

Øyvind Munkeby

Prosjektering av testrigg brukt i teknologikvalifisering av undervanns vibrasjonsdempesystem

Engineering of Test Rig Used In Technology
Qualification of Subsea Damping System

Bacheloroppgave i BIMASKIN

Veileder: Håkon Jarand Dugstad Johnsen

Mai 2023

Øyvind Munkeby

Prosjektering av testrigg brukt i teknologikvalifisering av undervanns vibrasjonsdempesystem

Engineering of Test Rig Used In Technology
Qualification of Subsea Damping System

Bacheloroppgave i BIMASKIN
Veileder: Håkon Jarand Dugstad Johnsen
Mai 2023

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Fakultet for ingeniørvitenskap
Institutt for maskinteknikk og produksjon



Kunnskap for en bedre verden

RAPPORT BACHELOROPPGAVE

Tittel

Prosjektering av testrigg brukt i teknologikvalifisering av undervanns vibrasjonsdempesystem
Engineering of test rig used in technology qualification of subsea damping system

Prosjektnr

MTP-K-2023-21

Forfatter

Øyvind Munkeby

Oppdragsgiver eksternt

Momentum Technologies

Veileder internt

Håkon Jarand Dugstad Johnsen

Rapporten er ÅPEN

Dato levert

21.05.2023

Kort sammendrag

Denne rapporten dokumenterer utviklingen av en rammestruktur, med egenfrekvens som dimensjonerende faktor, for testing av vibrasjonsdempere i et teknologikvalifiseringsprogram, og belyser sentrale utfordringer og lærdommer fra prosessen.

This report details the development of a frame structure, with natural frequency as the key design parameter, for testing vibration dampers within a technology qualification program, and highlights the main challenges and lessons learned from the process.

Stikkord:

Vibrasjon

Egenfrekvens

Keywords:

Vibration

Natural frequency

Oppgavetekst

Momentum Technologies ønsker å teste fullskala prototyper av undervanns vibrasjonsdempere. For dette skal det designes og bygges en testrigg. Denne testingen er en del av et teknologikvalifiseringsprogram for å bevise produktet med tanke på funksjon og robusthet for markedet. Testriggen består av en tank som har blitt brukt som fiskeakvarium, og i den skal det bygges en rigg som består av et rammeverk og to lineærmotorer som kjører test av undervannsdempere.

Forventet frekvens-testområde for demperne er fra 0 til 25 Hz. Det vil derfor være avgjørende at testriggen og tanken ikke har egenfrekvenser i dette frekvensområdet, da det vil gjøre målingene ugyldige og/eller vanskelig å gjennomføre. For å sikre at dette ikke skjer må det i designfasen gjøres FEA simuleringer av testriggens egenfrekvenser, dimensjonere denne med tanke på egenfrekvens, og hvis mulig i etterkant sammenligne simuleringer med testing av de virkelige komponentene.

Forord

Jeg har siden jeg har vært liten vært interessert i lyd og lydteknikk. Dette har ført til at jeg har bygget høyttalersystem selv, og brukt digitale og elektroniske måleverktøy for å sikre at ferdig produkt samsvarer med design-målene. Jeg fant Momentum Technologies siden de hadde lagt ut en jobbannonse på finn.no hvor de søkte etter en vibrasjonsingeniør. Etersom jeg er interessert i lyd og naturligvis vibrasjon, sendte jeg en e-post og spurte om det var muligheter for et bachelorprosjekt i samarbeid med Momentum Technologies. De var interesserte, og det var slik det startet. Der ble jeg godt mottatt og fikk en arbeidsplass sammen med de andre i kontorlandskap.

Det å skulle utføre bacheloroppgaven alene var urovekkende i starten, men det ble fort glemt da de ansatte ved bedriften har vært veldig hjelpsomme, forståelsesfulle og motiverende. Siden jeg ikke har noen andre gruppemedlemmer å diskutere oppgaven med, har veileder Håkon vært en god støttespiller og fylt denne rollen.

Etter å ha fullført prosjektet har jeg blitt tilbudt sommerjobb hos Momentum Technologies for å fortsette arbeidet med prosjektet. Dette oppleves som en stor oppnåelse og verifikasjon på at prosjektet har vært en suksess. Med dette ønsker jeg å takke Momentum Technologies, og veilederen min Håkon Jarand Dugstad Johnsen.

Sammendrag

Denne rapporten dokumenterer utviklingsprosessen og resultatene av et bachelorprosjekt med mål om å designe og produsere en ramme for testing av Momentum Technologies' vibrasjonsdempere. Rammen skal brukes i et teknologikvalifiseringsprogram for å kunne utvikle oppgavegivers undervanns vibrasjonsdempere videre. Gjennom en grundig designprosess, inkludert omfattende simuleringer, ble det utviklet en ramme for å teste vibrasjonsdempere. Siden rammen skal brukes til testing av vibrasjonsdempere var rammens egenfrekvens dimensjonerende, snarere enn styrke. En nøye vurdering av egenfrekvenser og simuleringer ble utført for å sikre at rammen ville være egnet for det tiltenkte bruksområdet.

Prosjektet er vellykket, og den ferdige rammen er nå klar for videre montering, testing og analyse. En bekreftelse på prosjektets suksess er at studenten, etter å ha demonstrert evne til problemløsning og teknisk dyktighet, fikk sommerjobb hos Momentum Technologies.

Denne rapporten gir innsikt i prosessen og tankegangen bak dette prosjektet, og vil være til nytte for de som er interessert i å forstå mer om dimensjonering av konstruksjoner med egenfrekvens som styrende parameter, så vel som de som er involvert i lignende teknologikvalifiseringsprogrammer.

Abstract

This report documents the development process and results of a bachelor's project aimed at designing and manufacturing a frame for testing Momentum Technologies' underwater vibration dampers. The frame will be used in a technology qualification program to further develop the client's underwater vibration dampers. Through a thorough design process, including extensive simulations, a frame was developed for damper testing. Since the frame is to be used for testing vibration dampers, the frame's natural frequency was dimensioning, rather than strength. A careful assessment of natural frequencies and simulations was conducted to ensure that the frame would be suitable for its intended use.

The project was successful, and the completed frame is now ready for further assembly, testing and analysis. A testament to the project's success is that the student, having demonstrated adept problem-solving skills and technical proficiency, was offered a summer job at Momentum Technologies.

It is hoped that this report will provide insight into the process and thinking behind this project and will be useful to those interested in understanding more about dimensioning structures with natural frequency as a controlling parameter, as well as those involved in similar technology qualification programs.

Innholdsfortegnelse

Forord.....	i
Sammendrag	ii
Abstract.....	iii
1. Figurliste	1
2. Tabelliste.....	2
3. Forkortelser	3
4. Prosjektering av testtrigg brukt i teknologikvalifisering av undervanns vibrasjonsdempesystem	4
4.1 Bakgrunn	4
4.2 Problemstilling	5
4.3 Forskning og utvikling	7
4.4 Mål	8
4.4.1 Resultatmål.....	8
4.4.2 Effektmål.....	8
4.5 Rapportens struktur	9
5. Teori.....	10
5.1 Dimensjonering	10
5.2 Finite Element Analysis (FEA).....	10
5.3 Vibrasjonsdemping.....	11
5.4 Egenfrekvens, resonans og vibrasjonsmoder	12
5.4.1 Egenfrekvens.....	12
5.4.2 Resonans.....	12
5.4.3 Vibrasjonsmoder	12
5.5 Modalanalyse	13
5.5.1 Eksperimentell modalanalyse (EMA).....	13

5.5.2	Operasjonell modalanalyse (OMA)	15
6.	Metode	17
6.1	Designkriterier og avgrensninger	17
6.2	Fremgangsmåte	18
6.3	CAD-programmer og deres egenskaper	20
6.4	Valg av CAD-program og påvirkning på prosjektet	20
6.5	Designiterasjoner og designendringer	21
6.5.1	Tanken som base for testtriggen	21
6.5.2	Ramme i tanken	22
6.5.3	OMA av tanken	23
6.5.4	Befaring fra Skala Fabrikk	24
6.5.5	Ramme utenfor tanken	25
6.5.6	Endring av U-profil til firkantrør og endelig design	26
6.5.7	Framstilling av produksjonstegninger	28
6.5.8	Oppfølging av produksjon	29
7.	Resultater og diskusjon	30
7.1	Siste rammedesign	30
7.2	Simuleringsresultater	31
7.3	Diskusjon	31
7.4	Kvalitetssikring av ferdigprodusert ramme	33
7.5	Mulige svakheter ved metodevalg og framgangsmåte	34
8.	Konklusjon	36
9.	Videre arbeid	37
9.1	Design og bygging av resten av testtriggen	37
9.2	Simulering av hele testtriggen	37
9.3	Testing og validering	37
9.4	Optimalisering av testprosedyrer	37

10.	Referanseliste	38
11.	Vedlegg	39
11.1	Vedlegg 1: Simuleringsrapport egenfrekvens	39
11.2	Vedlegg 2: Ramme produksjonstegninger	44
11.3	Vedlegg 3: Produksjonstegninger av avstiver modifikasjon	46

1. Figurliste

Figur 1: Tank som brukes i testsammenheng	5
Figur 2: Illustrasjon av posisjon til lineærmotorer.....	6
Figur 3: Konseptmodell av undervanns vibrasjonsdemper.....	8
Figur 4: Akselerometer og instrumentert hammer, utstyr brukt i EMA	13
Figur 5: Demonstrasjon av EMA på kontorbord	14
Figur 6: Programvare for modalanalyse som animerer respons til kontorbord	15
Figur 7: 3D-modell av tanken som brukes i testsammenheng.....	17
Figur 8: Punktmasser på rammen for å kompensere for vekt av testutstyr.....	18
Figur 9: Testtanken, tidligere melketank konvertert til akvarium	21
Figur 10: Ramme på innsiden av tanken.....	22
Figur 11: OMA av tanken for å finne egenfrekvenser.....	23
Figur 12: Designendring med ramme i UNP utenfor tanken.....	25
Figur 13: UNP simulering som viser for lav egenfrekvens	26
Figur 14: Ramme av firkantrør	27
Figur 15: Avstivere for overliggere	28
Figur 16: Montering av halvfabrikert ramme	29
Figur 17: Fastlåst design for produksjon	30
Figur 18: Rammens egenfrekvens ved 33hz, første relevante mode	32
Figur 19: Fysisk ramme med for lav høydeklaring.....	33
Figur 20: Ramme med god høydeklaring i Fusion 360	33

2. Tabelliste

Tabell 1: Resultater fra egenfrekvenssimulering av rammen	31
---	----

3. Forkortelser

CAD	Computer Aided Design
EMA	Eksperimentell modalanalyse
FEA	Finite Element Analysis
OMA	Operasjonell modalanalyse
UNP	Europeisk standard U-bjelker

4. Prosjektering av testrigg brukt i teknologikvalifisering av undervanns vibrasjonsdempesystem

4.1 Bakgrunn

Et brudd i et olje/gass undervannsrør kan føre til store produksjonstap, miljøutslipp, reparasjonskostnader og risiko for tap av liv. I de siste årene har man innen olje- og gassindustrien blitt mer oppmerksom på vibrasjoner i undervannskonstruksjoner, og hvor viktig det er å løse dette problemet (Fergestad og Løvteit, 2017). Kraftige nok vibrasjoner kan føre til at konstruksjonene går i utmatting raskere enn forventet. Driften og levetiden til et olje- eller gassfelt kan bli påvirket av disse undervannskonstruksjonene, fordi man ikke alltid vet hvilke påkjenninger de har vært utsatt for. Derfor er det viktig å forstå og håndtere vibrasjoner i slike strukturer, slik at man kan oppnå den forventede produksjonen, opprettholde og/eller øke levetiden til feltet.

