



HØGSKOLEN STORD/HAUGESUND

Styrkeberegning på tidevannskraftverk

Rapport 1 av 2



Bacheloroppgave utført ved

Høgskolen Stord/Haugesund – Avd. Haugesund - ingeniørfag

Studieretning: Maskin, Energi- og Prosessteknikk

Av:	Fred Ove Kongestøl Østhus	<i>Kand.nr.</i>	45
	Mikal Askeland	<i>Kand.nr.</i>	64
	Ida Førland	<i>Kans.nr</i>	44

Haugesund

2009



HØGSKOLEN STORD/HAUGESUND

BACHELOROPPGAVE

Fred Ove Kongestøl Østhus

Studentenes navn:

Mikal Askeland

Ida Førland

Linje & studieretning

Maskin, Prosess- og energiteknikk

Oppgavens tittel:

Styrkeberegning på tidevannsanlegg

Oppgavetekst:

1. *Skaffe en oversikt over og beskrive de eksisterende former for fornybar energi*
2. *Utføre styrkeberegninger på wire, hjul, aksling og endestasjon*
3. *Utføre forsøk som gir oss friksjonskoeffisienten til aktuelle materialer i undervannstilstand*
4. *Ved hjelp av simuleringsprogrammet ANSYS skal vi utføre analyse av beregninger*
5. *Vurdere aktuelle materialer opp mot hverandre og anbefale materialer til bruk i undervanns demonstrasjonsanlegg*

Endelig oppgave gitt:

Fredag 6. mars 2009

Innleveringsfrist:

Fredag 8.mai 2007 kl. 12.00

Intern veileder

Torleiv Ese – HSH

Ekstern veileder

Terje Onerheim – Tidal Sail AS

**Godkjent av
studieansvarlig:**

Dato:

Forord

Som en avslutning på 3-årig maskiningeniørutdanning ved Høgskolen Stord/ Haugesund skal det skrives en Bachelor-oppgave. Hensikten med oppgaven er å bruke fagkunnskaper fra studiet, til å løse en problemstilling og ikke minst tilegne seg nye kunnskaper.

Opgaven er gitt av Tidal Sails AS og ble valgt med bakgrunn i felles interesser for miljøvennlig energi. Oppgaven inneholder beregninger med utgangspunkt i et planlagt miljøvennlig demonstrasjonsanlegg under vann – Tysnes demonstrator. Anlegget skal drives av tidevannet ved hjelp av seil og generere elektrisk strøm.

Spesielt fagene Statikk og Fasthetslære, Teknisk Tegning, Maskinkonstruksjon 1 og 2 og Materiallære har vært relevante for oppgaven.

Vi vil rette en stor takk til våre veiledere. Intern veileder på HSH, Torleiv Ese som har vært til stor hjelp og en pådriver under hele prosjektperioden. Takk til vår eksterne veileder Terje Onerheim for informasjon og veiledning. Og spesielt takk til rådgivere Tor-Allan Jahr og Jan Christian Torvestad for rådgiving og oppfølging.

I tillegg ønsker vi å takke Ole Alexander Bakkevik som skaffet oss til veie duplex akslingen.

Sammendrag

Tidal Sails AS er under utvikling av et nytt konsept for utvinning av elektrisk energi. Konseptet går ut på å bruke tidevannsstrøm. Seil skal være festet på til 4 wirer. Seilene vil trekke wirene, som igjen driver en aksling. Den roterende akslingen skal få en generator til å produsere elektrisitet. Tysnes Demonstrator er under planlegging og skal plasseres i Lukksundet sommeren 2010.

I denne rapporten blir det sett på ulike deler av dette pilotanlegget. For å få et bilde av Tysnes Demonstrator i forhold til andre tidevannskraftverk er det innledningsvis presentert ulike typer tidevannskraftverk som også produserer miljøvennlig fornybar energi.

Oppgaven tar først og fremst sikte på beregninger, tegninger og laboratoriums forsøk. Beregningene bygger på Tidal Sails AS tidligere beregninger og fysiske data fra plasseringsstedet samt egne antagelser. Tysnes Demonstrator er på planleggingsstadiet, noe som betyr at det på noen beregninger er manglende teknisk data til å bygge videre på. Det er derfor gjort diverse antagelser for å kunne utføre beregningene. I tillegg til manuelle beregninger er det benyttet tegneprogram som Autodesk Inventor, MatLab og styrkeberegningsprogrammet ANSYS i rapporten.

I rapporten presenteres beregninger på wire, aksling, hjul og innfestning av endestasjoner i det planlagte tidevannskraftverket Tysnes Demonstrator. Ut fra beregningsresultatene trekkes det konklusjoner i forhold til dimensjonering av wire og aksling.

På grunn av egenvekten til wire, seilene som henger på wire og kreftene som virker på seilene, vil wiren henge i en kurve mellom endestasjonene. Ut fra gitte opplysninger, beregninger og antagelser er det i samarbeid med intern veileder Torleiv Ese, plottet denne kurven i MatLab.

Et laboratoriums forsøk over og under vann er utført. Forsøket tar for seg friksjonsmåling mellom ulike materialer, for å finne en friksjonskoeffisient i undervannstilstand.

Materialvalg av endestasjon og wire, er basert på bakgrunn av operasjonsmiljøet og anleggskriteriene.

Tabell med symboler

Tabell.1: Symboler og forkortelser

<u>Symboler:</u>	<u>Forklaring:</u>	<u>Benevning</u>
N:	Normalkraft	N
S:	Snorkraft	N
S_{maks} :	Maks snorkraft	N
ρ :	Tetthet	kg/V
σ :	Normalspenning	N
P_s :	Kraft på hvert seil	N
P_w :	Kraft fra seil på wire	N
P_t :	Total kraftøkning i wire fra seilene	N
τ :	Skjærkraft	Pa
σ_{jf} :	Jevnføringsspenning	Pa
σ_{till} :	Tillat normalspenning	Pa
F:	Kraft	N
r:	Radius	m
T:	Tyngdekraft	N
O:	Oppdrift	N
m:	Masse	kg
g:	Tyngdeakselerasjon	$[m/s^2]$
f_s :	Statisk friksjonskraft	N
L:	Lengde	m
q:	Jevnt fordelt last	N
M_b :	Bøyemoment	Nm
M_v :	Torsjonsmoment	Nm
\emptyset :	Vinkeldeformasjon i aksling	rad
G:	Skjærmodulen	Pa
I:	Annet arealmoment	$[m^4]$

Innholdsfortegnelse

Forord.....	i
Sammendrag	ii
Tabell med symboler	iii
Innholdsfortegnelse	iv
1. Innledning.....	1
1.1 Bakgrunn for oppgaven	1
1.1.1 Avgrensninger.....	1
1.2 Tidal Sails AS	2
1.2.1 Bakgrunn	2
1.2.2 Historie og utvikling.....	3
2. Tidevannskraft – fornybar energi.....	5
2.1 Tidevann	5
2.2 Energiforbruket som øker, miljøaspekt.....	7
2.3 Fornybar energi	8
2.3 Forskjellige typer tidevannskraftverk.....	9
2.3.1 British Marine Current Turbine Ltd (MCT)	9
2.3.2 La Rance, Frankrike.....	10
2.3.3 Statkraft.....	11
2.3.4 Tidevannsturbin Hammerfest Strøm AS.....	12
2.3.5 The Atlantis Nereus™ turbin	13
2.4 Tidal Sail AS Tidevannkraftverk	14
2.4.1 Tysnes Demonstrator	14
2.4.2 Virkemåte	15
2.4.3 Kraftpotensial	15
2.4.4 Utfordringer.....	16
3. Beregninger	17
3.1 Wire	17
3.1.1 Beregninger på wire uten seil.....	17
3.1.2 Beregninger på wire med seil:.....	20



3.2 Hjul	27
3.3 Aksling	28
3.4 Endestasjon	30
4. Lab rapport: Friksjonsmåling	32
4.1 Fremgangsmåte:.....	34
4.2 Resultat:.....	35
4.2.1 Forsøk på land	35
4.2.2 Forsøk under vann.....	36
4.2.3 Feilkilder	38
4.3 Konklusjon	38
5. Material muligheter	39
5.1 Aktuelle materialer til endestasjon	39
5.1.1 Stål.....	39
5.1.2 Aluminium	40
5.1.3 Sammenligning og anbefaling av materiale til endestasjon.....	41
5.2 Aktuelle materialer til wire.....	42
5.2.1 Dyneema tau®	42
5.2.2 Stålwire.....	43
6. Analyse	44
6.1 Wire analyse	44
6.2 Hjul analyse	45
6.3 Aksling analyse	45
6.4 Analyse av aksling i ANSYS.....	46
6.5 Analyse endestasjon.....	46
7. Resultat.....	47
8. Diskusjon	48
9. Konklusjon	50
10. Kilder.....	51
Vedlegg "Rapport 2"	54

1. Innledning

1.1 Bakgrunn for oppgaven

I maskiningeniørutdannelsen inngår en avsluttende Bachelor-oppgave. Slike oppgaver skrives som regel for, og i samarbeid med en bedrift. Tidal Sails AS hadde en bedriftspresentasjon i Haugesund arrangert for maskiningeniørklassen ved Høgskolen Stord/Haugesund.

