_{w,A,max}$ dB	58	53	54	48	47	48	47	43	38

resten av kanalen er. Da oppnår kanalen en brannklasse på EI 60 og tåler 945°C i 60 minutter. Dette er nødvendig for å hindre at overflatetemperaturen til kanalen skal bli så høy at den er brannfarlig. Temperaturen inni kanalen antas å være mye mindre enn dette i drift, kanskje kun maks 200°C. [14, 25] Kanalen holder også avstand fra brennbart materiale der den føres i kjelleren.

Hvis det er mulig å installere lydtemperen i maskinrom på eksoskanal rett fra maskinene, så ville det vært det beste siden standard anslutning er 25 mm, men dette krever sannsynligvis mer plass enn det er tilgjengelig i taket i maskinrommet. En slik løsning må måles ut før man bestiller lydtemperen.

Siden man kun har lydmålinger for en motor i drift, kan det tenkes at støy fra andre motorer i framtiden kan være høyere enn eksosstøy fra Petter Diesel. Det kunne derfor være fremsynt å dempe mer enn nødvendig i henhold til beregningene. Men forslag om å dempe lyd-effekten til 58 dB(A), noe som ville halvert lydtrykket fra 61 dB(A) på grunn av man opererer med logaritmisk skala, ble mottatt med skepsis fra Tio B.Vs representant Eric Heofsloof. Han mener dette ville være tilnærmet umulig i praksis da man må benytte seg av to eller tre lydtemperer og samtidig holde eksosgasshastigheten under 25 m/s, samt ikke skape for høyt mottrykk i kanalen. [24] Det er derfor ikke foreslått ekstra tiltak for å nå denne lydtemperingen. Når man har installert foreslått lydtemper eller en med tilsvarende egenskaper og benytter andre maskiner i maskinrommet, så kan man gjøre en ny evaluering og eventuelt lydmåling på fasade for å sjekke lydnivået.

Hvis lyden da ikke er innenfor kravene, kan man måtte gjøre flere tiltak.

## 5.2 Foreslåtte tiltak - Reduksjon av vibrasjon i gulv

Siden vibrasjonsmåling bekreftet dårlig vibrasjonsdemping av dieselmotoren må man gjøre tiltak for å hindre at vibrasjonene fra motoren overføres til bygningsstrukturen og medfører strukturell støy. Maskinskoene motoren står på i dag er ikke beregnet for den bruken de er satt til. For å redusere vibrasjonene foreslår man to tiltak, ett konkret for den aktuelle motoren og ett for selve maskinrommet.

### Tiltak 1 - Vibrasjonsisolering av gulv.

Siden man kun har vibrasjonsdata for Petter Diesel ved 1650 rpm og ikke vet noe om de andre maskinene som skal installeres i rommet etter hvert, så bør man isolere gulvet i maskinrommet bort fra resten av kjellergulvet. Slik situasjonen er i dag er hele kjellergulvet en masse. Gulvet burde vært et flytende gulv. I dette tilfellet vil første steg være å skjære en sliss i omkretsen til gulvet i maskinrommet og fylle denne med isolasjon. Dette er imidlertid kun en liten del av prosessen i å lage et flytende gulv som hindrer overføring av vibrasjoner. Et flytende gulv skal egentlig være oppå hovedgulv og adskilt fra dette med isolasjon og påstøp. [26] Siden man ikke vet noe om oppbyggingen av kjellergulvet, vil man *ikke* anbefale å slisse i gulvet før en erfaren byggingeniør vurderer om slissing er hensiktsmessig. Det er også fare for å perforere radonduk som kan være installert i gulvet. Ved utførelse av et kontinuerlig flytende gulv med 50 mm mineralullisolasjon og 100 mm påstøp kan man oppnå en lyd-demping på 8-14 dB(A). [26] For mer informasjon om flytende gulv se Sintef byggforskblad 552.521 - Støydempende gulvkonstruksjoner i tekniske rom.

**Tiltak 2 - Vibrasjonsdemping Petter Diesel.**

Man har vibrasjonsdata og informasjon om maskinskoene til Petter Diesel. Derfor kan man foreslå en løsning som vil dempe vibrasjonene fra motoren bedre enn i dag. Dessverre mangler man litt informasjon om motoren og dens tilhørende utstyr. For å nøyaktig kunne foreslå gunstige vibrasjonsdempere må man vite vekten som skal stå på dem. I databladet til motoren finner man en tørr vekt<sup>1</sup> av motoren på 178 kg. [15] Man har i samråd med Jon Lomsnes i Otto Olsen, som spesialiserer seg i blant annet vibrasjons- og støydemping til industriformål, vurdert totalvekten av motoren til å være 250 kg. [23]

Det er foreslått av Lomsnes å beholde eksisterende maskinsko som de er og sette selve motoren på egne dempere. Disse demperene er designet til bruk for roterende maskiner og heter Triflex 55shore. Hver tåler en maks last på 150 kg og vil isolere 83 % av vibrasjonene fra motoren til rammen den står på (ved vekt 250 kg). Demperene har en egenfrekvens på 10,4 Hz. Man må ha fire opplagringspunkt, dermed også fire slike dempere. [23] For mer informasjon om demperene, se vedlegg H.

---

<sup>1</sup>Vekt motor uten smøreolje, kjølevæske, drivstoff. Dette er også uten tilleggsutstyr som er montert på motoren.