Oppgavegiver Momentum Technologies ble stiftet i 2016, Trondheim. Som teknologiselskap fokuserer bedriften på å utvikle innovative løsninger innen vibrasjons- og lydteknologi. Bedriften ønsker å utvikle et produkt som skal løse disse problemene, og som del av denne utviklingsprosessen må produktet gå gjennom en teknologikvalifisering.

4.2 Problemstilling

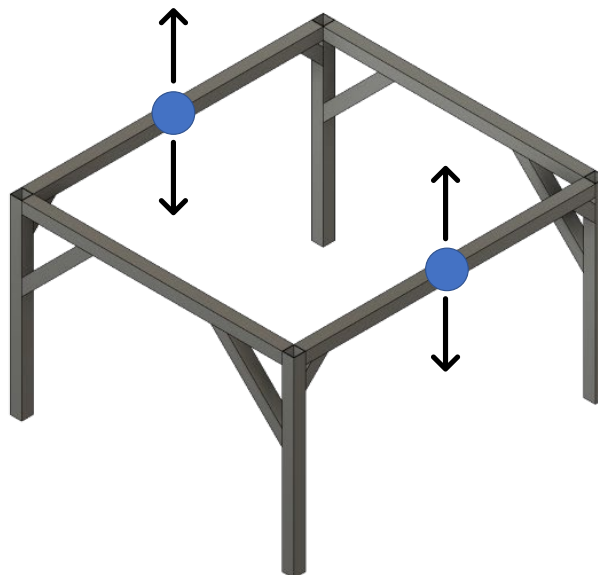
Momentum Technologies ønsker å validere funksjonaliteten til sine undervanns vibrasjonsdempere gjennom et teknologikvalifiseringsprogram. Teknologikvalifisering er nødvendig for offshore- og subsea-industrien for å sikre at teknologien er pålitelig, trygg og effektiv, redusere risiko samt sikre samsvar til krav og standarder.

En kritisk del av dette programmet er utviklingen av en testrigg som kan muliggjøre testing av fullskala prototype under vann . På figuren under vises tanken selskapet har anskaffet, den skal fungere som et simulert undervannsmiljø for testing.



Figur 1: Tank som brukes i testsammenheng

Tanken vil bli fylt med vann, og rundt denne skal det konstrueres en ramme. Denne rammen vil holde målesystemet som er nødvendig for overvåking og analyse av testene. I tillegg vil den også inneholde to lineærmotorer. Disse motorene vil generere de nødvendige vibrasjonene for testingen.. Figuren under viser hvor lineærmotorene monteres.



Figur 2: Illustrasjon av posisjon til lineærmotorer

Lineærmotorene er utstyrt med to stag som vil være festet til vibrasjonsdemperen, noe som gjør det mulig å kontrollere vibrasjonene som demperen utsettes for. Ved å bruke målesystemet, vil det være mulig å overvåke og analysere ytelsen til demperen under disse kontrollerte vibrasjonene.

Oppgaven vil fokusere på design, produksjon og analyse av rammekonstruksjonen som skal holde testutstyret, og vil derfor ikke gå i dybden på selve vibrasjonsdemperens design og materialer.

For å muliggjøre samt sikre gyldige resultater fra dempertesting, må ikke testtriggen ha egenfrekvenser i det aktuelle frekvensområdet for demperne (0 til 25 Hz). Dette krever en grundig analyse og design av testtriggen, samt FEA-simuleringer for å bestemme egenfrekvensene. For å utføre design og simuleringer vil det bli brukt *Computer Aided Design*-program (CAD). Etersom det skal monteres testutstyr (linearmotorer og dempere) på rammen vil det ha en påvirkning på rammens egenfrekvenser. For å ta høyde for dette skal det plasseres 100kg last på hver overligger hvor testutstyret skal ligge. For testing av ferdigprodusert konstruksjon skal det brukes modalanalyse, dette vil bli forklart nærmere i kapittel 5 Teori.

4.3 Forskning og utvikling

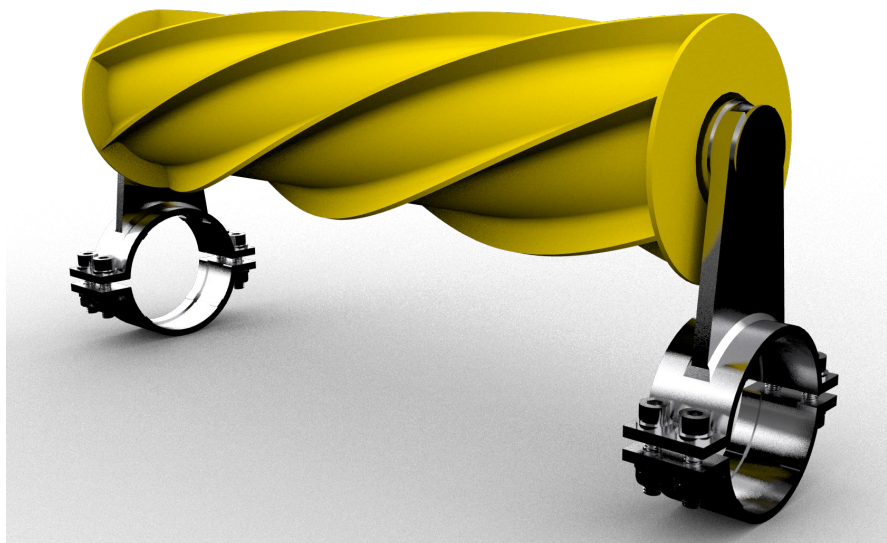
Bedriften innoverer ved å bruke ny forståelse når det kommer til hydrodynamisk masse, som dokumentert i bedriftens patent (Johnsen *et al.*, 2018). Hydrodynamisk masse er et begrep som brukes for å beskrive hvordan en gjenstand oppfører seg i vann når den er i bevegelse. Når en gjenstand beveger seg gjennom vann, påvirker vannet gjenstanden ved å legge til ekstra masse på grunn av vannets motstand mot bevegelsen. Dette gjør at gjenstanden føles tyngre og krever mer kraft for å beveges. I motsetning til folkelig oppfatning, vil ikke vibrasjoner i et nedsenket objekt bli dempet av det omkringende vannet.

Når et objekt er nedsenket i vann, er det sant at vannet gir en form for motstand mot objektets bevegelse. Dette kalles for hydrodynamisk motstand, og det er dette som gir følelsen av å være "tregere" under vann. Det er derfor mange antar at vann vil "dempe" vibrasjoner på samme måte som det demper bevegelse generelt. Dette igjen betyr at det er en mengde eldre undervannsinstallasjoner som ikke har blitt designet for å håndtere denne ekstra faktoren.

Økt masse vil være problematisk for å løse vibrasjonsproblemer, siden et tyngre objekt vil være vanskeligere å holde i ro. Økt masse på grunn av hydrodynamisk effekt kan derfor være problematisk når man ønsker å løse vibrasjonsproblemer under vann. Dette er fordi et tyngre objekt krever mer kraft for å bevege seg, og følgelig mer kraft for å stoppe eller endre retning på bevegelsen. Når et objekt vibrerer, vil en økning i massen altså gjøre det vanskeligere å dempe vibrasjonene, siden det kreves mer energi for å motvirke bevegelsen. Momentum Technologies undervanns vibrasjonsdemper utnytter dette fenomenet, ved at demperen «tar tak i» vannet rundt bruker den den hydrodynamiske massen som en reaksjonsmasse i et dempesystem.

Enkelt beskrevet at demperen «tar tak i» vannet rundt og dermed forhindrer det den er festet til i å settes i sving. Det å forstå og kontrollere effekten av hydrodynamisk masse på vibrasjon er relativt nytt, og det å bruke hydrodynamisk masse i et dempesystem er først beskrevet i Johnsen *et al.* (2018) sitt patent.

På figuren under ser vi et konsept på hvordan en slik demper kunne sett ut, her med utstyr for å festes på undervannsrør.



Figur 3: Konseptmodell av undervanns vibrasjonsdemper

4.4 Mål

4.4.1 Resultatmål

- Et CAD-design av rammeverk som gjør det enklest mulig å gjøre analyser av undervannsdemper.
- FEM simuleringer som viser egenfrekvens til testtriggen, og utføre eventuelle designendringer for å øke egenfrekvens til utenfor det aktuelle frekvens-testområdet 0 til 25 Hz.
- Ferdig bygget konstruksjon

4.4.2 Effektmål

- Læring om prosjektering av konstruksjoner i en virkelig setting
- Suksessfullt prosjekt for Momentum Technologies, hvor arbeidet med testing av prototyper kan fortsette
- Erfaring om hvordan en maskiningeniør opererer i en bedrift

4.5 Rapportens struktur

I Innledningen presenteres oppgavens problemstilling, dens bakgrunn, målene som er satt, samt begrensningene for arbeidet. Videre skal det gjøres rede for teori innen vibrasjon, dynamikk, dimensjonering, simulering ved hjelp av FEA, og eksperimentell og operasjonell modalanalyse.

Deretter vil det bli gjennomgått designspesifikasjoner og avgrensninger, drøftet fremgangsmåte, fremvist designiterasjoner og endringer som førte til det endelige designet. Resultatet av det endelige designet blir presentert og diskutert, og til slutt kommer rapporten til en konklusjon.

5. Teori

5.1 Dimensjonering

Dimensjonering er en prosess hvor størrelsen eller dimensjonene til et objekt skal bestemmes. Dette er en kritisk del av designprosessen (Harris og Piersol, 2002). I mange tilfeller kan en dimensjonerende faktor være styrken til materialet som er brukt i strukturen. Styrken til et materiale bestemmer hvor mye last det kan tåle uten å deformere eller knekke. For eksempel, hvis man designer en bro, må man sørge for at materialet som brukes har tilstrekkelig styrke til å tåle vekten av broen selv, samt den ekstra belastningen fra trafikk, vind og andre miljøpåvirkninger.

I dette prosjektet, derimot, er det egenfrekvens som er den dimensjonerende faktoren. Dette er fordi rammen vil bli brukt i vibrasjonstesting. For å sikre at rammen er egnet for denne bruken, må den være designet slik at egenfrekvensene ikke samsvarer med frekvensene den vil bli utsatt for under testing. Dette krever nøye beregninger og vurderinger under design- og dimensjoneringsprosessen.

5.2 Finite Element Analysis (FEA)

FEA, eller Finite Element Analysis (på norsk: Elementmetoden), er en datamodelleringssteknikk som brukes for å forutsi og analysere hvordan et objekt eller en struktur vil oppføre seg under ulike forhold (Harris og Piersol, 2002). I vibrasjonssammenheng brukes FEA for å studere og forstå hvordan et objekt reagerer på ytre krefter og vibrasjoner.

For å illustrere dette, kan det være nyttig å betrakte et eksempel, som en bro som skal konstrueres. Broen vil bli utsatt for ulike krefter som vind, trafikk og jordskjelv, som kan forårsake vibrasjoner og svingninger i strukturen. For å sikre at broen er trygg og har en lang levetid, vil man vite hvordan den vil oppføre seg under disse forholdene.