På denne presentasjonen stilte Terje Onerheim og Tor-Allan Jahr. De formidlet hva firmaet drev med og muligheter for oppgaveskriving i samarbeid med dem.

Gruppen var svært interesserte i oppgaveskriving for Tidal Sails AS på bakgrunn av felles interesser for miljøvennlig fornybar energi. Et samarbeid ble avtalt og videre et møte, hvor mulige problemstillinger ble diskutert. Til slutt ble det formet en oppgavetekst i samarbeid med Tor-Allan Jahr og Jan Christian Torvestad.

Opgaven er bygget opp rundt Tysnes Demonstrator, som er et planlagt demonstrasjonsanlegg for utnyttelse av tidevannsennergi. Beregningene er basert på Tidal Sails AS sine tidligere beregninger. I de tilfeller det ikke eksisterte konkret dokumentasjon til å bygge oppgaven på, ble det gjort antagelser.

1.1.1 Avgrensninger

Først skal det skaffes en oversikt over de eksisterende formene for fornybar energi og gi en beskrivelse av dette. Da det blir en ganske vid åpning/innledning på oppgaven, er det heller tatt utgangspunkt i å beskrive noen allerede eksisterende/- og planlagte tidevannskraftverk da dette er mer relevant for oppgaven. En får da samtidig muligheten til å sammenligne Tidal Sails AS sitt planlagte anlegg Tysnes Demonstrator med andre typer kraftverk som har utgangspunkt i tidevannet til å generere elektrisk strøm. Det skal utføres styrkeberegninger på wire, hjul, aksling og endestasjon. Det blir gjort en mindre styrkeberegning av hjul, da konstruksjonen til hjul er noe uklar. Det blir derfor heller sett på den nødvendige friksjonskoeffisienten mellom hjul og wire. I forbindelse med dette blir det utført et forsøk som resulterte i friksjonskoeffisienten til aktuelle materialer i undervannstilstand. Det er gått noe bort fra styrkeberegninger på endestasjon da dette ville vise seg å bli en altfor stor oppgave i forhold til arbeidsmengde og tidspress. I stede blir det derfor sett på muligheten til forankring av endestasjonen til land, ved hjelp av løfteører. Det skal til slutt vurderes aktuelle materialer opp mot hverandre og komme med en anbefaling til bruk i anlegget. Aluminium og duplex stål blir sett på som mest aktuelle materialer til endestasjonen. Det blir sett på positive og negative sider ved bruk av tau og wire. Et materialvalg blir noe vanskelig å ta da begge materialene som skal brukes til wire er godt egnet.

1.2 Tidal Sails AS

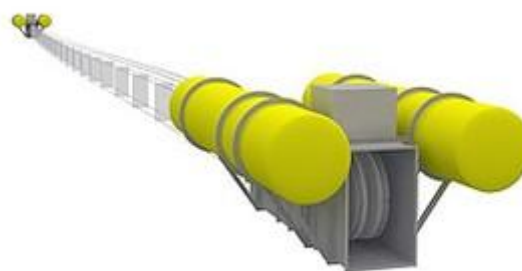
Haugesunds-bedriften Tidal Sails AS ble etablert i 2004. Selskapet utvikler og kommersialiserer en unik fornybar energiteknologi som utnytter hav- og tidevannsstrømmer og gjør det om til elektrisitet ved hjelp av undervanns seil.

I tidevannet ligger det enorme krefter. Vann har ca. 830 ganger større tetthet enn luft. Strømningene i vann har av den grunn mye større kraft enn luftstrømninger. Kraft kan produseres allerede ved en strømningshastighet på 0,5 m/s.

Seilene kan gi kraftverket større potensial i forhold til andre tidevanns teknologier med hensyn til effektivitet, mulighet for kostnadsreduksjon og mottakelse/aksept. Energiomformerer er en serie med seil festet til 4 wirer som er spent på tvers over tidevannsstrømmen i en spesifikk vinkel. Seilene drives av strømmen (flo og fjære) mellom to stasjoner hvor det er installert en generator. Etter å ha nådd endestasjonen, samles seilene opp. Her lagres de til tidevannet "snur", da de igjen slippes ut og føres med strømmen over til endestasjonen på motsatt side igjen. Prinsippet for denne enestående løsningen med å trekke ut energi fra tidevannsstrømmer er patentert.

1.2.1 Bakgrunn

Are Børgesen, en Widerøe pilot, er oppfinneren av Tidal Sails AS. Ideen fikk han etter å ha deltatt i "Ryfylke-regattaen". Regattabåten han befant seg i sto helt i ro i lang tid tross gode vindforhold og utstyr i orden. Grunnen var altså at de hadde tidevannsstrømmen mot seg. Hans møte med de sterke tidevannskreftene førte han til ideen bak Tidal Sails AS. Bakgrunn for firmaet kan altså trekkes tilbake til Børgesens interesse for seiling og flyging. Firmaet ble opprettet fordi en ønsket å se nærmere på mulighetene for å kunne utnytte tidevannskreftene til å generere elektrisk strømproduksjon. Klarer en å få til denne teknologien slik at en produserer strøm i stor skala.



Figur 1.1: En modell av hvordan kraftverket kan se ut [1]

Da sitter en igjen med et firma som produserer ren, miljøvennlig og fornybar energi. Firmaet vil da ha et enormt verdensomspennende utviklingspotensial for kommersiell utvikling. Teknologien som det arbeides med å utvikle er på mange måter på markedet allerede. Det finnes seil, wirer, generatorer og materialer på markedet. Det unike med dette firmaet er at en setter den eksisterende teknologien sammen på en ny måte, og dermed får en nye bruksmuligheter. Bakgrunnen for firmaet Tidal Sails AS er at en ønsker å utnytte tidevannsenergi kommersielt.

1.2.2 Historie og utvikling

Hva er blitt gjort?

1. I 2007 ble det gjort tester på tidevannsstrømmen i Skjoldastraumen. Prototypen var 25 meter lang, uten flyttbare seil. Vaierne var fastspent over strømmen slik at seilene sto i ro, og det kun ble gjort målinger på strømmingen. Hele 5 ganger ble prototypen satt ut i løpet av 2007.



Fig.1.2: Bilde fra Skjoldastraumen 2.mai 2007 [2]

2. Etter at prototypen for femte gang ble satt ut i 2007, er det blitt arbeidet med forbedring og videre design utvikling av anlegget.
3. Ble i november 2008 kåret til det beste av 21 norske prosjekter.

Eurostars er et nytt EU-program innenfor EUREKA og EU-kommisjonen. Programmet er en finansieringsordning, som gir støtte midler til SMB (små og mellomstore bedrifter). Bedriftene som får godkjent sine prosjekter kan få maks 50 prosent av sine prosjektkostnader dekket til støtte midler. Deler av Eurostars blir finansiert gjennom EUs 7RP (Det syvende rammeprogrammet for forskning). Eurostars- deltakerlandene går i tillegg inn med til sammen 300 millioner euro.
4. I 2008 ble Tidal Sails AS rangert som nr 20 av til sammen 227 søknader i hele Europa, som det eneste energiprojektet. Tidal Sails AS ble tilkjent uavkortet støtte; maks uttelling på 50 prosent støtte.

Hvilket stadium er Tidal Sails AS på i dag og hva er planene fremover?

1. Samarbeid med forskjellige høyskoler i landet som har vist sin interesse. Ingeniørstudenter fra blant annet Høgskolen i Bergen og Høgskolen i Sogn og Fjordane skriver sine Hovedoppgaver for Tidal Sails AS. Prosjektgruppene ser på forskjellige ting, slik at ingen av oppgavene er like.
2. I utgangspunktet skal det sommeren 2010 settes ut et 250 meter langt anlegg i Lukksundet (Tysnes). Dette skal settes ut uten generator i første omgang, og skal etter planen produsere strøm i løpet av 1-2 år. Det er forventet at strømproduksjonen vil være 500-700 MW/h, eller 0,5 GW/h i året. Dette er ikke optimalt, men skal bevisst gjennomføres. En av årsakene er at i Lukksundet snur tidevannet etter 3 timer, og i området er det en relativt rolig strøm. Under disse forhold vil oppnå dobbel drift på kort tid. Det kan da være enklere å verifisere at alt fungerer. Denne testperioden skal være komplett innen utgangen av 2011.
3. I 2012 skal etter planen det første 1000-meter anlegget stå klart. Dette skal kunne generere 10-20 GWh/år.
4. Anlegget er lite aktuelt i Norge da det kun er aktuelt lengst nord, slik at det etter hvert skal testes ut på verdensbasis. Mulige steder er Pentland Firth nord i Skottland og i USA (Tacoma River).