# Kapittel 6

## Diskusjon

I kapittel 5 har man angitt flere tiltak for å redusere støy- og vibrasjonsproblemene fra motorene i maskinrommet i høyskolen. Men siden bygget er helt nytt, burde denne masteroppgavens utredninger være unødvendig. Det er tydelig at noe har gått galt ved prosjektering og installasjon av maskinrommet og dets tilhørende tekniske anlegg. Det er mange involverte i et slik prosjekt, og et høyskolebygg har en høy grad av kompleksitet siden den skal inneholde svært mange spesialrom som ingeniører og entreprenører ikke nødvendigvis støter på så ofte i sitt arbeid. Høyskolen størrelse er en utfordring i seg selv da man må bemanne opp prosjektet med veldig mange personer til blant annet prosjektledelse, prosjektering og bygging. Man har også en byggherreledelse, driftspersonell og brukere som har interesser i prosjektet. Dette medfører en svært stor prosjektstruktur med mange involverte, og det kan være vanskelig få god kommunikasjon mellom alle leddene i prosjektet.

For maskinrommet har utstyret som skal inn der en god del å si for de prosjekterende, men samtidig har brukere ønsket en stor grad av frihet til i framtiden å installere andre maskiner enn de man per i dag har tilgang på. Dermed virker det som at det ikke har blitt kommunisert godt nok hvilke krav brukerne har til rommet og hva utstyr som er tenkt installert. Derfor har de prosjekterende dimensjonert eksoskanal i en sannsynligvis altfor stor dimensjon. De har beskrevet at det skal kunne gå  $2500 \text{ m}^3/\text{h}$  i denne kanalen, men eksosmengden fra motorene er mye mindre enn dette, og det er usannsynlig at motorene vil gå samtidig. Det har ikke vært mulig å få intervjuet de prosjekterende, så man vet dermed ikke hva denne luftmengden er prosjektert på grunnlag av.

Lyddemperen som er montert på eksoskanalen er kun 300 mm lang og er sannsynligvis en vanlig lyddemper til ventilasjonsanlegg som kun tåler 50°C. Denne vil ikke tåle eksosstemperaturer og er også mye kortere enn det som var tegnet inn på plantegningen. Problemet er at det ikke er satt noen krav til lyddemperen på tegning, så her har det sannsynligvis blitt montert en tilfeldig lydfelle. Dette medfører at det har vært svært liten eller ingen demping av eksoslyden fram til eksoshetta på taket. Dette er mangelfull prosjektering og installasjon, og problemet med lyd fra maskinene ser ut til å være oversett av alle i prosjektet. Det kan virke som at de prosjekterende har hatt mangelfull kunnskap om temaet, og dette gjelder nok også de utførende siden de ikke har reagert på mangelfull spesifisering av lydfellen.

Lærdommen fra denne situasjonen er at det er viktig at brukerne, i dette tilfellet høyskoleingeniørene, er med tidlig i prosessen og forklarer de prosjekterende om sine behov og hvordan rommene og utstyret skal benyttes. Det er byggherrens ansvar, som her er Statsbygg, at dette skjer og at de rette personene er tilstede ved disse møtene. Det er også viktig at ønsker og krav fra brukere går gjennom byggherren som skal betale regningen. Byggherre og brukere må tydelig forklare sine behov slik at de prosjekterende vet hvilke krav de skal forholde seg til, slik at man unngår endringer sent i prosjektet.

Installasjon av lyddemperen som er foreslått i kapittel 5.1 vil være enkel, billig og vil medføre betydelig reduksjon av lydnivået fra avkastheten. Denne rapportens beregninger viser at gjeldene lydkrav i NS8175 vil være oppfylt med denne eller tilsvarende lydfelle. En problemstilling, som må vurderes av høyskoleingeniørene som har ansvar for motorene i maskinrommet, er om trykkfallet over den nye lydfellen gjør mottrykket i kanalsystemet for stort for motorene. I en vedlikeholdsmanual for Petter Diesel er det angitt at eksoskanal skal være så kort og ha så få bender som mulig. Eksoslenger over 30 meter er ikke anbefalt. I vårt tilfelle er man ca. 20 meter kun der eksoskanalen går i sjakt fra kjelleretasje til over tak. Med lengden i kjeller og ekvivalent lengde for bender er man godt over 30 meter. [27]

Man anbefaler å utføre installasjonen av lydfellen ved den gamle lydfellen slik at man kan kontrollere om innmaten i denne er brent ut at eksosgassen. Hvis denne ikke lenger har en lyddempende effekt kan den fjernes og den nye lydfellen kan monteres i dens sted. Da vil

man få et lavere mottrykk i kanalen enn hvis begge lydfellene er der. Er derimot lydfellen intakt, må den ikke fjernes, da man ikke lenger kan garantere for lav nok lydeffekt ut av avkasthetten.

Et annet problem som ikke direkte er fokus i denne oppgaven, men som kan påvirker de ansatte i 5. etasje sitt inneklima, er plasseringen av avkasthetten rett utenfor åpningsvinduene deres. For å være sikker på at eksosgass ikke trenger inn gjennom åpne vindu, bør eksosavkastet flyttes lenger vekk fra vinduene eller opp og inn på taket av 5. etasje. Dette vil også ha en positiv effekt på lydnivået da man flytter lydilden lenger bort fra vinduene i fasaden. Det vil derimot ha den uheldige virkning at det fører til et høyere mottrykk siden eksoskanalen vil bli lenger og vil få flere retningsendringer.