Her kommer FEA inn i bildet. Først lages en datamodell av broen, og denne modellen deles opp i mange små biter eller elementer. Hvert element representerer en del av broen, og de er alle koblet sammen i modellen. Deretter legges det inn informasjon om materialer, egenskaper og forhold som påvirker broen, som tyngdekraft, temperatur og stivhet.

Når modellen er klar, simuleres vibrasjonene og svingningene ved å påføre ytre krefter på broen. Datamaskinen løser komplekse matematiske ligninger for å beregne hvordan hvert element og hele strukturen vil oppføre seg under disse forholdene. Resultatene fra FEA kan vise ingeniørene hvor de største spenningene og deformasjonene oppstår, og hvordan broen reagerer på vibrasjoner og svingninger.

5.3 Vibrasjonsdemping

For å forstå vibrasjonsdemping kan man se for seg en bil som kjører over en humpete vei. Bilen er utstyrt med fjærer i hjuloppheng for å absorbere støtene fra veien, men fjærer alene er ikke nok. Hvis bilen bare hadde fjærer, ville den fortsette å sprette opp og ned lenge etter å ha kjørt over en hump, fordi fjærene lagrer energien fra støtet og deretter frigjør det igjen (Meriam, Kraige og Bolton, 2020). Det er her vibrasjonsdempere, eller mer spesifikk som i dette fall, støtdempere, kommer inn.

Støtdemperen i bilens hjuloppheng fungerer sammen med fjærene for å absorbere og dempe vibrasjonene. Mens fjæren absorberer støtet fra humpen, demper støtdemperen denne energien ved å konvertere det til en annen form - vanligvis varme - som deretter kan bli utstrålt bort. Dette reduserer mengden av vibrasjon og støt som føles av passasjerene i bilen, og det reduserer også belastningen på bilens komponenter.

Så uten både fjærer og støtdempere, ville turen være både ubehagelig for passasjerene og skadelig for bilen. Det er dette prinsippet som ligger til grunn for teknikken med vibrasjonsdemping.

5.4 Egenfrekvens, resonans og vibrasjonsmoder

5.4.1 Egenfrekvens

Egenfrekvens er den naturlige frekvensen der et objekt eller system foretrekker å vibrere eller svinge (Døssing, 1988a; 1988b). Man kan tenke på det som den mest komfortable frekvensen for objektet, akkurat som hvordan en gyngeliker liker å svinge frem og tilbake med en bestemt hastighet. Hvert objekt har sin egen unike egenfrekvens som avhenger av dets masse, form og materiale.

5.4.2 Resonans

Et enkelt eksempel på resonans er når man dytter en gyngeliker. Hvis man dytter gyngeliken med den samme frekvensen som dens naturlige svingning, vil gyngeliken svinge høyere og høyere. Dette er fordi dyttingen forsterker gyngelikebevegelsen gjennom resonans. Resonans kan ha dramatiske og noen ganger ødeleggende effekter. For eksempel, hvis en bro eller en bygning utsettes for krefter i form av vind eller andre ytre krefter som matcher dens egenfrekvens, kan det føre til alvorlige strukturelle skader eller til og med kollaps (Døssing, 1988a; 1988b).

5.4.3 Vibrasjonsmoder

Vibrasjonsmoder er de forskjellige måtene et objekt kan vibrere på. Man kan tenke på det som forskjellige "dansebevegelser" et objekt kan gjøre. For eksempel, en gitarstreng kan vibrere på mange forskjellige måter - den kan vibrere i sin helhet, som gir den laveste tonen, eller den kan vibrere i to eller flere deler, som gir høyere toner. Hver av disse forskjellige vibrasjonsmåtene kalles en vibrasjonsmode, og hver har sin egen egenfrekvens (Døssing, 1988a; 1988b). Ved å forstå og kontrollere vibrasjonsmodene, kan man forhindre uønskede resonanser og sikre at objektet oppfører seg som ønsket. For eksempel, i design av bygninger og broer, er det viktig å forstå de forskjellige vibrasjonsmodene for å forhindre skadelige resonanser i tilfelle av jordskjelv eller sterk vind.

5.5 Modalanalyse

5.5.1 Eksperimentell modalanalyse (EMA)

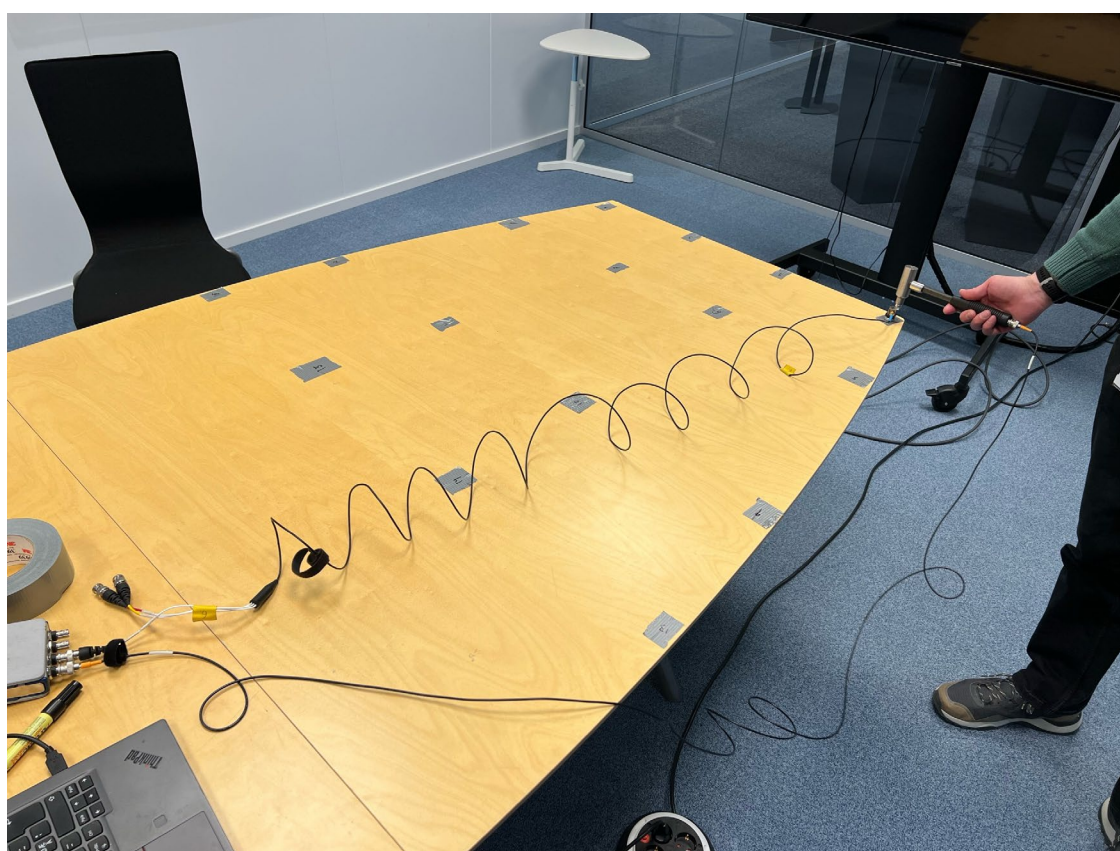
I håndbøkene skrevet av Døssing (1988a; 1988b) står det at eksperimentell modalanalyse er en teknikk som brukes til å bestemme dynamiske egenskaper, som egenfrekvenser, dempingsfaktorer og mode-formene til et mekanisk system. Disse egenskapene er viktige for å forstå og kontrollere vibrasjoner, støy og dynamisk respons i konstruksjonsteknikk. En vanlig metode å utføre eksperimentell modalanalyse på, er ved hjelp av en instrumentert hammer og et akselerometer. I figuren under ser vi dette utstyret i bruk ved en demonstrasjon.



Figur 4: Akselerometer og instrumentert hammer, utstyr brukt i EMA

Den instrumenterte hammeren er et verktøy som brukes til å påføre en kontrollert impuls til et mekanisk system. Hammeren er utstyrt med en kraftsensor som måler den påførte kraften som en funksjon av tid. Impulsen genererer vibrasjoner i systemet, disse vibrasjonene plukkes opp av akselerometeret, og kan analyseres for å bestemme systemets dynamiske egenskaper.

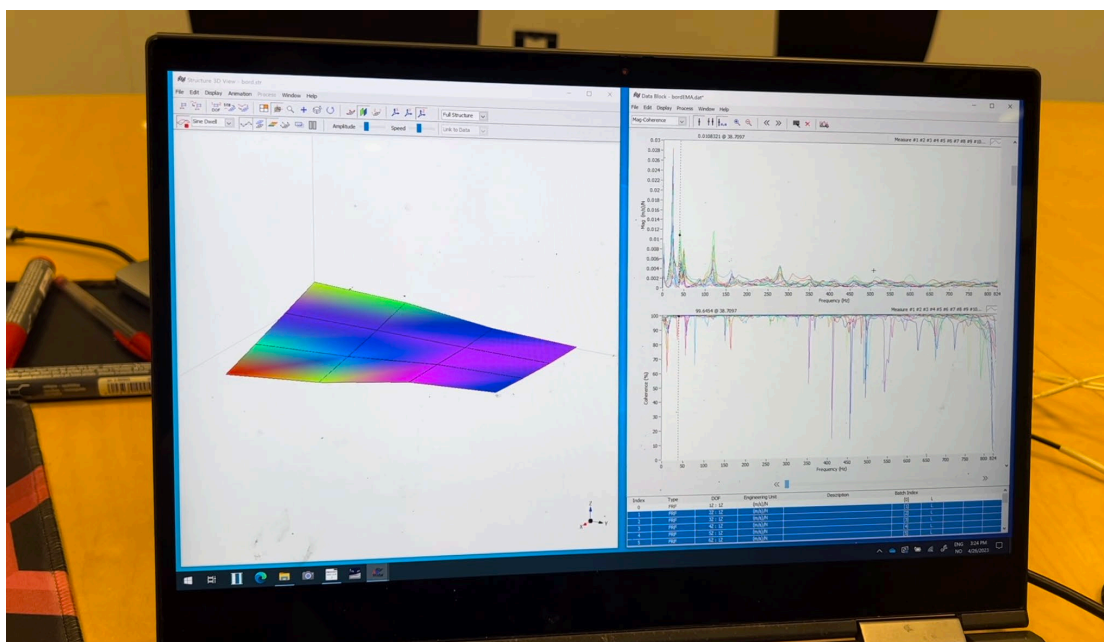
Et akselerometer er en sensor som måler akselerasjonen av et punkt på systemet som respons av den påførte impulsen. Akselerometeret er vanligvis festet til strukturen med en klebestrimmel eller en magnet. Dataene fra akselerometeret brukes til å beregne systemets frekvensresponsfunksjon (FRF), som er en funksjon som beskriver hvordan systemet reagerer på ulike frekvenser. Plasseringen av akselerometrene spiller en kritisk rolle for å fange moder og egenfrekvenser nøyaktig. Generelt bør akselerometrene plasseres på steder med maksimal translasjon. Med 'maksimal translasjon' mener vi områder på objektet hvor det er mest bevegelse under vibrasjon. Ved å plassere akselerometrene her, kan man sikre at man fanger opp den mest informative og representative dataen om vibrasjonene som objektet opplever. I figuren under demonstreres EMA ved å måle egenfrekvensene til et kontorbord.