2. Tidevannskraft – fornybar energi

2.1 Tidevann

Mellom Jorden, Solen, Månen og vannet virker det tyngdekrefter. Jorda går i bane rundt Sola. Dette bruker den 365 dager (1 år) på. Samtidig roterer Jorda rundt sin egen akse. En runde tar 24 timer (1 døgn). I tillegg roterer Månen rundt Jorda og bruker ca. 27 dager, 7 timer og 43 minutter på 1 runde. Fra Jorda sees alltid månen fra samme side. Grunnen til dette er at månen også bruker 27 dager 7 timer 43,7 min rundt sin egen akse.

På den siden av Jorda som til en hver tid vender mot månen, og på motsatt side (se fig.2.1), oppstår ett høyvann. Mellom høyvannene er det lavvann.

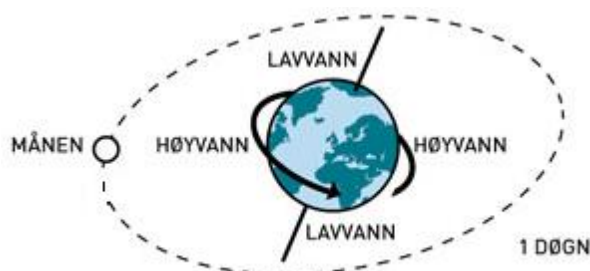


Fig.2.1: Viser hvordan flo og fjære oppstår i forhold til månens bane rundt jorda [3]

Tyngdekraftene fra månen og sola er altså årsaken til at det er tidevann på Jorda. En forklaring på tidevannsproduserende krefter kan forenkles ved å se på Jord- Måne systemet (/1/ Statens Kartverk 2009):

Det virker gravitasjonskrefter/tiltrekningskrefter mellom Jorden og Månen. Jo nærmere månen et punkt på jorda er, dess større gravitasjonskrefter virker mellom punktet og månen.

Det vil si at gravitasjonskraftene (se fig.2.2a) fra punkt A til månen er for eksempel større enn kreftene fra punkt C.

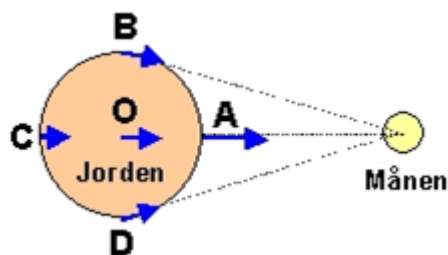


Fig.2.2a: De blå pilene viser tiltrekningskrefter med hensyn på månen [4]

Jorden og Månen roterer rundt et felles tyngdepunkt (Vedlegg A, Fig.2.2b). Da oppstår sentrifugalkrefter, som virker i motsatt retning av tiltrekningskreftene (Vedlegg A, Fig.2.2c) og det blir en balanse mellom kreftene (Vedlegg A, Fig.2.2d). Differansen mellom tiltrekningskreftene mellom Jorda, månen og sentrifugalkreftene på Jord- Måne systemet er tidevannsproduserende krefter (Vedlegg A, Fig.2.2e).

To ganger i døgnet "snur" tidevannet. Tidevannet er altså periodisk, noe som gjør det meget forutsigbart. Perioden (tiden fra flo til neste) er på ca 12 timer og 25 minutter. Midt mellom hver gang det er flo et sted, er det fjære.

Ute på store havområder oppstår tidevannsbølger. Bølgene beveger seg vestover på grunn av jordrotasjonen og forplanter seg mot land. Høyden på bølgene varierer i forhold til månens påvirkningskraft. Topografien gjør at noen av bølgene bøyer av og tvinges ut i sluttede kretsløp (amfidromisk bevegelse). I områder hvor denne bevegelsen finner sted er det liten forskjell på flo og fjære. I Nordsjøen finnes det tre slike amfidromiske sentra. Topografiske forhold har derfor mye å si på lokale tidevannsforskjeller. I tillegg kan høytrykks- og lavtrykksvariasjoner, samt vindretning gi betydelige avvik i tidevannsdifferansen. I smale sund langs kysten er flo og fjære mest synlig.

Tidevannsforskjellen er størst i Nord-Norge med en midlere tidevannsforskjell på omkring 2 meter. Noen steder i verden kan forskjellen på flo og fjære være opptil 15 meter! Farten på tidevannet øker etter hvert som man beveger seg nordover på kartet. Kraftpotensialet fra tidevannet sies å ligge på rundt 650 GWh i Norge. På verdensbasis er det anslått til 458 TWh. Potensialet i verden til å utvinne kraft fra tidevannet er meget stort. (ref. Vedlegg C)

Solen og månen i fellesskap resulterer i 14 dagers perioder med maksimum og minimum i tidevannsforskjeller. Jorda roterer 180 grader på 12 timer. På samme tid roterer månen 6 grader rundt jorda. Dette fører til at månedøgnet blir litt lengre enn soldøgnet; ca 24 timer og 51 minutter. Tidevannseffekten er størst (springflo) når månen og sola står på linje med jorda, noe som skjer ved fullmåne og nymåne.

2.2 Energiforbruket som øker, miljøaspekt

Deler av teksten nedenfor bygger på informasjon hentet fra Enova, Innovasjon Norge, Norges forskningsråd og NVE (/2/ Fornybar Energi 2007,2009).

Det globale energiforbruket antas å øke nesten 60 % fra slutten på 1990-tallet og frem til 2020. Dette skyldes den økonomiske og industrielle veksten, samt befolkningsveksten (hvert år økes befolkningen med nesten 78 millioner) og den fortsatte urbaniseringen. Elektrisitetsforbruket vil sannsynligvis øke med nesten 70 prosent frem til 2020.

Ved å mate energihungeren med konvensjonelle former for brensel og teknologi kan menneskenes helse og velstand stå i fare. Samtidig kan det naturlige miljøet og den internasjonale stabiliteten trues. Det foreligger nye og sterke beviser for at mesteparten av oppvarmingen de siste 50 årene kan skyldes menneskelig aktivitet. For at den økte konsentrasjonen av CO₂ i atmosfæren skal stabilisere seg, kreves det at de globale antropogene utslippene synker til under 1990-nivå i løpet av bare noen tiår. Takten i forandringene vil gå ned straks stabiliseringen er oppnådd.

På en annen side kan en forvente at gjennomsnittstemperatur og havnivået likevel vil fortsette å stige i århundrer. Hvert år kommer det nye kraftverk, raffinerier, rørledninger som vil vare i minst et halvt århundre. Produksjon og bruk av konvensjonell energi gir store tilleggskostnader for miljøet. Kostnadene kommer i form av ødeleggelser i kjølvannet av ressursutvinning, forurensinger av luft, jord og vann, sur nedbør og tap av biologisk mangfold.

Men verden har ikke råd til å la seg holde tilbake på ubestemt tid av dem som er mest avhengige av fortidens energisystemer. Utviklingsland som investerer i fornybar energi, vil oppdage at de er rike på energi. De har muligheten til å unngå den forurensende teknologien som de gamle industrilandene var så avhengig av, og i stedet utvikle sin egen økonomi med rene, og sikre energikilder som gjør det unødvendig med langsiktig og dyr import.

2.3 Fornybar energi

Fornybar energi er energi som blir generert fra naturlige ressurser. Disse ressursene vil ikke bli brukt opp i løpet av menneskelig tidsskala, og kalles derfor fornybare. Alle fornybare energikilder har sitt opphav i energien fra solen, og deles gjerne opp i; solenergi, vannkraft, vindkraft, bioenergi, jordvarme, saltkraft, bølgekraft, tidevannskraft med mer. (/3/ Belona, Fornybar energi, 2009)

Fornybar energi medfører ikke utslipp av CO₂ slik som energiproduksjon fra fossilt brensel. Likevel representerer fornybar energi kun en mindre del av global elektrisitetsproduksjon i dag til tross for at denne energiformen har enorme fordeler og utviklingsmuligheter. Hovedgrunnene er manglende tilknytning til nettet, høye kostnader, mangel på informasjon og en feilslått og inkonsekvent politikk fra myndighetenes side.