Vedrørende reduksjon av vibrasjoner fra maskinene til bygningskonstruksjonen, så er dette et todelt ansvar mellom de prosjekterende og brukere. Ingeniørene har krav fra akustikerne at vibrasjoner ikke skal overføres fra maskiner til bygningskonstruksjonen. Dermed burde det i det minste blitt prosjektert et sliss i gulvet som maskinene står på for å isolere denne delen av gulvet fra resten. De burde nok også lagt til større masser under maskinene slik at disse kunne tatt opp mer av vibrasjonene. Dette er ikke gjort og har nok samme grunn som nevnt over angående lyddempingen. De prosjekterende var sannsynligvis ikke klar over hvordan rommet skulle brukes og de problemene bruken medfører for konstruksjonen. Dette tyder på mangelfull kunnskap om slike rom, og også her burde brukere vært involvert for å forklare sine behov. Det er imidlertid brukerne som har montert maskinene og maskinskoene de står på. I denne oppgaven er det kun vibrasjoner fra Petter Diesel som er analysert og man kan derfor kun si noe om egnetheten til maskinskoene på denne motoren. Maskinskoene som er installert har som nevnt i kapittel 4.2 en egenfrekvens ved 25 Hz, som sammenfaller med frekvensen til turtallet til motoren. Motoren har sin største svingning ved 25 Hz og det er her maskinskoene har sin største nedfjæring. Maskinskoene er heller ikke beregnet for bruk som vibrasjonsdempere til dieselmotorer.

Ved installasjon av maskinskoene og slissing av gulv foreslått i kapittel 5.2 vil vibrasjonene i maskinrommet reduseres, og man hindrer at svingningene overføres til resten av kjellergulvet.





# Kapittel 7

## Konklusjon

Lydmålinger for eksosavkast og analyse av disse viste at lyden fra avkasthetten ikke var innenfor gjeldende krav verken ved fasade eller inni kontorarealet. Analysen viste at lyden var 32 dB(A) høyere enn kravet ved fasade og 20 dB(A) høyere enn kravet i kontor D509. Grunnen til dette er mangelfull støydempingstiltak i kanalsystemet. Dette er et nytt system som er mangelfullt. Det virker som det har vært manglende kommunikasjon mellom byggherre, brukere og prosjekterende angående bruken av eksosystemet. De prosjekterende har tegnet inn en lang lydfelle på både systemskjema og plantegning, men ikke spesifisert krav til demping. De utførende har tilsynelatende satt inn en vilkårlig og kort lydfelle som ikke er designet for formålet. For å oppfylle kravene må man dempe lydeffekten fra avkasthetten med 29 dB(A). Dette kan gjøres med forslått kombinert refleksjons- og absorpsjonslydfelle LSAD 1 fra Tio B.V som demper maks lydeffekt med 90 dB(A) til 61 dB(A).

Vibrasjonene overført til gulvet i maskinrommet var svinginger på maksimalt  $0,78 \text{ mm/s}^2$  ved 1650 rpm og oppstår ved 25 Hz på grunn høye svinginger fra motoren og egenfrekvensen til maskinskoene. Det ble foreslått å beholde eksisterende maskinsko, og sette selve motoren på nye maskinsko av typen Triflex 55shore. Disse skal ta opp 83 % av vibrasjonene fra motoren. I tillegg foreslås det å slisse opp gulvet i maskinrommet for å vibrasjonsisolere det fra gulvet i resten av kjelleren. Siden man kun har analyser av vibrasjonene fra en maskin, så vet man ikke noe om vibrasjonene fra andre maskiner som kan settes inn i rommet.

Ønsket med masteroppgaven er at tiltakene iverksettes og man får en bedring av arbeidsmiljø og trivsel for ansatte og studenter.