Figur 5: Demonstrasjon av EMA på kontorbord

Her ble akselerometeret plassert i det ene hjørnet, siden det vil oppleve størst translasjon. Bordet ble markert med teipbiter for å illustrere hvor man skulle påføre et slag med hammeren. Eksperimentet er satt opp slik at det skal slås med hammeren i hver av de merkede punktene. Disse punktene vil være modellert i måleprogramvaren.

I figuren under ser vi måleprogramvaren hvor bordet ble modellert som et rektangel, med et målepunkt representert i teipbitene på bordet. Dette gjør det mulig å animere svingningene til bordplaten, og det blir mulig å tolke måleresultatene visuelt.



Figur 6: Programvare for modalanalyse som animerer respons til kontorbord

5.5.2 Operasjonell modalanalyse (OMA)

På den andre siden har vi operasjonell modalanalyse. Forskjellen på EMA, er at OMA måler vibrasjonene til et objekt når det er i drift. I motsetning til en kjent kraft som den instrumenterte hammeren gir, vil det være operasjonelle krefter fra f.eks. en motor som gjør at noe vibrerer.

Ved OMA erstattes den instrumenterte hammeren med et akselerometer. Om målingen av kontorbordet som illustrert ovenfor skulle blitt gjort igjen med OMA ville de «operasjonelle» kreftene kommet av at man banker på bordet med en neve. Dette ville blitt plukket opp av måleprogramvaren og gitt en lignende visualisering.

For å oppsummere hovedforskjellene mellom OMA og EMA:

- OMA måler objekter under normale driftsforhold, mens EMA utføres i kontrollerte omgivelser.
- OMA benytter seg av operasjonelle krefter som genererer vibrasjonene, mens EMA påfører en kjent og kontrollert kraft på objektet.

Begge metodene har sine fordeler og ulemper. OMA er spesielt nyttig for store og komplekse strukturer, der kontrollerte laboratorietester er vanskelige eller umulige å utføre. EMA, på den annen side, gir mer kontroll over kraften som påføres objektet og kan gi mer nøyaktige resultater i noen tilfeller. Det skal nevnes at EMA ikke gir noen informasjon om hvilke reelle krefter systemet vil kjenne på under drift. Valget mellom OMA og EMA avhenger av objektet som studeres, tilgjengelige ressurser og målene for analysen.

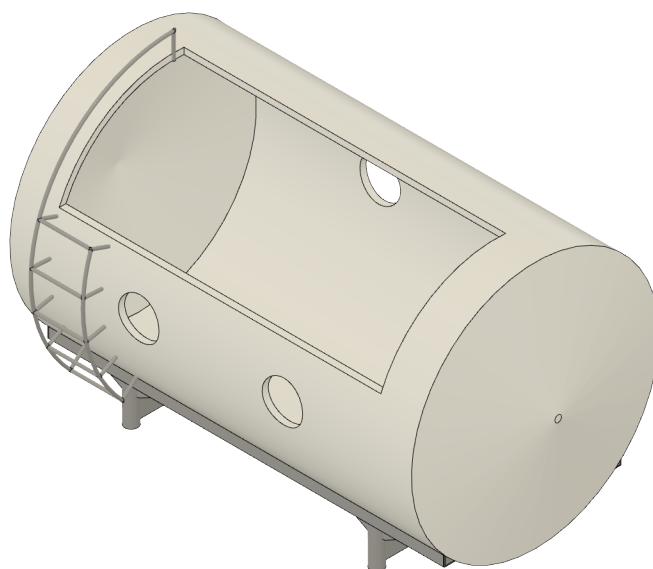
6. Metode

6.1 Designkriterier og avgrensninger

Siden testrammen skal brukes i sammenheng med måling av vibrasjoner, er det viktig at den ikke har egenfrekvenser i testområdet. Undervanns vibrasjonsdemperne skal kunne testes opp til 25 Hz. Dette betyr at rammen må ha en egenfrekvens over 25 Hz, slik at den ikke forstyrrer måleresultatene.

Massen til testutstyret som blir montert på rammen, vil gjøre at egenfrekvensen til rammen blir lavere. For å ta høyde for dette, skal det simuleres 100 kg last på hvert festepunkt for testutstyr. Desto lenger en profil er, jo lavere blir egenfrekvensen. Derfor bør rammen være kortest mulig, men samtidig romme tanken og sørge for god produksjonsvennlighet. For å minske ledetid og kostnad på produksjon skal det brukes standard profiler. Samtidig må det velges profiler som sørger for god stivhet og ikke for komplisert montering.

Etttersom rammen skal brukes i testsammenheng, er det viktig at det ikke er store variasjoner i produksjonen som fører til lavere stivhet. Derfor skal det brukes en toleranse som sørger for at konstruksjonen passer godt sammen. Bedriften har fra tidligere laget en 3D-modell av tanken, og denne 3D-modellen ble brukt som utgangspunkt for å bestemme geometrien på rammen beskrevet i denne oppgaven.



Figur 7: 3D-modell av tanken som brukes i testsammenheng

6.2 Fremgangsmåte

Her gjøres det rede for hvilken fremgangsmåte som er brukt i prosjektet:

1. Møte med oppdragsgiver:

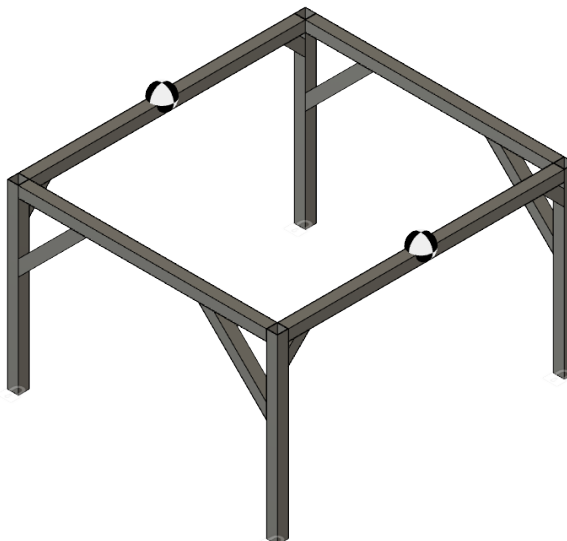
Diskuter ønskede profiler (rør, bjelker, osv.) for testrammen og få en forståelse av kravene og målene for prosjektet.

2. Design i CAD-program:

Bruk de ønskede profilene til å lage et foreløpig design av testrammen. Ta hensyn til at egenfrekvens er den dimensjonerende faktoren, snarere enn styrke.

3. Simulering og optimering:

Kjør flere egenfrekvens-simuleringer samtidig i skyen, med forskjellige veggtykkelser på profilene. Målet er å finne den minste veggtykkelsen som oppfyller kravet om en egenfrekvens over 25 Hz. I simuleringene skal det plasseres to 100 kg punktmasser på hver av de to overliggerne der testutstyret skal ligge, for å ta høyde for at egenfrekvensen blir lavere når massen øker. I figuren under vises punktmassene på hver overligger indikert med to sfærer.



Figur 8: Punktmasser på rammen for å kompensere for vekt av testutstyr

4. Vurdering av resultater:

Analyser resultatene fra simuleringene og velg designet med den laveste veggtykkelsen som oppfyller kravet om en egenfrekvens over 25Hz hvor testutstyret skal ligge.

5. Produksjonstegninger:

Når et passende design er valgt, lage detaljerte produksjonstegninger av testrammen. Disse tegningene skal inkludere alle nødvendige mål, toleranser og spesifikasjoner for produksjon.

6. Produksjon og montering:

Overlever produksjonstegningene til et mekanisk verksted for produksjon av testrammen. Følg opp med verkstedet under produksjonen for å sikre at alle krav og spesifikasjoner følges. Etter produksjonen, monter testrammen i henhold til tegningene og instruksjonene.

6.3 CAD-programmer og deres egenskaper

Det finnes flere CAD-programmer som kan være aktuelle for dette prosjektet, blant annet SolidWorks og Fusion 360. SolidWorks er et kraftfullt og allsidig CAD-program som tilbyr en rekke funksjoner for design og simulering. SolidWorks løser simuleringer lokalt på brukerens datamaskin, noe som betyr at det ikke er mulig å gjøre designendringer parallelt med kjøring av simuleringen. Dette kan resultere i lengre ventetider og redusert effektivitet i prosjektet.

På den andre siden har vi Fusion 360, som tilbyr skybaserte simuleringer. Selv om Fusion 360 kanskje ikke har like mange funksjoner som SolidWorks, gir skybaserte simuleringer muligheten til å parallellisere arbeidet med designiterasjoner og simuleringer. Dette kan føre til en mer effektiv og tidsbesparende arbeidsprosess.

6.4 Valg av CAD-program og påvirkning på prosjektet

I dette prosjektet er det et ønske om raske designiterasjoner, for å optimalisere testrammen. Fusion 360s skybaserte simuleringer egner seg godt for dette formålet, ettersom det tillater å jobbe med designendringer mens simuleringer kjører i bakgrunnen.

Ved å benytte Fusion 360 kan prosjektet oppnå en mer effektiv og smidig arbeidsprosess, noe som er viktig for å kunne nå målene i prosjektet. Fusion 360 har en fordel i dette prosjektet ved å kunne parallellisere arbeidet og dermed spare tid og ressurser. Et annet argument for Fusion 360 er at Momentum Technologies allerede har en lisens for denne programvaren. Det vil gjøre det lettere å dele filer og diskutere endringer og forbedringer i designet.

6.5 Designiterasjoner og designendringer

I kapittel 6.5 vil designiterasjoner og designendringer bli gjennomgått, før det endelige designet blir presentert i resultat og diskusjons kapittelet

6.5.1 Tanken som base for testriggen

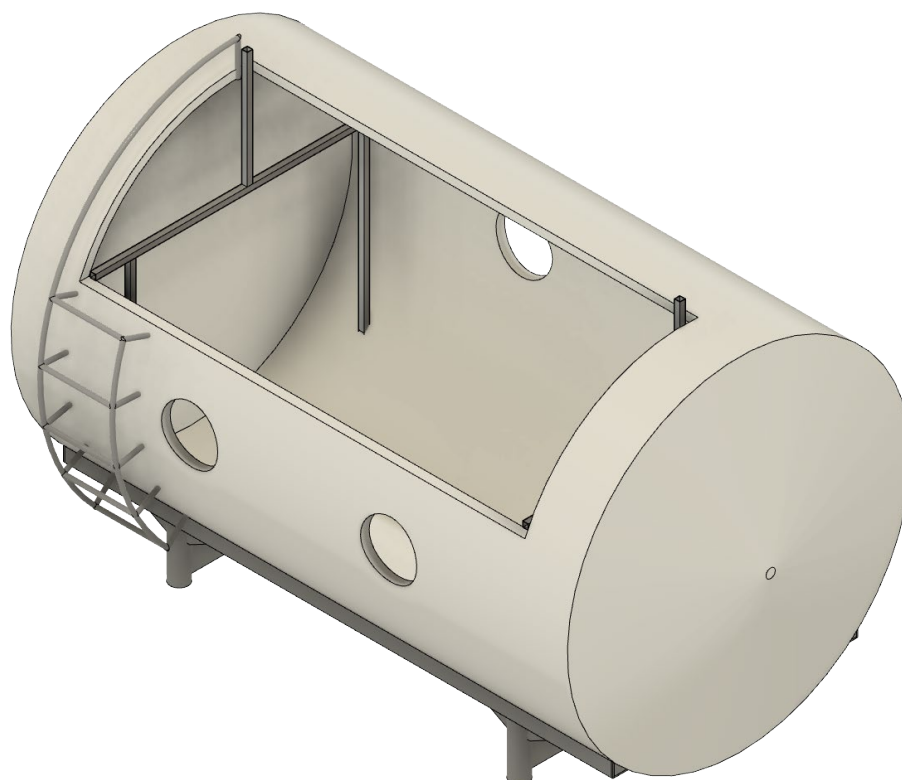
Figur 10 viser tanken som skal brukes i testriggen. Det er en gammel melketank av rustfritt stål. Etter bruk som melketank har den blitt konvertert til et akvarium for bruk i et hotell. Etter bruk som akvarium ble den stående ute i vær og vind, og ble kjøpt av Momentum Technologies for bruk i dette prosjektet. Denne tanken er passende som base for testriggen, siden den har vinduer som gjør det mulig å ta vibrasjonsforsterket video av testutstyret, og en stige som gjør det lett å klatre inn og ut.