Bruk av fornybar energi kan bidra til å stimulere den lokale økonomien ved å tiltrekke seg investeringer og inntekter fra turistnæringen. I tillegg skaper den arbeidsplasser verden over og den økonomiske utviklingen fremmes. Strømforsyning fra fornybare energikilder kan gi mange flere adgang til utdanning, rent vann, bedre helsestell, kommunikasjoner og fornøyelser. Livskvaliteten vil dermed øke og politisk og økonomisk ustabilitet vil avta.

Det er mange og store fordeler ved å gå bort fra fossilt brensel og kjernekraft, og heller satse på fornybar energi. Flere land har allerede startet overgangen. Det er deres svar på det stigende energibehovet, den økende trangten for energiforsyningen, den globale sikkerheten, klimaendringene og andre miljøkriser.

2.3 Forskjellige typer tidevannskraftverk

2.3.1 British Marine Current Turbine Ltd (MCT)

Teknisk data nevnt under er hentet fra Vedlegg D. MCT utvikler generatorer for tidevannsstrøm og ble grunnlagt i 2000. Selskapet holder til i Bristol. I 2003 installerte MCT en 300 kW tidevannsturbin 3 km nordøst for Lynmouth, Devon. I 2008 ble første fullskala tidevannskraftverket installert. En 1,2 MW turbin, SeaGen i Strangford Lough, N. Irland som ble koblet til nettet for å produsere strøm til forbruk.

Teknologien virker omtrent som prinsippet til en vindmølle. I stedet for at luft driver turbinene, er det her tidevannsstrømmer som får de to aksiale strømningsrotorene til å rotere. Systemet består av dobbelt aksiale strømningsrotorer på 16 meter i diameter. Størrelsen er avhengig av de lokale stedsforholdene hvor turbinene plasseres. Hver rotor driver en generator via en girkasse, som ligner mye på en vindturbin.

Rotorene blir plassert godt under havoverflaten, slik at anlegget ikke er til hinder for båttrafikk eller vil kunne ta skade av evt. storm/uvær. Siden rotorene har en relativt langsom bevegelse, og det kun er 2 blader, regnes miljøpåvirkningene i forhold til fisk og annet liv i havet neglisjerbare. På overflaten vil SeaGen være en synlig som vist på fig.2.3.

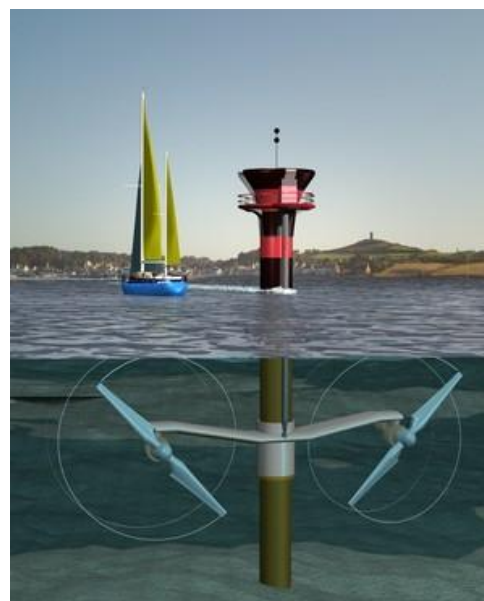


Fig.2.3: SeaGen i Strangford Lough [5]

Disse turbinene har et patent som kjennetegnes ved at rotorbladene kan vendes 180 grader slik at de kan operere i bi retning av strømmen (mot strømmen både ved flo og fjære). De dobbelt aksiale enhetene på hvert system er montert på vingelignende forlengelse på et rørformet stål. Hele vingen kan løftes opp over havoverflaten for å kunne utføre sikkert og pålitelig vedlikehold.

Disse turbinene må installeres på steder hvor tidevannsstrømmen er sterk nok, eller steder hvor havstrømmene er kontinuerlige, og raske nok til å kunne ta ut vesentlig energi fra disse store vannmassene. For at SeaGen skal oppnå produksjonspotensialet på 1,2 MW (maks produksjon), kreves en tidevannsstrøm på 2,4 m/s (5 knop). MCT har planer om å bygge en park av 7 SeaGen-turbiner før 2011 som skal kunne produsere omtrent 10,5 MW. Denne skal etter planen ligge utenfor øya Anglesey (nordvest for Wales).

2.3.2 La Rance, Frankrike

Første storskala tidevannskraftverk som ble bygget i verden var La Rance i Nord-Frankrike. Kraftverket er egentlig et pumpekraftverk. Det kan holde igjen vannet når det er fjære og produsere kraft når prisene er best i lavvannsperioden. La Rance sto ferdig i 1966, og består av en 330 meter lang oppdemming av stein, der 24 turbiner er installert i luker i demningen. Hver av turbinene er på 10 MW og anlegget har en kapasitet på 240 MW. Elektrisitetsproduksjonen i La Rance ligger i gjennomsnitt på litt over 520 GWh/ år. Dette regnes som nok til å forsyne en industriby med 250.000 mennesker med nødvendig energi.

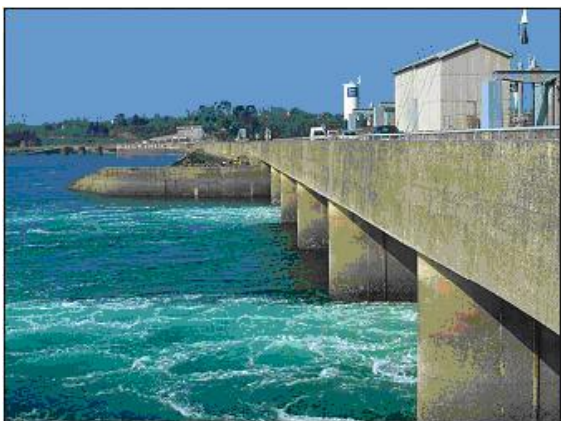


Fig.2.4: La Rance i Frankriket [6]

Teknologien går ut på at tidevannsstrømmen presser vannet gjennom lavtrykksturbiner ved stigende sjø. Innenfor er det bygget et kunstig basseng som samler opp vannmassene som har passert gjennom turbinen. Når tidevannsstrømmen snur, blir vannet sendt tilbake gjennom turbinene. Anlegg av denne typen passer best i områder med stor nivåddifferanse mellom flo og fjære.

På grunn av de store mengdene av vann som blir demmet opp, har kraftverket ført til store skader med tanke på miljøet. Sedimenter og annet som naturlig vandrer med strømmen henger igjen, og får ingen fri flyt som det ellers ville ha gjort.

Denne typen anlegg er ganske omfattende og krever oppdemming av attraktive kystarealer. Den visuelle forurensingen har også vært et tema når det gjelder bygging av slike anlegg. Lignende anlegg har blitt bygget flere steder, men det vil neppe bli bygd flere. Demningene er dyre å bygge samtidig som de ødelegger tidevannets naturlige rytme og dermed påvirker hele økosystemet i området. Det er også et stort hinder for normal båttrafikk.

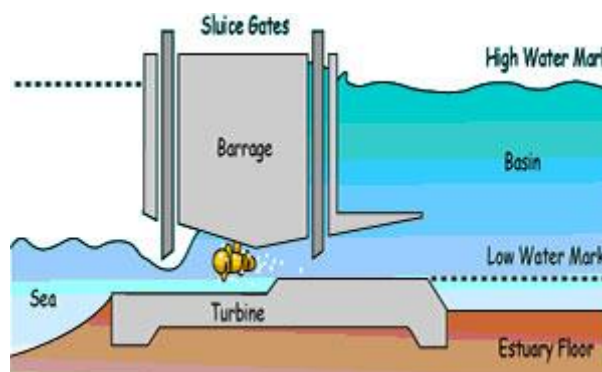


Fig.2.5: Prinsippskisse av teknologien [7]

2.3.3 Statkraft

Gjennom selskapet Hydra Tidal Energy Technology (HTET), har Statkraft planer om å utvikle et tidevannsanlegg. Anlegget skal etter planen ligge i Kvalsundet utenfor Tromsø. De forventer at de kan få ut en årlig energiproduksjon (fra pilotanlegget) på 3,6 GWh, og senere opp mot 5 GWh.

Teknologien baserer seg på en forankret, flytende stålstruktur med 4 store turbiner. Elektrisk kraft skal produseres ved at tidevannsstrømmen får turbinene til å rotere. Både generator og turbinene vil ligge under havoverflaten, men skal enkelt kunne tas opp til overflaten for nødvendig vedlikehold.