# Bibliografi

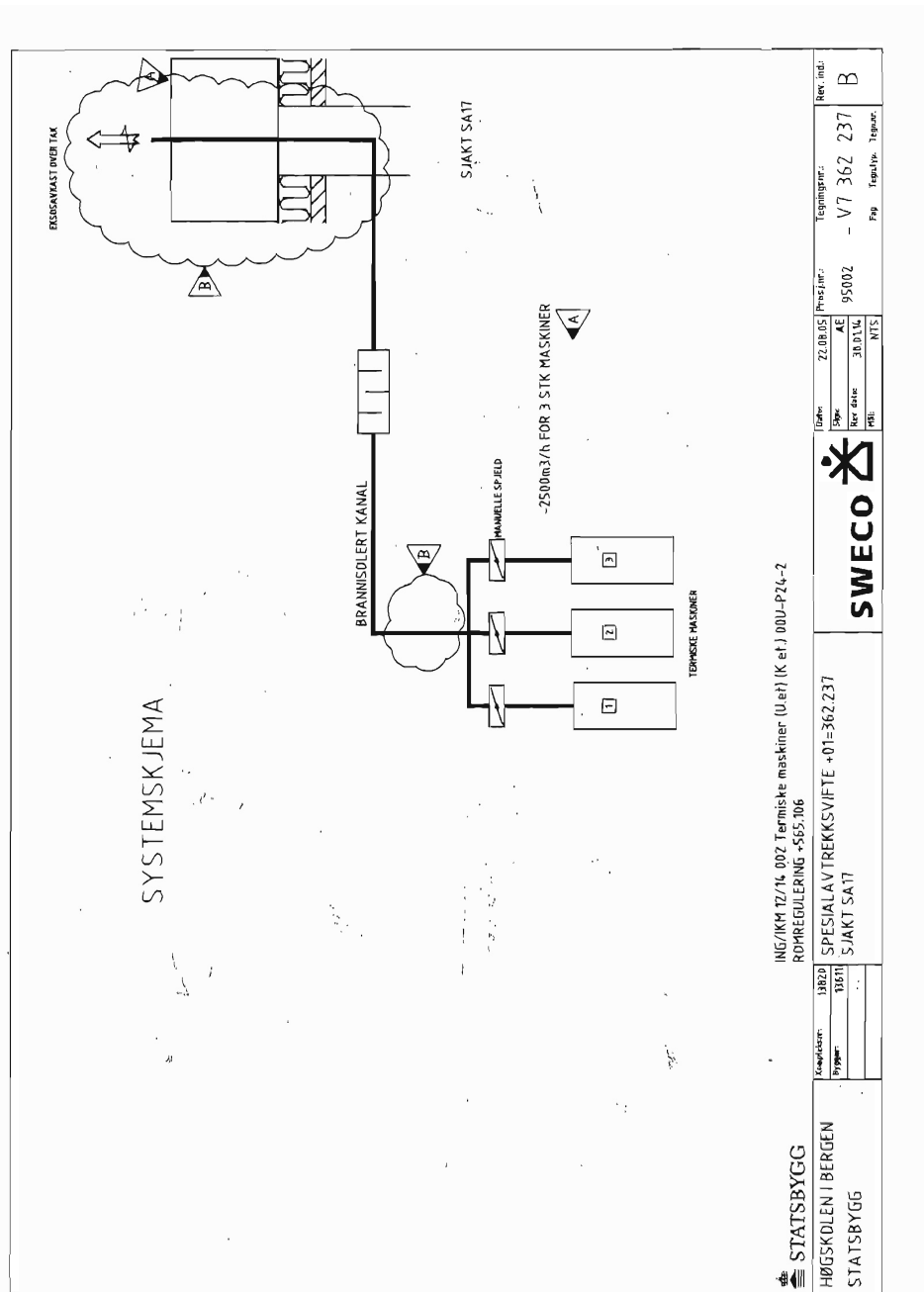
- [1] HLM Arkitektur og plan AS. *Guløplan etasje 0U*. Arbeidstegning. 14. februar 2012.
- [2] Sigurd Hveem. *Lydubredelse og støy, Grunnbegreper*. Sintef Byggforsk Byggdetalj 421.401. 2004, pp. 1–8.
- [3] Truls Gjestland. *Store Norske Leksikon: Lyd - fysikk*. Internett. Hentet 22. januar 2016. Oppdatert 2. oktober 2015. URL: <https://snl.no/lyd%2Ffysikk>.
- [4] Wikipedia. *Sound pressure level*. Internett. Hentet 30. januar 2016. URL: [https://en.wikipedia.org/wiki/Sound\\_pressure#Sound\\_pressure\\_level](https://en.wikipedia.org/wiki/Sound_pressure#Sound_pressure_level).
- [5] Kees Kuiken. *Diesel engines for ship propulsion and power plants I*. Onnen, Nederland: Target Global Energy Training, 2012.
- [6] Norsk Elektroteknisk Komite. *Electroacoustics - Sound level meters - Part 2: Pattern evaluation tests*. NEK-standard NEK IEC 61672-2. 2013.
- [7] Rod Nave fra Georgia State University. *A,B, and C Contours*. Internett. Hentet 30. januar 2016. URL: <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbase/sound/acont.html>.
- [8] Trygve Ulseth, Sverre Holtebekk og Trond Myren. *Store Norske Leksikon: Desibel*. Internett. Hentet 22. januar 2016. URL: <https://snl.no/desibel>.
- [9] Standard Norge. *Akustikk. Måling av lydtryknivå fra tekniske installasjoner i bygninger. Teknisk metode*. Norsk Standard NE-EN ISO 16032. 2004, pp. 1–19.
- [10] Nils Pedersen i Multiconsult. *Formelark Filtre+ Formler*. Excel regneark. Hentet 31. mars 2016.
- [11] Wikipedia. *Sound power*. Internett. Hentet 24. mars 2016. URL: [https://en.wikipedia.org/wiki/Sound\\_power](https://en.wikipedia.org/wiki/Sound_power).
- [12] Helmut Ormestad. *Etterklang*. Internett. Hentet 12. mars 2016. 14.02.2009. URL: <https://snl.no/etterklang>.