Figur 9: Testtanken, tidligere melketank konvertert til akvarium

6.5.2 Ramme i tanken

I utgangspunktet ble det tenkt at testrammen skulle være på innsiden av tanken. Dette siden det ville minimere materialbruk, plassbruk, og antatt til å være stivt nok for å få en høy nok egenfrekvens. Det ble designet en testramme med firkantrør, tenkt til å bli sveiset fast i tanken. Siden denne rammen er i tanken vil den være i kontakt med vann, og må derfor være i rustfritt stål.



Figur 10: Ramme på innsiden av tanken

6.5.3 OMA av tanken

Ettersom rammen skulle sveises fast i tanken, ble det ansett viktig å sjekke hvilke egenfrekvenser tanken har. Dette fordi rammen ville blitt koblet til tanken, og all vibrasjonsrespons i tanken ville blitt direkte overført til rammen. Det ble gjort OMA som forklart i teoridelen, vha. gummihammer og akselerometermålinger på forskjellige steder i tanken. Legg merke til at det brukes gummihammer for å lage de «operasjonelle» kreftene som gjør at tanken vibrerer.



Figur 11: OMA av tanken for å finne egenfrekvenser

Resultater fra tankmålingene viste at tanken har egenfrekvenser så lavt som 2 Hz. Dette er problematisk da det er i testområdet på $0 \leq 25$ Hz. Neste kapittel vil ta for seg vurdering av tankens tilstand etter befaring fra Skala Fabrikk.

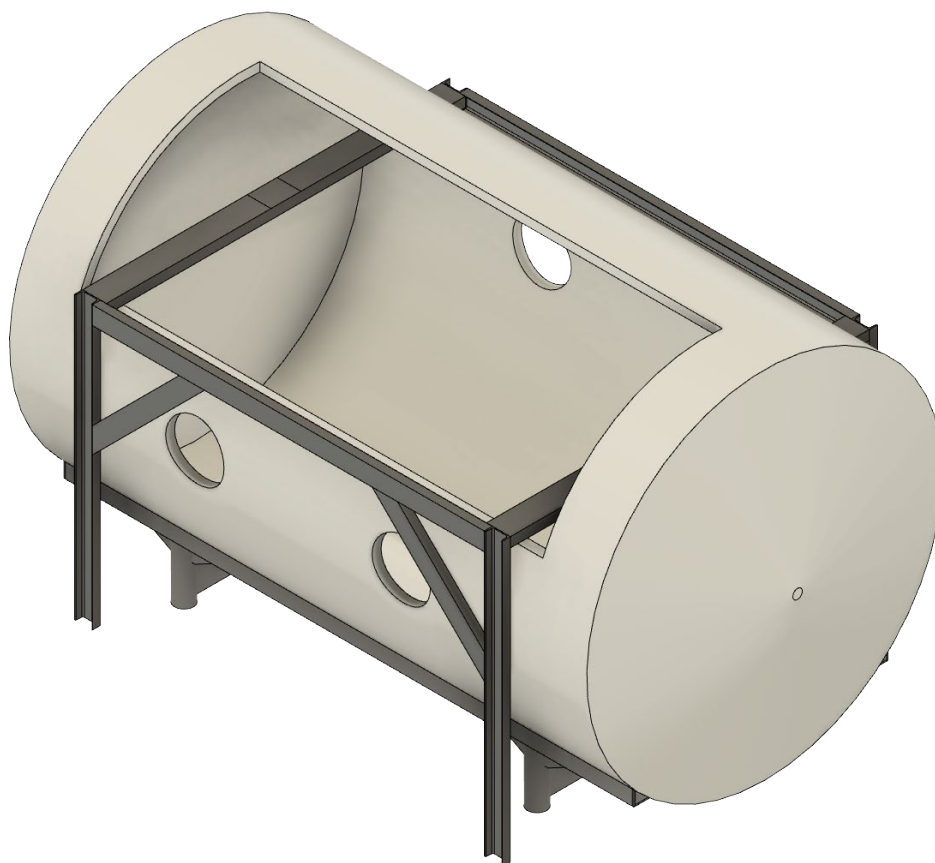
6.5.4 Befaring fra Skala Fabrikk

Skala Fabrikk er produsenter av melketanker, og er dermed eksperter på sveising av rustfritt stål og tanker slik som blir brukt i dette prosjektet. De ble kontaktet for oppdrag om å sveise rammen i tanken. Skala påpekte at om rustfritt stål opplever nok temperaturendringer i f.eks. vær og vind, og eventuelt saltvann i dette tilfelle, kunne tanken blitt så sprø at sveising ville ført til sprekkdannelse. Etter befaring fra sveiser viste dette seg å være tilfelle, og tanken ville sprukket opp om den hadde blitt sveiset.

Det ble holdt et situasjonsmøte om prosjektet innad i Momentum Technologies for å ta stilling til at rammen ikke kan sveises i tanken. Det ble besluttet at rammen bør flyttes utenfor, og frikoblet fra tanken. Det var to ting som førte til denne beslutningen; tanken har lav egenfrekvens som ligger i testområdet, om rammen var i tanken ville tankens lavfrekvente respons blitt overført til rammen og forurenset måleresultatene. Det andre var at det ikke vil være mulig å sveise i tanken uten at det oppstår sprekker.

6.5.5 Ramme utenfor tanken

På bildet under vises neste designiterasjon hvor rammen skulle være på utsiden av tanken, og gå gjennom hull i tankveggen. Det er ikke kontakt mellom rammen og tanken, slik at vibrasjoner ikke overføres. Materiale ble gjort om til alminnelig svartstål, da rammen ikke lenger er i kontakt med vann, og ikke skal sveises til tanken som er rustfritt stål.

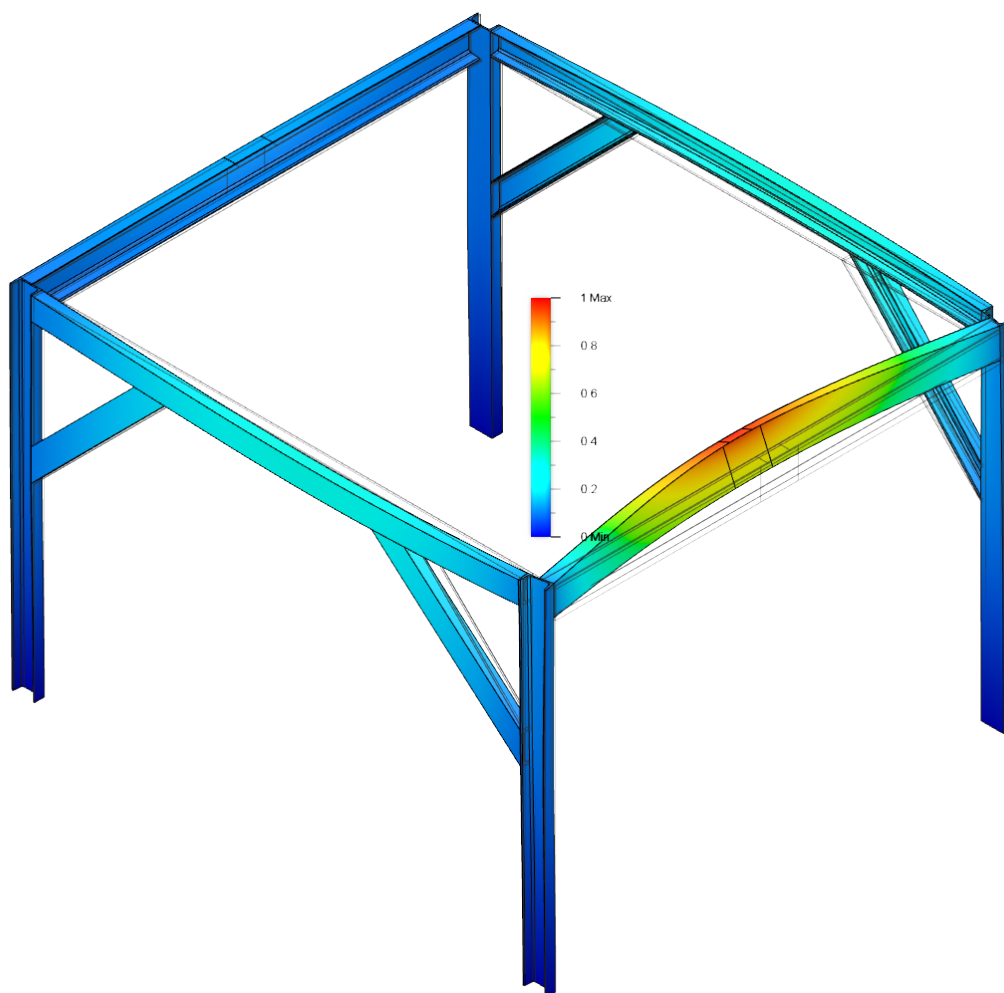


Figur 12: Designendring med ramme i UNP utenfor tanken

Det ble tenkt at U-bjelker (UNP) vil være en god profil for denne rammen, hovedsakelig på grunn av god produksjonsvennlighet pga. fine anleggsflater å sveise på, samt muligheter for boltede løsninger. For å sikre at rammen har høy nok egenfrekvens, ble det plassert to punktmasser på 100 kg hvor testutstyret skal stå, og laget avstivninger på frem og baksiden av rammen.