Fig. 2.6: Et tenkt kraftverk av Statkraft [8]

At kraftverket er flytende, gir mindre miljøskader. Det vil ikke skje permanente inngrep på havbunnen, og anlegget med tilhørende anker kan enkelt fjernes eller flyttes. På en annen side kan de være til hinder for båttrafikken i de aktuelle områdene. Turbinene vil ha en propelldiameter på 22 meter. Det forventes at hvert kraftverk a 4 turbiner vil ha en effekt på ca. 1MW.

2.3.4 Tidevannsturbin Hammerfest Strøm AS

I 2002 ble det installert en 300 kW turbin (propell) på bunnen av Kvalsundet utenfor Hammerfest. Denne turbinen sto 50 meter under vann, og propellens diameter var 22 meter. Prosjektet ble avsluttet i 2006 og selskapet meldte om en fin prosjektperiode. Målet er å komme ned i en produksjonskostnad rundt 30 øre/kWh.

Hammerfest Strøms` teknologi baserer seg på horisontalakslede propeller, lik en vindturbin. Siden tidevannet har en fast, forutsigbar karakteristikk, trenger ikke turbinene å være like fleksible som vindturbiner. Ideen går ut på å prosjektere tidevannskreftene for lokale kraftprodusenter i hele verden.



Fig.2.7: Tidevannsturbin [9]

Hammerfest Strøm har valgt en trebent struktur, og årsaken er de tidvis enorme kreftene i tidevannet. Vann har 850 ganger større tetthet enn luft, og kan produsere kraft allerede ved en hastighet på 0,5 m/s.

Derfor har strømningene i vann også mye større kraft enn luftstrømninger.

På grunn av de store kreftene i vannmassene må rotorene i tidevannsturbinene tåle veldig store belastninger. Effekten på en tidevannsturbin avhenger ikke bare av kraften i tidevannstrømmen. Også dypet i sundet spiller inn. Rotorvingene må ligge såpass dypt at de ikke kan komme i konflikt med trafikken på overflaten. Rotorhastigheten kan komme opp i 20 rpm, det vil si rundt tre sekunder per omdreining. Det gir en hastighet på rundt 80 km/h på rotorbladets tupp. Dette utgjør ikke bare en fare for trafikken på overflaten. Også det marine livet, som fisk og bløtdyr, er utsatt. Likevel er det ikke rapportert om noen negative effekter på det marine livet etter fire års prøvedrift i Kvalsundet. Det er fremdeles et åpent spørsmål hva som skjer ved en fortetting av turbiner i sundet.

Pilotturbinen i Kvalsundet produserte strøm nærmest uavbrutt i fire år. De eneste avbruddene i produksjonen var for å rengjøre rotorvingene. Overflaten fikk et slipt belegg som minsker friksjonen, og dermed effekten. Dette er et fenomen som kan begrenses med en annen overlate- og materialteknologi.

Basert på testet teknologi skal HS1000 designes. Demonstrasjonsmodellen er 1 MW i full skala. Etter planen skal HS1000 plasseres i Skottland i begynnelsen av 2010.

2.3.5 The Atlantis Nereus™ turbin

Energiselskapet Atlantis Resources Corporation driver blant annet med utvikling av tidevannskraftverk. Firmaet utvikler et kraftverk basert på seil som drives av tidevannstrømmer.

Det norske selskapet Statkraft har gått inn som investor i det Singapor- baserte selskapet. Statkraft har investert 45 millioner NOK og er med i utviklingen av tidevannsenergi.



Fig.2.8: Operativ prototype utenfor Melbourne [10]

The Atlantis Nereus™ turbin

Tidevannskraftverket som er basert på seil og tidevannstrømmer er under utvikling og går i retning av storskala kommersiell drift. Utenfor Melbourne i Australia er det satt ut en prototype av kraftverket. Prototypen ble installert og koblet til strømmettet i May 2008. Kraftverket er planlagt for dybder under 25 meter i åpent hav og i elver. Anlegget vil derfor ikke være i veien for båttrafikk. Turbinen er festet rundt et tårn, Nereus™ roteres rundt tårnet etter hvert som tidevannet skifter retning. Om nødvendig, kan hele anlegget heises opp. Av den grunn vil anlegget være enklere å vedlikeholde.



Fig. 2.9: The Atlantis Nereus™ turbin [11]

2.4 Tidal Sail AS Tidevannkraftverk

2.4.1 Tysnes Demonstrator

Tysnes Demonstrator er det planlagte demonstrasjonsanlegg for utnyttelse av tidevannsenergi. Det skal utnytte tidevannstømmer til å produsere elektrisk strøm. Dette skal gjøres ved hjelp av undersjøiske seil, wire, hjul og generator. Fig.2.8 visualiserer demonstrasjonsanlegget.

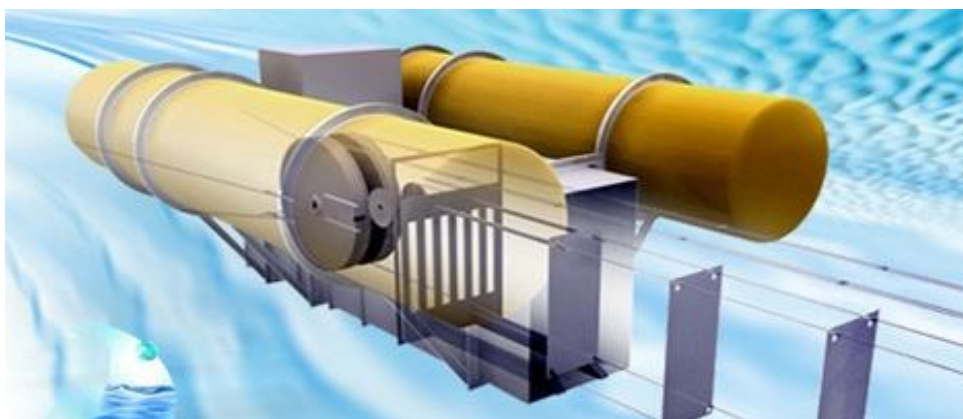


Fig. 1.8: Tysnes Demonstrator [12]

Demonstrasjonsanlegget skal plasseres i ytre Hardanger, Lukksundet. Dette er et langt sund som skiller kommunene Tysnes og Fusa. Anlegget skal plasseres ved Lukksund bro som er en del av riksveg 49 og har et spenn på 175 meter. Demonstrasjonsanlegget skal ha et spenn på 250 meter og strekke seg på tvers av Lukksundet på 20 meters dyp. Anlegget vil derfor ikke være til hinder for passerende skipstrafikk, samtidig som det er betraktelig mindre tilgroing på slike dyp sammenlignet med overflaten.

Seilene er viktige komponenter i anlegget. Seilene skal overføre kinetiske energi fra tidevannstrømmer til wirene. Dette betyr at det er store krefter som virker på seilene. Det er viktig at de er dimensjonert til å tåle disse kreftene. Seilene er valgt med en bredde på 2 meter, og en høyde på 4 meter (Vedlegg B). De skal lages i GRP. På Tysnes Demonstrator blir det over 400 seil. Dette betyr at en får en formidabel egenvekt om hvert enkelt seil er svært tungt. GRP har den fordelen i denne sammenhengen at det nesten er nøytralt i vann. Wirene blir plassert i saltvann, dvs. at de blir utsatt for et svært aggressiv korroderende miljø. Dette fører til at levetiden til wirene kan bli redusert i forhold til et luftmiljø. Erfaring fra blant annet Nordsjøen viser at det er mulig med langt levende konstruksjoner som er ankret opp med wire. Det finnes ulike metoder for å beskytte materialer for korrosjon. Det skal brukes en 34 mm stålwire i Tysnes Demonstrator. Generatoren skal festes under vann og være i direkte kontakt med akslingen. Det planlegges å lage generatoren med en mulighet for å kunne heve den til overflaten for lettere å kunne gjennomføre inspeksjon og vedlikehold.

2.4.2 Virkemåte

På fig.2.8 vises flere seil som er festet til fire wirer. Seilene trekker med seg wirene og nye seil fester seg automatisk på wirene ved en bestemt avstand. Tidevannstrømmen skaper denne bevegelsen og fører til at wirene og seilene beveger seg over til endestasjonen på andre siden av sundet. Når seilene ankommer neste stasjon slipper de seg av fra wirene, en etter en. I endestasjonen samles det opp seil så lenge tidevannstrømmen går i en retning. Wirene går derfra rundt et hjul og føres tilbake til den opprinnelige endestasjonen. Derfra føres den rundt et nytt hjul og nye seil fester seg på. Denne prosessen foregår så lenge det er nok strømning i en retning. Hjulene driver en aksling. Det er en generator festet til akslingen som omformer den kinetiske energien til elektrisk energi. Fra generatoren overføres den elektriske energien via en sjøkabel til strømmettet. Prosessen er reversibel, noe som i denne sammenheng vil si at seilene går begge veier avhengig av retningen på tidevannstrømmen.