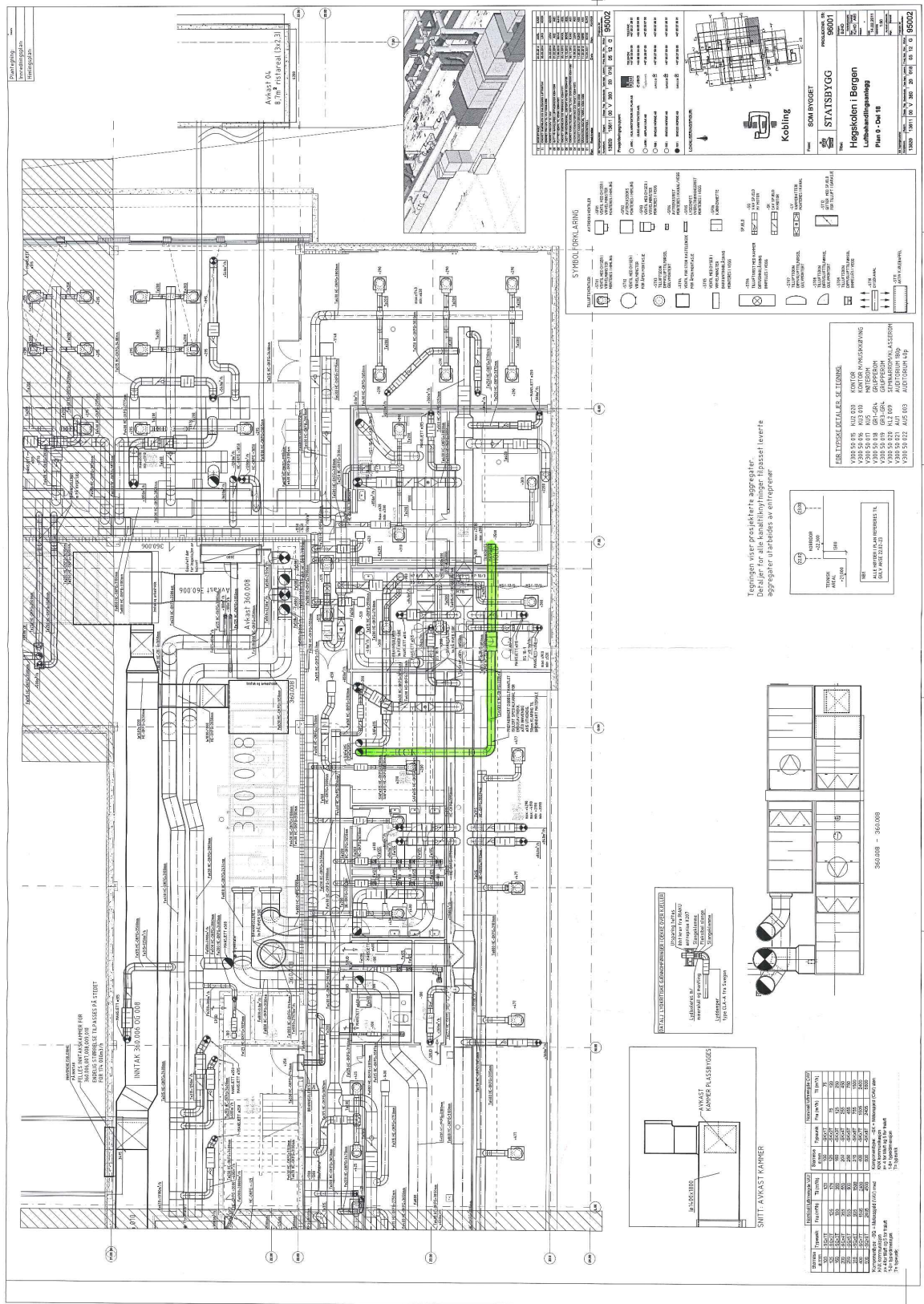
- [13] Arbeidstilsynet. *Støy og helse*. Internett. Hentet 22. januar 2016. URL: <http://www.arbeidstilsynet.no/fakta.html?tid=78245>.
- [14] Anthony Martyr og Micheal Plint. *Engine testing*. Oxford, England: Butterworth-Heinemann, 2007.
- [15] Lister Petter Ltd. *Petter Diesel PH1W*. Internett. Hentet 08. februar 2016. URL: <http://www.oldengine.org/members/diesel/PetterData/PetterPH1W1.htm>.
- [16] Arbeidstilsynet. *Veiledning om klima og miljø på arbeidsplassen*. Internett. Hentet 07. mai 2016. Oppdatert april 2013. URL: <http://www.arbeidstilsynet.no/binfil/download2.php?tid=79437>.
- [17] Direktorat for byggkvalitet. *Byggteknisk forskrift (TEK 10)*. Internett. Hentet 07. mai 2016. URL: <http://www.dibk.no/no/byggeregler/tek>.
- [18] Swegon. *CLA - Kompaktljuddämpare för cirkulära kanaler*. Internett. Hentet 16. mars 2016. i.d. URL: [http://www.swegon.com/Global/PDFs/Acoustics/\\_sv/CLA-A-B.pdf](http://www.swegon.com/Global/PDFs/Acoustics/_sv/CLA-A-B.pdf).
- [19] Hilde Løvik i Multiconsult. *Detaljprosjekt lydkrav*. Notat. 2005.
- [20] Kjetil Sundfjord i Multiconsult. Intervju. 18. mars 2016.
- [21] Standard Norge. *Lydforhold i bygninger. Lydklasser for ulike bygningstyper*. Norsk Standard NS 8175:2012. 2012, pp. 1–55.
- [22] Standard Norge. *Lydforhold i bygninger. Måling av lydnivå uten-dørs fra tekniske installasjoner*. Norsk Standard NS 8172:2009. 2009, pp. 1–31.
- [23] Jon Lomsnes i Otto Olsen. Intervju. 20. mai 2016.
- [24] Eric Hoefsloot i Tio B.V. Intervju. 20. mai 2016.
- [25] Glava. *Brannisolering av kanaler - U Protect*. Internett. Hentet 23. mai 2016. i.d. URL: <http://www.glava.no/teknisk-isolering/dokumentasjon-montering/monteringsfilmer/brannisolering-av-kanaler-u-protect/>.
- [26] Arild Brekke. *Støydempende gulvkonstruksjoner i tekniske rom*. Sintef Byggforsk Byggdetalj 552.521. 2007, pp. 1–8.
- [27] Lister Petter Ltd. *Workshop manual PH range*. Internett. Hentet 31. mai 2016. URL: [http://www.davidcornwallis.com/uploads/PETTER\\_PH1\\_-\\_2\\_AND\\_PHW1-2\\_WORKSHOP\\_MANUAL.pdf](http://www.davidcornwallis.com/uploads/PETTER_PH1_-_2_AND_PHW1-2_WORKSHOP_MANUAL.pdf).