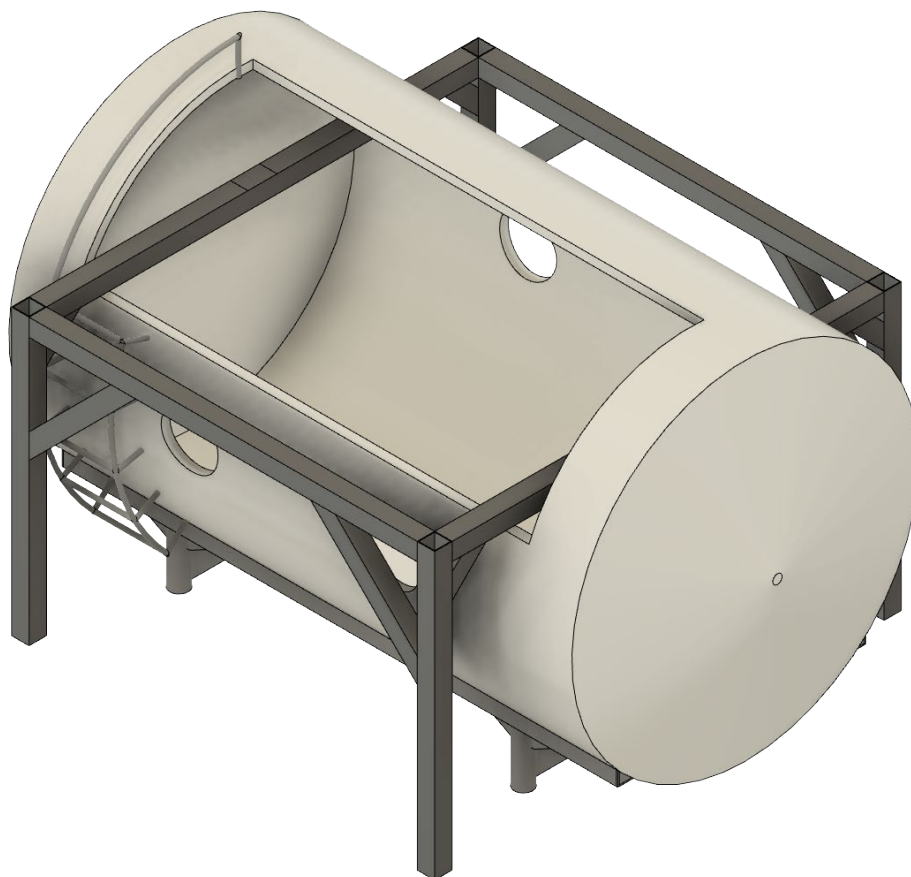
6.5.6 Endring av U-profil til firkantrør og endelig design

På figuren under viser simulering av UNP at overliggerne begynner å rotere ved 10 Hz, noe som er ikke er godkjent med tanke på testområdet fra 0 til 25 Hz. Med dette ble det besluttet å endre rammeprofilene til firkantrør.



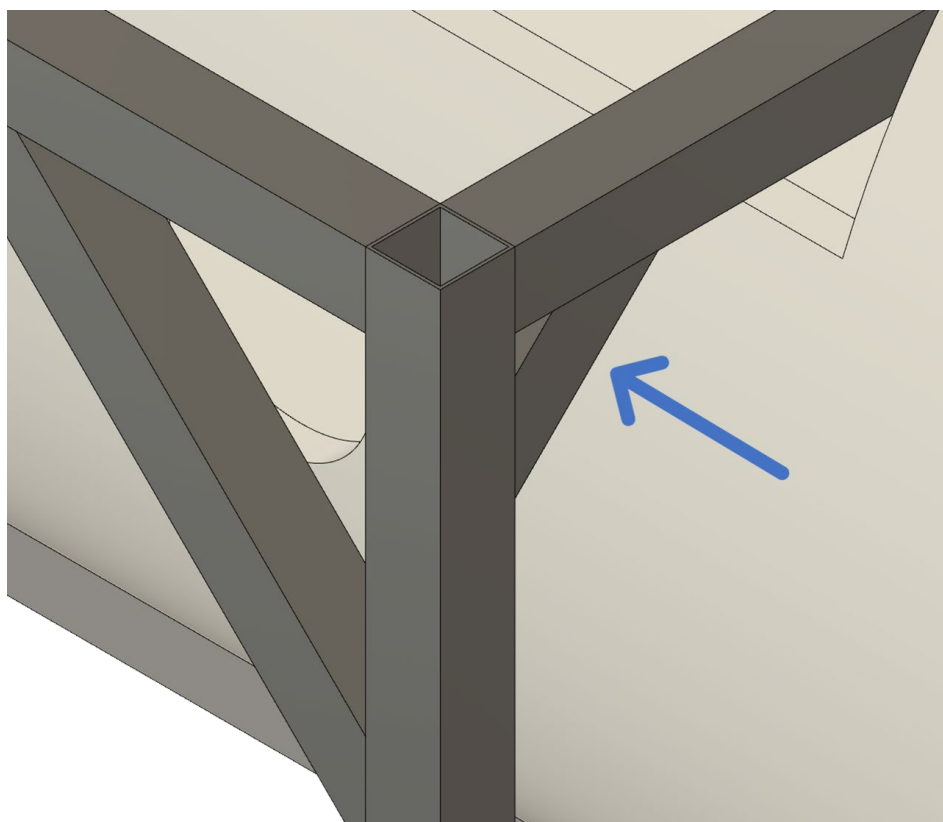
Figur 13: UNP simulering som viser for lav egenfrekvens

Firkantrør er stivere enn UNP-bjelker, fordi de har en jevnere fordeling av materiale rundt hele profilen, et større tverrsnittsareal og en lukket profil som gir bedre motstand mot bøyning og vridning (Johannessen, 2002). Dette førte til en vesentlig økning av rammens stivhet, og dermed en høyere egenfrekvens. Figuren under viser ny ramme med firkantrør i stedet for UNP.



Figur 14: Ramme av firkantrør

For å stive av overliggerne, samt øke produksjonsvennlighet, ble det lagt til avstivere langs overliggerne. Dette gjør det mulig å legge overliggerne oppå, for så å bli sveiset til resten av rammen. Figuren under viser avstiverne lagt til i CAD-designet.



Figur 15: Avstivere for overliggerne

6.5.7 Framstilling av produksjonstegninger

Standard størrelse på produksjonstegninger er A3. Momentum Technologies har kun en A4 skriver, og A4 ble derfor valgt som format for produksjonstegningene. Siden rammen er en del av et testsystem, er det sensitivt til avvik i produksjonen. I denne sammenhengen ble det brukt middels NS-ISO 2768-1 toleranse (Johannessen, 2002). Dette er en toleranse som gjelder for alle ikke toleransesatte mål. Denne toleransen er grov nok til at rammedelene passer sammen, og samtidig ikke for fin for produksjonsmetodene som er kaldsaging og sveising.

For å forenkle frakt og sluttproduksjon ble det bestemt at rammen skulle leveres som halvfabrikat. Fremre og bakre rammeverk skulle sveises hos produsenten, og overliggerne skulle leveres løst, slik at produksjonen kan ferdigstilles i Momentum Technologies sitt testlokale på Sveberg.

6.5.8 Oppfølging av produksjon

Rammen ble bestilt hos Amundsen Sveise Mek verksted AS i Trondheim. Produksjonstegningene ble levert i mars rett før påske. Levering av halvfabrikert ramme tok plass i midten av mai. Etter inspeksjon ble det oppdaget at rammen var for kort i høyden, dette vil bli diskutert senere i resultater og diskusjon. På figuren under blir montering gjort ved hjelp av en pallelaster.

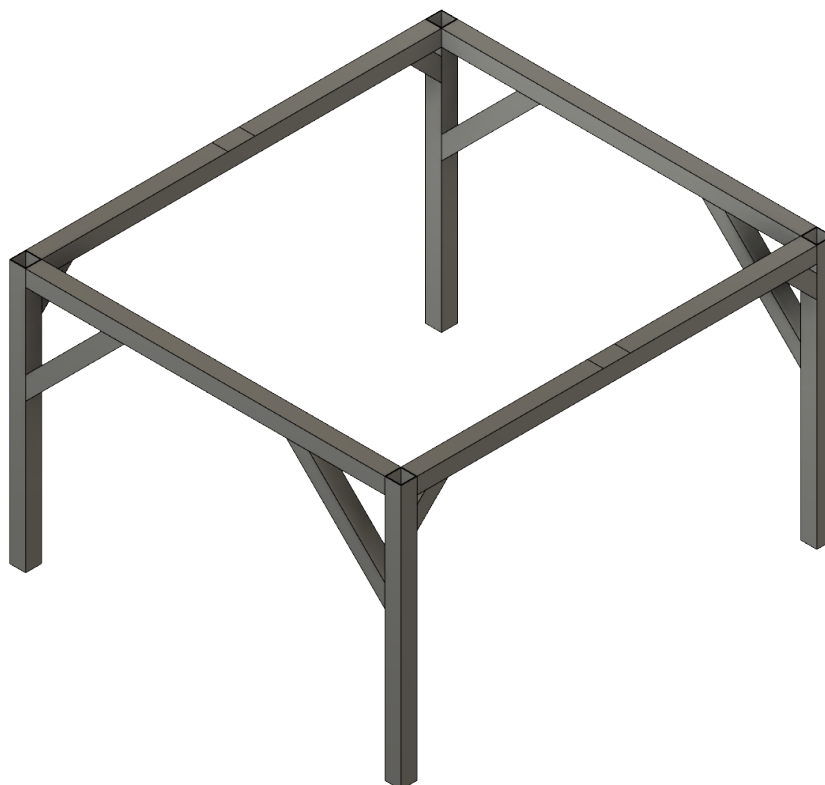


Figur 16: Montering av halvfabrikert ramme

7. Resultater og diskusjon

7.1 Siste rammedesign

På figuren under vises rammekonstruksjonen som ble det endelige designet før produksjon. Materialvalget falt på alminnelig svartstål, og rammen veier totalt 424,8kg. Firkantrør-dimensjonen på det endelige rammedesignet er 120x120x5mm. Disse dimensjonene ble fastsatt etter å ha utført simulering for å sikre at rammen ville oppfylle kravene til egenfrekvens.



Figur 17: Fastlåst design for produksjon

7.2 Simuleringsresultater

Eigenfrekvensene til rammen med firkantrør, og en last på 100 kg på hver overligger ble simulert. Tabellen under viser resultatene fra simuleringene. For en mer detaljert visualisering av hver egenfrekvens, se Vedlegg 1: Simuleringsrapport egenfrekvens. Produksjonstegningene ligger i Vedlegg 2: Ramme produksjonstegninger

Tabell 1: Resultater fra egenfrekvenssimulering av rammen

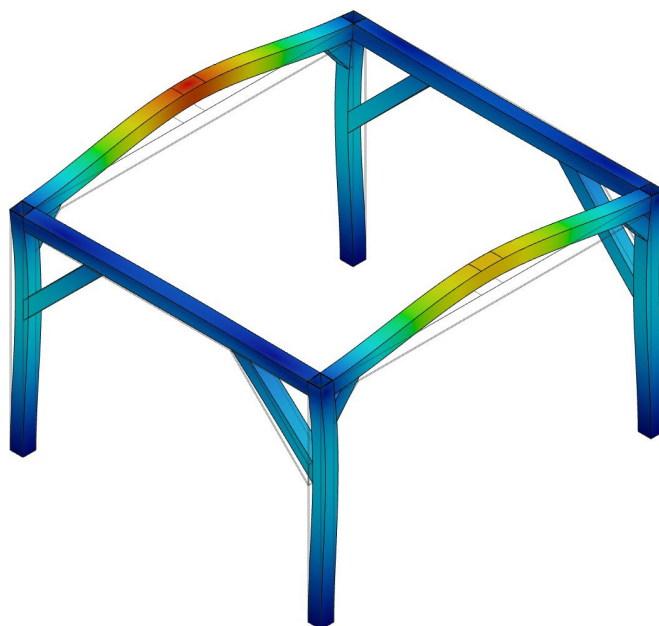
Frequency	Participation X	Participation Y	Participation Z
Mode 1: 16.94 Hz	0.0001	90.5268013	0
Mode 2: 18.88 Hz	74.8242021	0.0001	0
Mode 3: 21.75 Hz	0.0039	0	0.0003
Mode 4: 22.9 Hz	0.0184	0	0.0001
Mode 5: 33.04 Hz	0.0003	0	44.146499
Mode 6: 33.69 Hz	0.0078	0.0003	0.318800006
Mode 7: 38 Hz	0.0007	0	0.0004

7.3 Diskusjon

Firkantrør-dimensjonen på det endelige rammedesignet er 120x120x5mm. Denne dimensjonen ble valgt siden den oppfylte designkrav om tilgjengelighet hos leverandør, og tilstrekkelig stivhet for å oppnå egenfrekvens over 25 Hz.