2.4.3 Kraftpotensial

Tidevannskraftverket har et stort potensial. Beregninger viser at hver enhet i et fullskala tidevannsanlegg i Kvalsundet i Finmark kan ha en årlig produksjon på hele 20-30 GWh. Fullskala anlegg vil si 20 enheter der hver enhet skal være ca. 1-2 km lange, samtidig som hvert seil har et areal på 18 m^2 . Tysnes Demonstrator er et anlegg i mindre skala og skal ha en forventet årlig produksjon på 1,5-2 GWh. Kraftproduksjonen er avhengig av strømningshastigheten der økt hastighet gir økt strømproduksjon. Dersom strømningshastigheten øker fra 3 knop til 4 knop vil strømproduksjonen mer en fordobles. I en tidevannstrøm er det variabel strømningshastighet. Det er ønskelig med en jevn hastighet på seilene så lenge de beveger seg i en retning. For å få til det så må seilene slippes ut med en variabel avstand. Det vil i praksis si at når en har stor strømningshastighet da kan en operere med en større avstand mellom hvert seil.

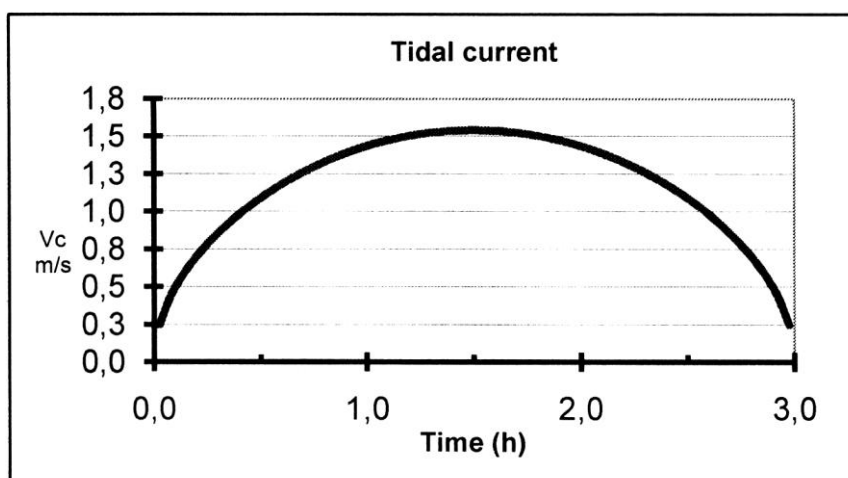


Fig.2.9: Strømningshastighet i Lukksundet (Vedlegg E)

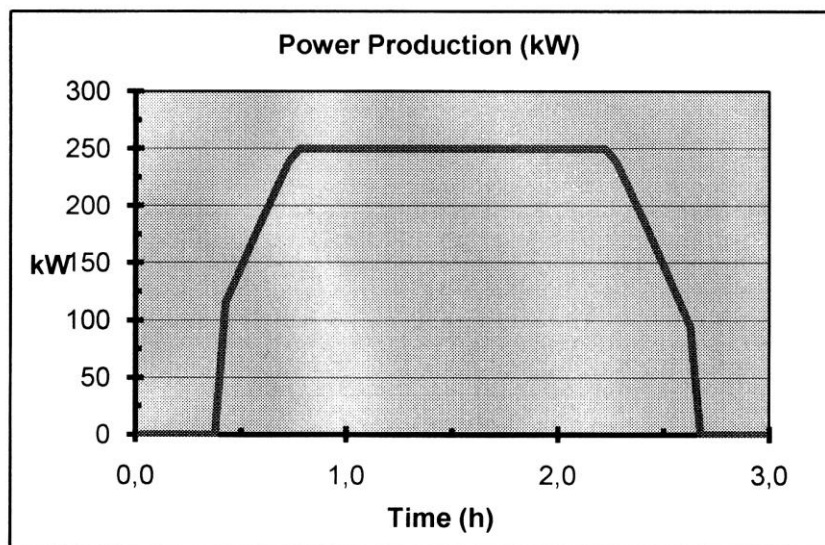


Fig. 2.10: Kraftpotensial (Vedlegg E)

2.4.4 utfordringer

Fordeler:

Fordelen med dette anlegget kontra de andre typene tidevannskraftverk er det enormt store kraftpotensialet. Det store kraftpotensialet gir muligheter for et langt rimeligere alternativ enn de andre typene. En får dermed en raskere inntjening på investeringer. Det er ikke nødvendig med store permanente inngrep i naturen for å få plassert ut anlegget. Tidevannsanlegget ligger fra 20 meter under overflaten. Noe som gjør at det ikke er i veien for eller til hindrer for kryssende båttrafikk. Tidal Sails AS har verdenspatent på teknologi som under de rette omstendighetene har et stort verdensomspennende potensial. Dette prosjektet kan resultere i nye teknologiske patenter, som kan videreutvikle Tidal Sails AS. Miljøvennlig, fornybar energi er et viktig tema i verden i dag, noe som kan gjøre det enklere å skaffe investorer.

Utfordringer:

Utfordringer med dette anlegget er at det ennå ikke er utviklet teknologi som kreves for å kunne drifte anlegget. Seil som skal festes av og på en wire gir ekstra utfordringer til styrke av wire og til lås teknologi. Det må derfor utvikles ny teknologi som er spesielt rettet mot dette anlegget. En mangler praktisk erfaring med seil og bevegelse. En kan foreløpig bare anta hva som vil skje dersom en møter hindringer ved drift. Anlegget er stort og vil strekke seg over store avstander, dette gjør det mer utsatt for skader ved uforutsette hendelser. Uforutsette hendelser kan være en trål som trekkes over anlegget, eller et drivende oppankret fartøy på tur. Det er vanskelig tilkomst til anlegget for survey og vedlikehold. Det er store krefter i bevegelse. En eventuell avsporing av wire da, kan få store konsekvenser for konstruksjonen.

3. Beregninger

Beregningene som følger i denne delen av rapporten har tatt utgangspunkt i formlene som finnes i Vedlegg F, antagelsene i Vedlegg G, vekt og bruddstyrke Vedlegg H samt tabellen i Vedlegg I.

3.1 Wire

Det skal utføres beregninger på wire. Wiren skal brukes på Tysnes Demonstrator i Lukksundet. Først beregnes kreftene i wire som uten seil påfestet. Slike wirer finner man i anlegget som går i retur fra magasinet til motsatt magasin. Deretter beregnes krefter på wire med seil.

3.1.1 Beregninger på wire uten seil

1. Finne en funksjon som beskriver wirekurven
2. Finne hvor stor høydeforskjell det blir fra laveste til høyeste punkt på wiren
3. Beregne lengden til buet wire
4. Beregne strekkspenning i wiren

1. Finne en funksjon som beskriver wirekurven:

Beregningene tar utgangspunkt i at vinkelen til wiren er 5 grader i forhold til horisontalplanet ved hjulene. Wirene er oppspent mellom hjul på hver side av fjorden. Forenkler dette og tenker at wiren er oppspent mellom to punkter på hver side av fjorden. Ser først på wire uten at det er festet seil til den.

Uansett hvor stramt wiren spennes opp, vil den henge i en "bue". Dette er med forbehold at wiren ikke er nøytral i vann. Buen blir mindre desto mer man strammer. Det må alltid være en kraft i vertikal retning som skal veie opp for tyngdekraften av wire.