# Vedlegg A

## Plantegning og systemskjema av eksoskanal









## Vedlegg B

# Måleresultat lydtrykkmåling eksoshette

	LAeq	LAFmax	Lzeq	LZFmax	Lfeq								
					31.5 Hz	63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1.0 kHz	2.0 kHz	4.0 kHz	8.0 kHz
Måling 2,2 meter avstand	74	75	75	94	92	81	87	79	64	47	41	37	34
Lydeffekt A-veid					64	73	86	85	75	62	57	53	48
					LFFmax								
					31.5 Hz	63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1.0 kHz	2.0 kHz	4.0 kHz	8.0 kHz
Måling 2,2 meter avstand					92	82	88	81	67	55	45	39	36
Lydeffekt maks A-veid					65	74	87	86	77	69	56	55	50



# Vedlegg C

## Måleresultat fra fasademåling

Måling	Laeq (LpAT)	LAFmax	Lzeq	LZFmax	Lfeqmax								
					31.5 Hz	63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1.0 kHz	2.0 kHz	4.0 kHz	8.0 kHz
På vindu, 6 m	77.2	78.6	78.6	92.7									
På vindu, 6 m	77.2	79.6	79.6	94									
På vindu, 6 m	77.3	80.1	80.1	94.1									
På vindu, 6 m	78.5	80.3	80.3	93.9									
På vindu, 6 m	78.1	79.7	79.7	93.8									
Logaritmisk gjennomsnitt	78	80	80	94	91	90	85	87	76	55	52	45	34

s=	0.6	0.7
----	-----	-----

Intervall	77.2	79.1
	78.4	80.5

Reduksjon med 3 db	74.2	76.1
	75.4	77.5
Over kravet		32



# Vedlegg D

## Måleresultat fra måling i kontor

	LAeq	LAFmax	Lceq	LCFmax	Lfeq gjennomsnitt A-veid								
					63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1.0 kHz	2.0 kHz	4.0 kHz	8.0 kHz	
<b>Hjørne D</b>	49.4	50.2	71.2	71.8									
<b>RT1</b>	53.2	53.9	67.2	67.8									
<b>RT2</b>	55.6	56.2	68.8	69.3									
<b>Log middel:</b>	53.4	54.1	69.4	70.0	32	43	52	39	24	19	15	10	

	LAeq	LAFmax	Lceq	LCFmax	Lffmax gjennomsnitt A-veid								
					63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1.0 kHz	2.0 kHz	4.0 kHz	8.0 kHz	
<b>Hjørne D</b>	49.4	50.2	71.2	71.8									
<b>RT1</b>	53.2	53.9	67.2	67.8									
<b>RT2</b>	55.6	56.2	68.8	69.3									
<b>Log middel:</b>	53.4	54.1	69.4	70.0	33	44	53	40	26	25	20	14	



# Vedlegg E

## Måleresultat fra vibrasjonsmåling

Måling nr	8.0 Hz	16 Hz	31.5 Hz	63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1.0 kHz	2.0 kHz	4.0 kHz	8.0 kHz	16.0 kHz
1 På ramme	48	80	108	99	103	102	97	106	105	104	104	80
2 På ramme	50	80	105	104	101	100	96	103	109	101	104	80
3 På ramme	52	84	113	101	100	105	98	99	106	105	110	80
Midlet på ramme	49	80	107	102	102	101	97	105	107	103	104	80

Måling nr	8.0 Hz	16 Hz	31.5 Hz	63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1.0 kHz	2.0 kHz	4.0 kHz	8.0 kHz	16.0 kHz
4 På gulv	29	61	89	83	73	70	62	59	58	51	53	51
5 På gulv	31	63	91	83	75	69	60	61	60	50	54	49
6 På gulv	33	65	94	82	73	68	59	60	61	51	51	52
7 På gulv	34	67	96	87	72	68	59	61	61	55	58	44
Midlet på gulv	31	63	92	83	74	69	61	60	60	51	53	51

	8.0 Hz	16 Hz	31.5 Hz	63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1.0 kHz	2.0 kHz	4.0 kHz	8.0 kHz	16.0 kHz
Midlet på ramme dB	49	80	107	102	102	101	97	105	107	103	104	80
Midlet på gulv dB	31	63	92	83	74	69	61	60	60	51	53	51