I Tabell 1 ser det ut til at rammen har egenfrekvenser i testområdet på 0 til 25 Hz ved mode 1 til 4. Det er imidlertid viktig å merke seg at disse modene ikke fører til translasjon i Z-retning, og til oppfrisking viser Figur 2 at det er i denne retningen lineærmotorene vil bevege seg. Dermed kan disse modene betraktes som ikke-relevante for prosjektets formål, selv om de kan være problematiske under visse forhold. I et slikt scenario er det mulig å avstive rammen i etterkant for å motvirke disse egenfrekvensene.

I figuren under vises det at den første relevante egenfrekvensen oppstår i mode 5 ved 33 Hz, noe som gir en betydelig sikkerhetsmargin for testområdet på 0 til 25 Hz. Dette resultatet gir tillit til at rammen vil kunne fungere effektivt under de planlagte testene.

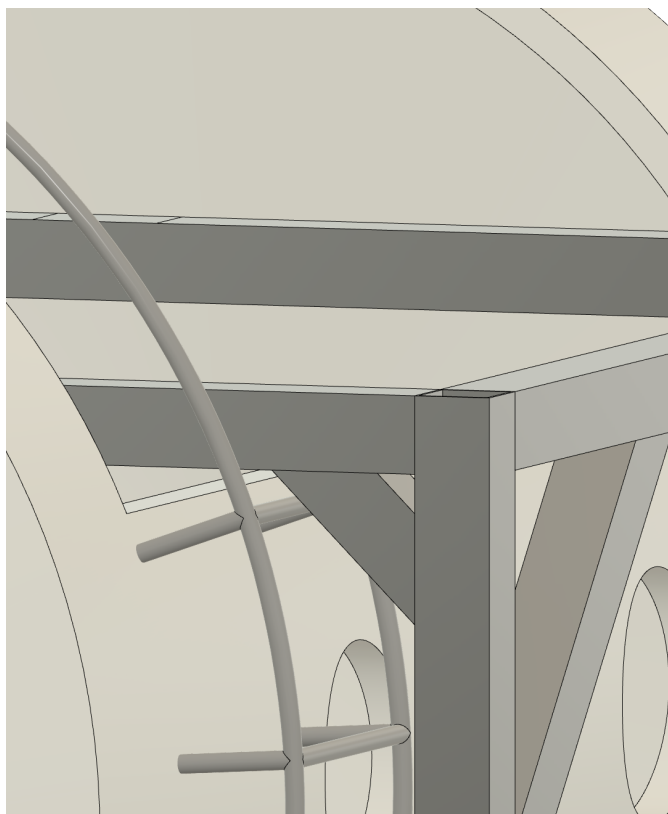


Figur 18: Rammens egenfrekvens ved 33hz, første relevante mode

Det bør også nevnes at simuleringene ble utført med en antatt belastning på 100 kg på hvert festepunkt for testutstyret, noe som er et overestimat av den forventede vekten av testutstyret på 60 kg. Dette betyr i praksis at rammen sannsynligvis vil ha en høyere egenfrekvens enn det simuleringene indikerer, noe som gir ytterligere sikkerhetsmargin.

7.4 Kvalitetssikring av ferdigprodusert ramme

Ved inspeksjon av den ferdigproduserte rammen ble det oppdaget en dimensjoneringsfeil: Rammens høyde var for kort. Dette kan spores tilbake til hovedbruken av en 3D-modell som referanse for dimensjonene, og at det ikke ble gjort gode nok kontroller av designtegninger mot den virkelige verden før bestilling av produksjon. På figurene under ser vi at rammen har god klaring i CAD, mens i virkeligheten er det for lite klaring for overliggerne.



Figur 20: Ramme med god høydeklaring i Fusion 360



Figur 19: Fysisk ramme med for lav høydeklaring

Etter at det ble oppdaget at rammen var for kort, ble det raskt satt i gang tiltak for å løse dette problemet. En løsning ble identifisert, der det ble foreslått å forlenge avstiverne som skal støtte overliggerne, slik at overliggerne ligger oppå benene, i stedet for inntil benene som opprinnelig planlagt. Designmodifikasjonene ble raskt gjennomført, og produksjonstegningene for løsningen ble levert til Amundsen Mekaniske Verksted for produksjon samme dag. Produksjonstegningene for modifikasjonen ligger i Vedlegg 3: Produksjonstegninger av avstiver modifikasjon.

På grunn av at høydefeilen ble oppdaget i slutten av prosjektet, har ikke studenten rukket å lage, og simulere en komplett modell med den nye løsningen. Modifikasjonene vil trolig senke egenfrekvensen noe da det ikke vil ha en like stiv innfesting. Rammen har en sikkerhetsmargin å ta av, siden den har blitt overdimensjonert med 100 kg på hver overligger. Denne situasjonen understreker betydningen av å balansere tillit til digitale designverktøy med nødvendigheten av grundige fysiske målinger. Dette er en viktig lærdom som bør tas med videre til fremtidige prosjekter.

For å bekrefte at rammen oppfører seg som forventet, var planen å utføre eksperimentell modal analyse (EMA), som beskrevet i teorikapittelet. Imidlertid, på grunn av prosjektets tidsramme, de ulike iterasjonene og stor arbeidsmengde i andre prosjekter hos Momentum Technologies, var det ikke mulig å fullføre monteringen av rammen og gjennomføre denne analysen. Resultatene fra en fremtidig EMA-måling vil være av stor verdi, da den vil gi innsikt i rammen sin dynamiske oppførsel i praksis, og vil tillate en direkte sammenligning med designspesifikasjonene og simuleringen.

7.5 Mulige svakheter ved metodevalg og framgangsmåte

Sett bort i fra dimensjoneringsfeilen kan en mulig svakhet ved framgangsmåten være bruken av Fusion 360 for design og simulering. Selv om Fusion 360 har fordelen av å kunne kjøre simuleringer i skyen, noe som muliggjør parallelle arbeidsprosesser, er det ikke så funksjonsrikt som noen av sine konkurrenter, som for eksempel SolidWorks. Dette kan bety at noen avanserte funksjoner og analyseverktøy ikke er tilgjengelige i Fusion 360, noe som kan påvirke nøyaktigheten og kvaliteten på resultatene. Videre, selv om skybaserte simuleringer gir fordeler i form av arbeidsflyt, kan det også medføre bekymringer knyttet til datasikkerhet og tilgang til ressurser i skyen.

En annen svakhet kan være knyttet til fremgangsmåten for å velge og optimalisere konstruksjonsgeometrien. Selv om målet var å lage en konstruksjon som møter kravet om egenfrekvens på over 25 Hz, kan denne tilnærmingen potensielt føre til et overdrevent fokus på egenfrekvens. Det er viktig å vurdere ytterligere faktorer, som materialkostnader, produksjonsprosessen og langsiktig ytelse av testrammen under varierende forhold. Ved å fokusere utelukkende på egenfrekvens, kan noen av disse andre faktorene bli oversett, noe som kan påvirke det samlede prosjektresultatet.

8. Konklusjon

Prosjektets primære resultatmål ble oppnådd. Et CAD-design av en ramme for testing av undervanns vibrasjonsdempere ble utviklet. FEM-simuleringer ble benyttet for å fastslå egenfrekvensen til testriggeren, og tilrettelegge for nødvendige designendringer for å øke egenfrekvensen utenfor det aktuelle frekvens-testområdet på 0 til 25 Hz. Overdimensjonering av designet gjorde det mulig å løse en dimensjoneringsfeil uten omveltende endringer. Resultatet ble en fysisk konstruert ramme som nå er klar for videre montering, testing og analyse.

Som en indikasjon på prosjektets suksess, ble studenten tilbudt sommerjobb i Momentum Technologies. Dette tilbudet demonstrerer bedriftens tilfredshet med studentens innsats og de oppnådde resultatene. I tillegg til den praktiske læringsopplevelsen, har prosjektet gitt studenten verdifull erfaring med arbeid i en ingeniørrolle i en bedrift.

Avslutningsvis, arbeidet med testriggeren har gitt Momentum Technologies et solid fundament for videre testing av prototyper, og har dermed bidratt til å fremme utviklingen av deres undervanns-demperteknologi.

9. Videre arbeid

9.1 Design og bygging av resten av testriggen

Med rammen ferdigstilt, kan fokuset nå skifte til design og bygging av resten av testriggen. Dette kan inkludere utforming av festeanordninger for støtdemperne, utvikling av et system for å påføre last på støtdemperne, og inkludering av nødvendige måleinstrumenter for å registrere data under testing.

9.2 Simulering av hele testriggen

Med et komplett design av testriggen med modifikasjonene, vil det være nyttig å utføre ytterligere simuleringer for å vurdere dens forventede ytelse. Dette kan hjelpe til med å identifisere eventuelle problemer eller forbedringsområder før den faktiske byggingen av riggen.

9.3 Testing og validering

Når hele testriggen er bygget, bør det utføres en rekke tester for å validere dens ytelse. Dette kan inkludere testing av individuelle komponenter, samt testing av hele systemet under forskjellige belastnings- og driftsforhold.

9.4 Optimalisering av testprosedyrer

Basert på resultatene fra testingen, kan det være rom for å forbedre og optimalisere testprosedyrene. Dette kan inkludere justering av belastningens størrelse eller frekvens, endringer i datainnsamling eller analysemetoder, eller tilpasninger til selve testriggen.

10. Referanseliste

Døssing, O. (1988a) *Structural Testing Part 1*. K. Larsen & Søn A/S. Tilgjengelig fra: <https://www.bksv.com/media/doc/br0458.pdf> (Hentet: 20. april 2023).

Døssing, O. (1988b) *Structural Testing Part 2*. K. Larsen & Søn A/S. Tilgjengelig fra: <https://www.bksv.com/media/doc/br0507.pdf> (Hentet: 21. april 2023).

Fergestad, D. og Løvteit, S. A. (2017) *Handbook on design and operation of flexible pipes*. SINTEF Ocean. Tilgjengelig fra: https://www.4subsea.com/wp-content/uploads/2017/07/Handbook-2017_Flexible-pipes_4Subsea-SINTEF-NTNU_lo-res.pdf (Hentet: 19. april 2023).

Harris, C. M. og Piersol, A. G. (2002) *Harris' shock and vibration handbook*. 5th. New York: McGraw-Hill.

Johannessen, J. (2002) *Tekniske tabeller*. Utg. nr 2. Oslo: Cappelen.

Johnsen, H. B. *et al.* (2018) *Method for vibration damping of and vibration damper assembly for semi-submerged or submerged elongated structure*. Momentum Technologies patent nr. NO20170585A1. Tilgjengelig fra: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/063713036/publication/NO20170585A1?q=pn%3DN0343819B1> (Hentet: 9. mai 2023).

Meriam, J. L., Kraige, L. G. og Bolton, J. N. (2020) *Engineering mechanics : Volume 2 : : Dynamics*. Global edition.; 9th edition, SI version. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons.