Massen til en meter wire (vedlegg H) er $m = 4,83 \text{ kg} / m$

Tyngdekraft til 1 meter wire i luft er:

$$T_{\text{luft}} = 4,83 \text{ kg} / m \cdot 9,81 \text{ m} / s^2 \cdot 1 \text{ m} = 47,38 \text{ N} / m$$

I vann vil wiren få oppdrift. Finner oppdriften på følgende måte:

Finner først volum til 1 meter wire:

$$V_{\text{wire}} = \pi r^2 L = \pi \left(\frac{d}{2} \right)^2 L = \pi \left(\frac{34 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{2} \right)^2 \cdot 1 \text{ m} = \underline{9,0792 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3}$$

$$O = V \cdot \rho_{\text{vann}} \cdot g = 9,0792 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot 1013 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = \underline{9,023 \text{ N/m}}$$

Egenvekt til 1 meter wire:

$$q_{\text{vann}} = T - O = 47,38 \text{ N/m} - 9,023 \text{ N/m} = \underline{38,36 \text{ N/m}}$$

Regner ut massen til hele wiren:

$$T_{\text{tot}} = 38,36 \text{ N/m} \cdot 250 \text{ m} = \underline{9590 \text{ N}}$$

Tegner opp wiren med de aktuelle kreftene (Fig.3.1):

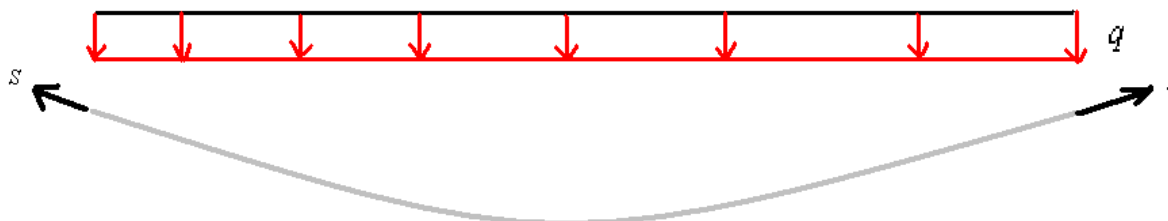


Fig.3.1: De aktuelle kreftene som virker på wiren

Skisserer wiren og setter på de ulike kreftene som virker på den i Fig.3.2. Snorkraften S kan dekomponeres i en vektor som virker i vertikalretning (S_y) og en som virker i horisontalretning (S_x).

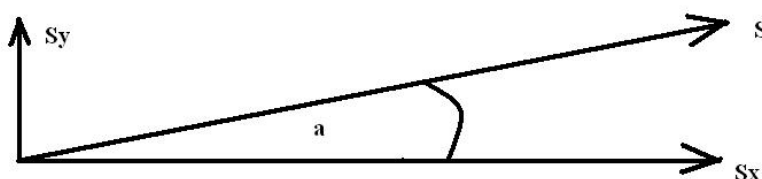


Fig.3.2: Dekomponert snorkraft S

Finner den vertikale komponenten S_y :

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ S_y + S_y - T_{\text{tot}} &= 0 \\ S_y &= \frac{T_{\text{tot}}}{2} = \frac{9590 \text{ N}}{2} = \underline{4795 \text{ N}} \end{aligned}$$

Har nå den vertikale komponenten S_y , og kan bruke denne til å finne snordraget S ved hjelp av sinus:

$$\sin \alpha = \frac{S_y}{S}$$
$$S = \frac{S_y}{\sin \alpha} = \frac{4795 N}{\sin 5} = \underline{\underline{55015 N}}$$

Snordraget i horisontalretning er da:

$$S_x = S \cos \alpha = 55015 N \cdot \cos 5 = \underline{\underline{54806 N}}$$

Kan nå finne funksjonen som wiren vil følge:

$$y = \frac{q}{2S_x} x^2$$
$$f(x) = y = \frac{38,36}{2 \cdot 54806} x^2 = \underline{\underline{3,50 \cdot 10^{-4} x^2}}$$

2. Finne hvor stor høydeforskjell det blir fra høyeste til laveste punkt på wiren:

Høydeforskjellen h :

$$h = \frac{qL^2}{8S_x} = \frac{38,36 N/m \cdot 250m^2}{8 \cdot 54806 N} = \underline{\underline{5,45 m}}$$

3. Beregne lengden til buet wire:

$$L_{kabel} = L \left[1 + \frac{8}{3} \left(\frac{h}{L} \right)^2 \right] = 250 m \left[1 + \frac{8}{3} \left(\frac{5,45 m}{250 m} \right)^2 \right] = \underline{\underline{250,32 m}}$$

4. Beregne strekkspenning i wiren:

$$\sigma_x = \frac{F}{A} = \frac{S_{\max}}{A} = \frac{55015 N}{\pi \cdot 0,017 m^2} = \underline{\underline{60,6 N/mm^2}}$$

3.1.2 Beregninger på wire med seil:

Beregner her for et tilfelle hvor strømmen er på det sterkeste, dvs. holder størst fart. Det har man ca 1,5 timer etter at strømmen er på sitt svakeste (skifter retning). Leser av følgende informasjon i beregningsmodellen (vedlegg E og vedlegg I):

Kraft på hvert seil: $P_s = 16\,068\text{ N}$

Antall aktive seil: 39 stk

Tykkelse seil: $t = 2\text{ cm}$

1. Strekkspenning i wiren
2. Trykkspenning fra låsen
3. Skjærkreftene låsen tilfører wiren
4. Jevnføringspenningen, ekvivalent enakset spenning
5. Simulere kabelformen
6. Lage graf av hvordan de aksiale strekkreftene forandrer seg i wiren
7. Lage graf på hvordan de aksiale strekk spenningene forandrer seg langs wire med seil

1. Strekkspenning i wiren:

Regner vider på den oppspente wiren, men i tillegg blir det nå krefter fra seilene som er festet på wiren. Hvert seil er festet i fire hjørner. For å gjøre dette enklest mulig ser vi bort fra at wiren henger i en bue. Antar også at kraften på hvert seil fordeler seg likt på de 4 wirene. Kraften fra hvert seil blir da:

Kraft fra hvert seil på wire:

$$P_w = \frac{1}{4} P_s = \frac{1}{4} \cdot 16068\text{ N} = \underline{4017\text{ N}}$$

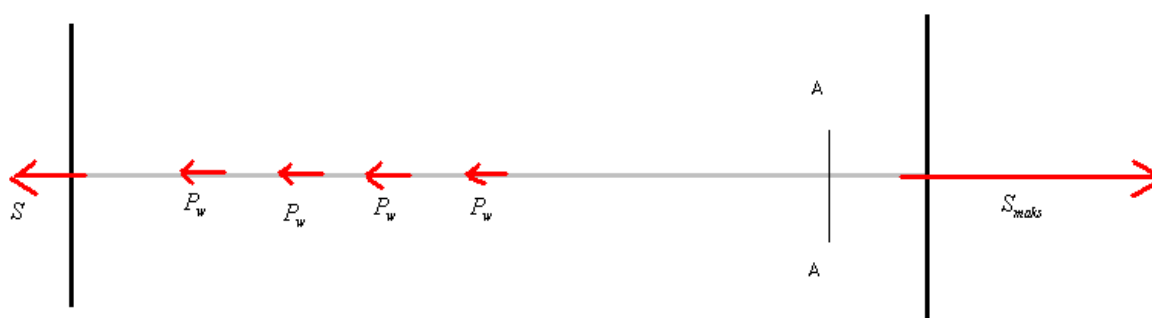


Fig.3.3: Kraftene fra hvert seil på wiren

I dette tilfellet er 39 seil aktive. Den totale kraftøkningen i hver av de fire wirene blir dermed:

$$P_t = 39P_l = 39 \cdot 4017N = \underline{156663N}$$

I tillegg er wiren oppspent fra før med en kraft S. Total strekkraft i snittet A-A blir dermed:

$$S_{maks} = P_t + S = 156663N + 55016N = \underline{211679N}$$

Normalspenning:

$$\sigma_x = \frac{F}{A} = \frac{S_t}{\pi r^2} = \frac{211679 N}{\pi \cdot 0,017 m^2} = \underline{233,1N/mm^2}$$

2. Trykkspenning fra låsen på wire:

Seilene skal være festet til 4 wire ved hjelp av en seil lås. Her anser vi denne låsen som to "halvmåner" som presser inn på wiren. Friksjonen som oppstår mellom seil lås og wire skal føre til at låsen ikke glir på wiren. Denne friksjonen er avhengig av hvor hard låsen blir presset mot wiren. Ønsker dermed å finne ut hvor mye låsen må presses inn på wiren for å oppnå den aktuelle friksjonen som er nødvendig. Ser dermed i dette regneeksemplet på den minste klemkraften K, som er nødvendig.