	8.0 Hz	16 Hz	31.5 Hz	63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1.0 kHz	2.0 kHz	4.0 kHz	8.0 kHz	16.0 kHz
Midlet på ramme mm/s <sup>2</sup>	0.0057	0.2000	4.3524	2.5715	2.5512	2.2737	1.3411	3.4573	4.7129	3	3	0
Midlet på gulv mm/s <sup>2</sup>	0.0007	0.0292	0.7802	0.2727	0.0977	0.0569	0.0212	0.0202	0.0196	0.0068	0.0088	0.0070









Customer :  
 Project :  
 Date : 10-5-2016

## A T T E N U A T I O N      V I E W

Distance outletpipe till meas. point : 1 M/45

	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	dB(A)
Unsilenced level										
Lw	65	73	86	85	74	62	52	49	43	78
Silencer(s)										
SDHC 1      Attenuation	13	20	24	21	21	12	4	4	4	
Silenced level										
Lw	52	53	62	64	53	50	48	45	39	58
Red. till Meas.point	8	8	8	8	8	8	8	8	8	
Lpr at Meas.point	44	45	54	56	45	42	40	37	31	50



**Type SDHC Reflection silencer**

**Application**

The TIO silencers type SDHC are designed for mounting in exhaust lines of diesel engines

**Design**

The acoustical performance of the silencer type SDHC is determined by several expansion chambers. The gas flow passes through these chambers which are connected by perforated tubes. Diameter and length of the SDHC silencer are calculated in such a way, that a maximum attenuation in nearly all frequencies can be realised, in relation to the pressure loss. The silencer flattens the pulsations in the exhaust system; that is why this type of silencer is operating most effectively when installed as close as possible to the engine. If noise requirements are high, the SDHC silencer can be efficiently combined with absorption silencers like HD and HDD.

**Attenuation**

Approx. 25 dB(A).

The attenuation in each middle frequency is shown in the attenuation table. The shaded area shows the differences which probably appear due to the influence of temperature, back pressure and location of the silencer. The attenuation also depends on unsilenced noise level.

**Gasvelocity**

Recommended: 30 m/sec.

**Pressure loss**

The pressure loss table shows pressure loss in relation to velocity and temperature.

**Temperature**

Maximum: 600° C.  
Special designs are available for higher temperatures.

**Material**

In- and outside normal steel, S235JRG2 –ST37.2., trade quality, stainless steel, Cor-Ten etc.

**Insulation**

As the gasses are in direct connection with the body of the silencer, thermal insulation is recommended. In those applications where also the shell noise of the silencer can be of influence on the noise level, an acoustical insulation is also recommended.

**Paint**

One layer of zinc phosphate primer.

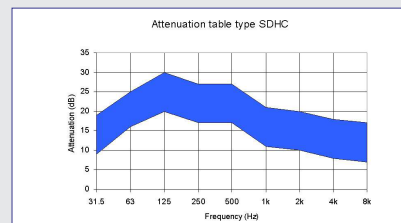
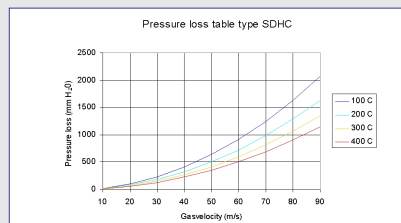
**Installation**

Type SDHC may be installed vertically, horizontally or in any position close to the engine. Because the gasses are in direct connection with the body, the temperature of the wall will be fast equal to medium's temperature and expansion of the body of the silencer takes place. Before supporting and installing the SCS, you have to consider the above. When installing at side, it is possible to weld suspensions on the body.

**Special connection**

For in- and outlet are special connections on request available.

N.B. All TIO silencers can be combined with TIO spark arresters.



Parallelweg 9 2921 LE • PO box 701 2920 CA • Krimpen aan den IJssel The Netherlands  
P +31 (0)180 514 055 • F +31 (0)180 517 264 • E info@tiobv.nl • www.tiobv.nl







Customer :  
 Project :  
 Date : 11-5-2016

## A T T E N U A T I O N      V I E W

Distance outletpipe till meas. point : 1 M/45

	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	dB(A)
Unsilenced level										
LwA	65	73	86	85	74	62	52	49	43	89
Silencer(s)										
SDHC 1	Attenuation 7	20	24	21	21	9	1	1		
Silenced level										
LwA	58	53	62	64	53	53	51	48	43	67
Red. till Meas.point	8	8	8	8	8	8	8	8	8	
Lpr at Meas.point	50	45	54	56	45	45	43	40	35	59



**Type LSAD Reflection/absorption silencer**

**Application**

The TIO silencers type LSAD can be installed in the exhausts of internal combustion engines etc. The LSAD silencer gives an excellent attenuation over a wide frequency range.

**Design**

The acoustical performance of the silencer type LSAD is determined by several expansion chambers. The gas flow passes through these chambers which are connected by perforated tubes. Last section of the silencer is filled up with highly efficient sound absorbing material. The type LSAD is a combination of resonance - absorption silencer.

**Attenuation**

The attenuation is approximately 40 dB(A). The attenuation in each middle frequency is shown in the adjacent graphic. The shaded area shows the differences which probably appear due to the influence of temperature, back pressure and location of silencer. The attenuation also depends on unsilenced noise level.

**Gas velocity**

The recommended gas velocity is 35 - 50 m/sec. The maximum allowable gas velocity in the silencer is depending on the type of engine and related to the maximum back pressure which may be appear in the whole exhaust system.

**Pressure loss**

The graph shows the approximate pressure drop across the silencer in relation to the gas velocity. If required, we can

advise in detail and make computer calculations.