11. Vedlegg

11.1 Vedlegg 1: Simuleringsrapport egenfrekvens

simuleringsrapport HHS ramme egenfrekvens

Analyzed File	rørramme_final v8
Version	Autodesk Fusion 360 (2.0.15995)
Creation Date	2023-05-02, 15:11:54
Author	Øyvind Munkeby

Report Properties

Title	Modalfrekvens analyse
Author	Øyvind Munkeby

Simulation Model 1:1

rørramme_5mm_200kg

Study Properties

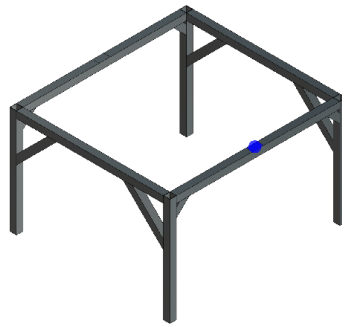
Study Type	Modal Frequencies
Last Modification Date	2023-05-02, 14:46:20

Point Masses

Point Mass3

Type	Point Mass (Manual)
Mass	100 kg
X Distance	0 mm
Y Distance	0 mm
Z Distance	0 mm

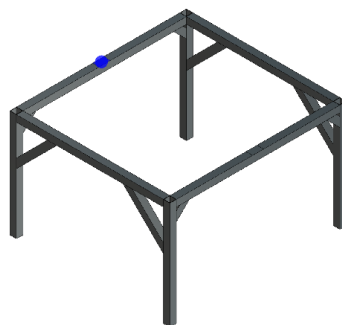
Selected Entities



Point Mass4

Type	Point Mass (Manual)
Mass	100 kg
X Distance	0 mm
Y Distance	0 mm
Z Distance	0 mm

Selected Entities



Load Case1

Loads

Gravity

Type	Gravity
Magnitude	9.807 m / s ²
X Value	0 m / s ²
Y Value	0 m / s ²
Z Value	-9.807 m / s ²

Results

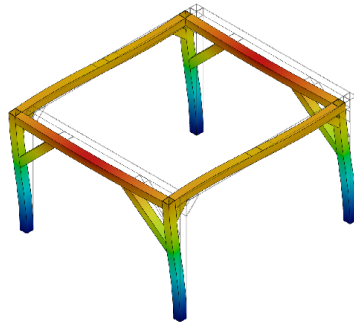
Result Summary

Frequency	Participation X	Participation Y	Participation Z
Mode 1: 16.94 Hz	0.0001	90.5268013	0
Mode 2: 18.88 Hz	74.8242021	0.0001	0
Mode 3: 21.75 Hz	0.0039	0	0.0003
Mode 4: 22.9 Hz	0.0184	0	0.0001
Mode 5: 33.04 Hz	0.0003	0	44.146499
Mode 6: 33.69 Hz	0.0078	0.0003	0.318800006
Mode 7: 38 Hz	0.0007	0	0.0004
Mode 8: 48.02 Hz	18.0405006	0	0.0001

Total Modal Displacement

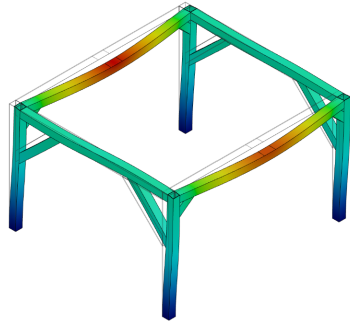
Mode 1: 16.94 Hz Total Modal Displacement

0  1



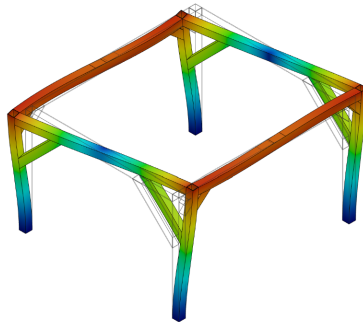
Mode 2: 18.88 Hz Total Modal Displacement

0  1



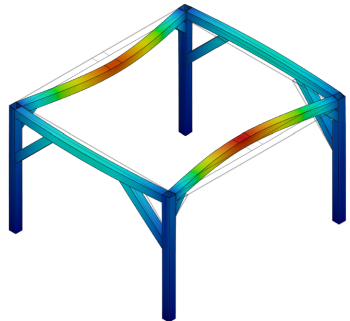
Mode 3: 21.75 Hz Total Modal Displacement

0  1



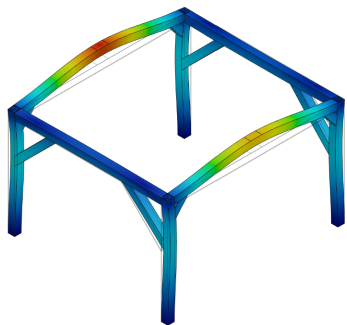
Mode 4: 22.9 Hz Total Modal Displacement

0  1



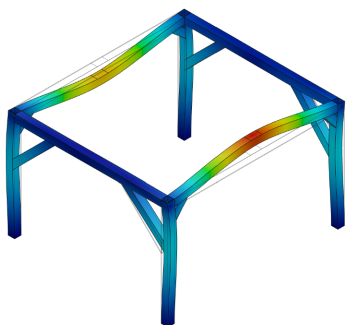
Mode 5: 33.04 Hz Total Modal Displacement

0  1



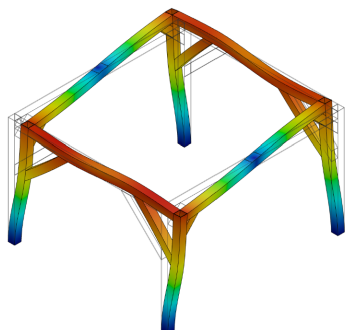
Mode 6: 33.69 Hz Total Modal Displacement

0  1




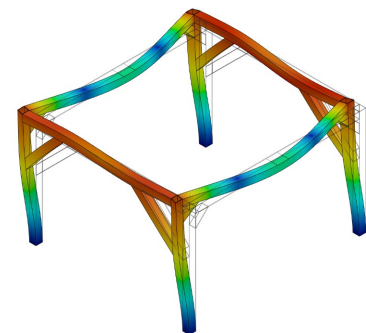
Mode 7: 38 Hz Total Modal Displacement

0  1

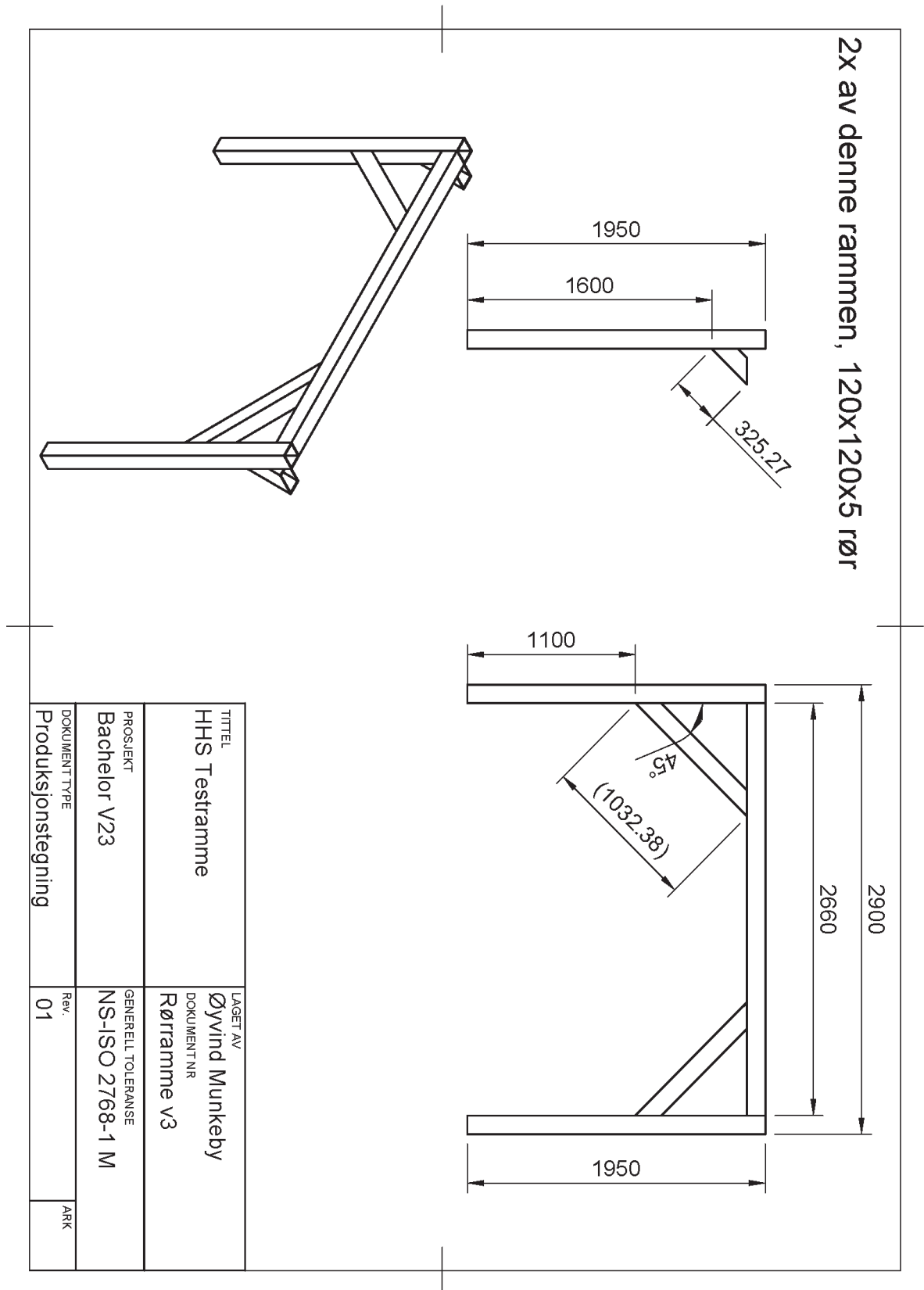


Mode 8: 48.02 Hz Total Modal Displacement

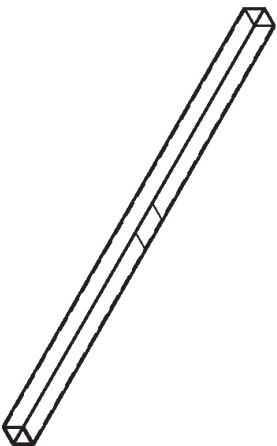
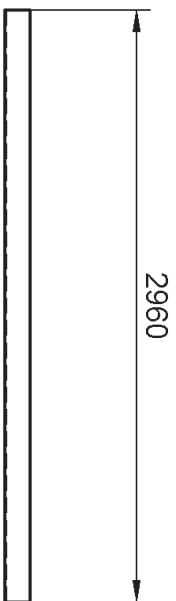
0  1



11.2 Vedlegg 2: Ramme produksjonstegninger



2x av dette røret 120x120x5



TITTEL HHS Testramme	LAGET AV Øyvind Munkeby
PROSJEKT Bachelor V23	DOKUMENT NR Rørramme v3
DOKUMENTTYPE Produksjonstegning	GENERELL TOLERANSE NS-ISO 2768-1 M
	Rev. 01
	ARK

11.3 Vedlegg 3: Produksjonstegninger av avstiver modifikasjon