**Temperature**

Maximum: 600°C. Special designs are available for higher temperatures.

**Insulation**

In order to avoid that noise radiation of the body of the silencer is of influence of the required noise level, it is recommended to insulate the silencer acoustically. As the body temperature is more or less the same as the temperature of the medium, we also advise to insulate the silencer thermally.

**Material**

In- and outside - normal steel, trade quality, acoustical material - mineral wool. Execution with other materials like stainless steel and Cor-Ten steel are possible.

**Paint**

One layer of zinc phosphate primer.

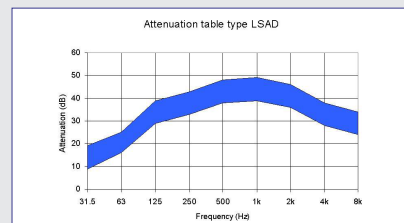
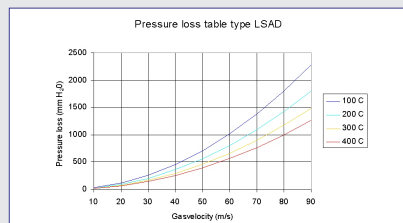
**Installation**

Type LSAD may be installed vertically, horizontally or in any position close to the engine.

**Special connection**

For in- and outlet are special connections on request available.

**N.B. All TIO silencers can be combined with TIO spark arresters.**



Parallelweg 9 2921 LE • PO box 701 2920 CA • Krimpen aan den IJssel The Netherlands  
 P +31 (0)180 514 055 • F +31 (0)180 517 264 • E info@tiobv.nl • www.tiobv.nl





# Vedlegg H

## Vibrasjonsdemper Triflex 100021 – 55shore



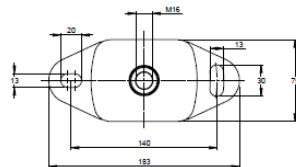
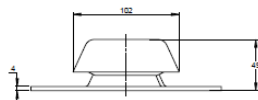
1

Rotating machinery

2016-05-19

Input data:  
 Weight, kg: 250  
 No of mountings : 4  
 Disturbing frequency, r.p.m : 1650  
 Isolation  $\geq$  70

Art.no.	Mounting type	Max. load (kg)	Isol (%)	Nat. freq. (Hz)	Defl. (mm)
3218624	Triflex 100021 - 55shore	150	83	10.4	2.8



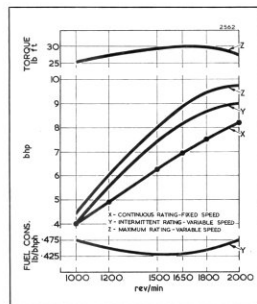


# Vedlegg I

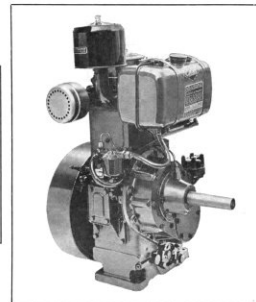
## Datablad Petter Diesel PH1W



# PETTER DIESELS



rev/min	rev/min	bhp	bhp
Crank-shaft	Cam-shaft	Con- tinuous	Inter- mittent
1000	500	4.0	4.4
1200	600	5.0	5.5
1500	750	6.25	6.9
1650	825	6.75	7.4
1800	900	7.5	8.2
2000	1000	8.2	9.0



### SPECIFICATION

Four-stroke, overhead valve, compression ignition engine with direct injection. Cast iron crankcase, cylinder block and cylinder head. Removable cylinder liner. Forged steel crankshaft with aluminium/tin shell bearings. Forged steel connecting rod and aluminium piston. Oil pump lubrication. Engine-mounted 1½ gallon fuel tank. Removable safety type starting handle. Exhaust silencer. Fuel and air filters with replaceable elements.

### GOVERNING

In accordance with B.S. Specification 649 : 1958 Class A at all rated speeds.

### RATING

Rated bhp is the power developed continuously at the rated speed to B.S. 649 : 1958.  
 Intermittent bhp is 10% higher than the rated bhp and is available for 1 hour in 12.

### TECHNICAL DATA

Bore (nominal) 3.4375in (87.3mm)  
 Stroke 4.33in (110mm)  
 Cubic capacity 40.2in<sup>3</sup> (659 cm<sup>3</sup>)  
 Compression ratio 16.5 : 1  
 Fuel tank capacity 1.5 gal (6.8 litres)  
 Fuel Diesel to B.S. 2869 : 1967 Class A1 or A2  
 Lubricating oil capacity 5 pints (2.84 litres)  
 Lubricating oil: U.K. Winter and Summer 10W/30 Multigrade  
 SAE 10W below 5°C (41°F)  
 SAE 20/20W from 5°C (41°F) to 32°C (90°F)  
 SAE 30 above 32°C (90°F)  
 Lubricating oil consumption at full load 0.0451 pints/h (25.6 ml/h)  
 Dry engine weight 393 lb (178 kg)

### DERATING

Depending on ambient conditions deduct in accordance with B.S. 649 : 1958 as follows:  
 Altitude: 3½% per 1000ft above 500ft (300m above 150m)  
 Temperature: 2% per 5½°C above 30°C (10°F above 85°F)  
 When radiator is fitted consult Petters Ltd for power derating.

**4-8.2 bhp water cooled engine PH1W**