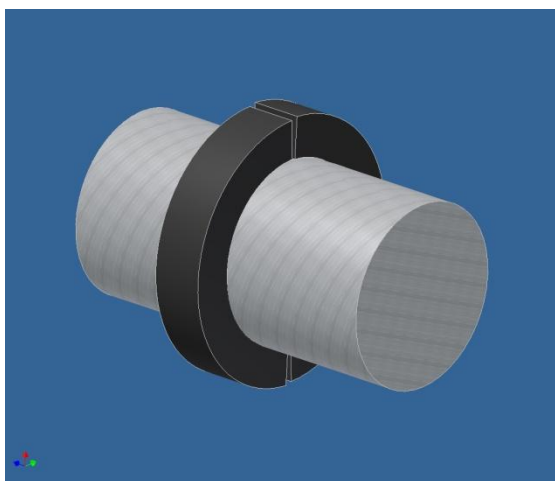


Fig.3.4: Seil lås

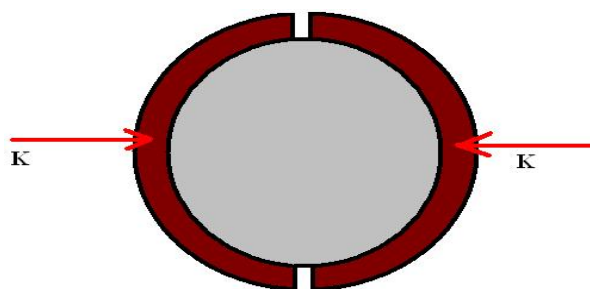


Fig 3.5: Klemkraft

Man legger en x-akse som følger wire- retningen. Nødvendig statisk friksjonskraft blir da:

$$\sum F_x = 0$$

$$f_s = P_w = \underline{4017N}$$

Friksjonskraften er rettet motsatt vei i forhold til kraften på seilet. Statisk friksjonskraft vil si at flatene er i ro i forhold til hverandre. Friksjonen er avhengig av klemkraften.

I vertikalretning blir kreftene:

$$\sum F_y = 0$$
$$K = \underline{N}$$

Friksjonskraften det er mulig å oppnå er avhengig av friksjonskoeffisienten. Antar at låsen er laget av stål og at wiren har et gummibelegg på utsiden. Da er friksjonskoeffisienten 0,55 (ref. Tabell 4.5).

Normalkraft:

$$f_s = \mu_s N \Rightarrow N = \frac{f_s}{\mu_s} = \frac{4017 N}{0,55} = \underline{7303,6 N}$$

Klemkraften, K fordeler seg på hele arealet mellom lås og wire. Regner ut trykkraften som virker på overflaten til wiren.

Antar at K virker likt over hele overflatearealet. Arealet til overflaten wire/lås blir da:

$$A_{\text{overflate}} = \pi dL = \pi \cdot 0,034 m \cdot 0,02 m = \underline{0,002136 m^2}$$

Normalspenningen i overflaten til wiren:

$$\sigma_y = \frac{F}{A} = \frac{K}{A} = \frac{-7303,6 N}{0,002136 m^2} = \underline{\underline{-3,42 N / mm^2}}$$

3. Skjærkreftene låsen tilfører wiren:

Friksjonskraften som virker på wiren vil føre til skjærspenninger i overflaten på wiren.

Skjærkraft:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{f_s}{A} = \frac{4017 N}{0,002136 m^2} = \underline{\underline{1,88 N / mm^2}}$$

4. Jevnføringsspenningen, ekvivalent enakset spenning:

I dette tilfellet brukes Mises-kriteriet. Ser på et lite element i overflaten på wiren:

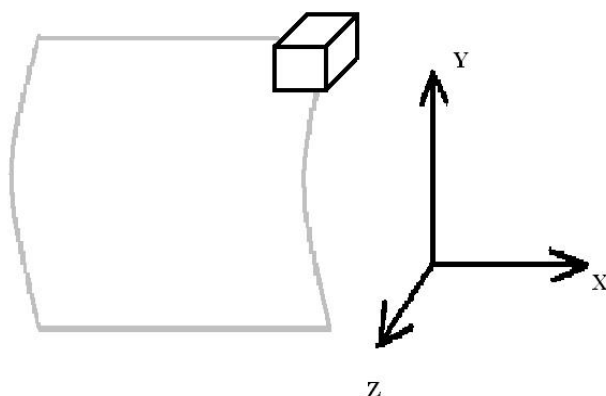


Fig.3.6: Et lite element i overflaten på wiren

Forstørrer opp elementet og setter på de aktuelle kreftene:

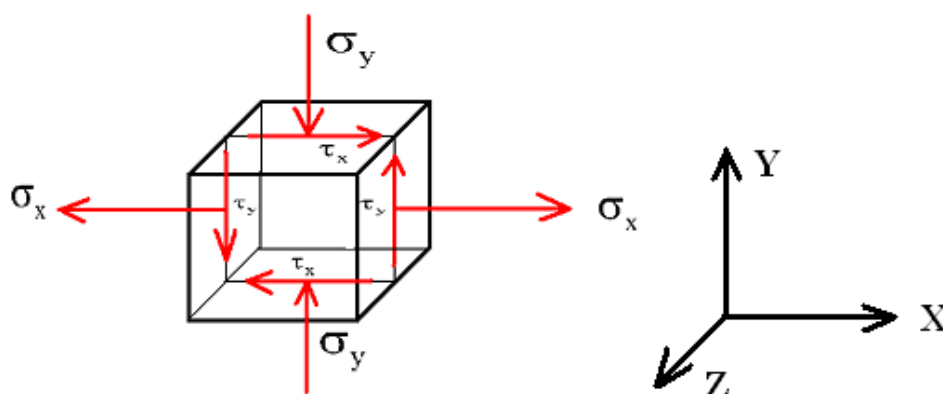


Fig.3.7: Forstørrelse av elementet

Fig.3.7 viser at det bare virker spenninger i to retninger. Spenningene virker i xy- planet. Tegner dette planet og spenningene som virker.

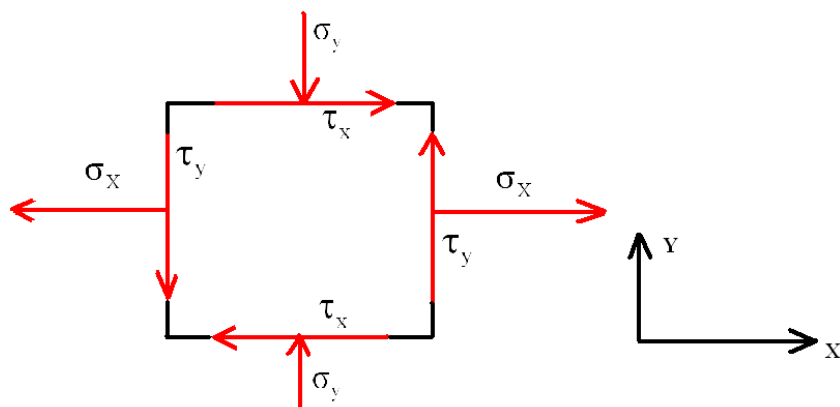


Fig.3.8: To-akset spenningstilstand

Har nå følgende spenninger:

$$\sigma_x = 233,1 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_y = -3,42 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = 1,88 \text{ N/mm}^2$$

Jevnføringsspenningen blir da:

$$\sigma_{jf} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau^2} = \sqrt{233,1^2 + 3,42^2 + 233,1 \cdot 3,42 + 3 \cdot 1,88^2} = \underline{\underline{234,9 \text{ N/mm}^2}}$$

5. Simulerer kabelformen:

Torleiv Ese har laget en MatLab funksjon som kan simulere hvordan en wire vil henge; med eller uten seil. Når det er påmontert seil, vil wiren vil få krefter fra seilene og wirekurven vil bli endret. M-filen ligger som Vedlegg J.

Et utdrag fra m-filen er vist nedenfor:

```
% Programmet har følgende input-parametre:
% - Diameter: Diameter til kabel målt i meter.
% - Tetthet: Tetthet til kabel målt i kg/m^3.
% - KraftA: Kraft i kabelen i venstre ende (A) målt i N.
% - Antallseil: Antall seil som er montert på kabelen mellom A og B.
% - Kraftseil: Horisontal tidevannskraft på et seil målt i N.
% - Nettotyngdeseil: Gir nettotyngden målt i N per seil.

% plottnr = 1 gir et plott av kabelkurven,
% plottnr = 2 gir et plott av kraftfordelingen, mens
% plottnr = 3 gir et plott av spenningsfordelingen.
```

For å plote graf brukes denne kommandoen i MatLab:

```
>> kabel(Diameter,Tetthet,KraftA,Antallseil,Kraftseil,Nettotyngdeseil,plottnr)
```

For å plote en graf av wiren uten seil bruker man kommandoen med disse tallene:

```
>> kabel(0.034,4306.9,55015,39,0,0,1)
```

Deretter bruker vi m-filen med disse tallene for å plote wiren med seil:

```
>> kabel(0.034,4306.9,55015,39,-16000,0,1)
```

Får ut 2 løsninger:

Uten seil: Kabellengde_m = 250.1873

Med seil: Kabellengde_m = 250.0458

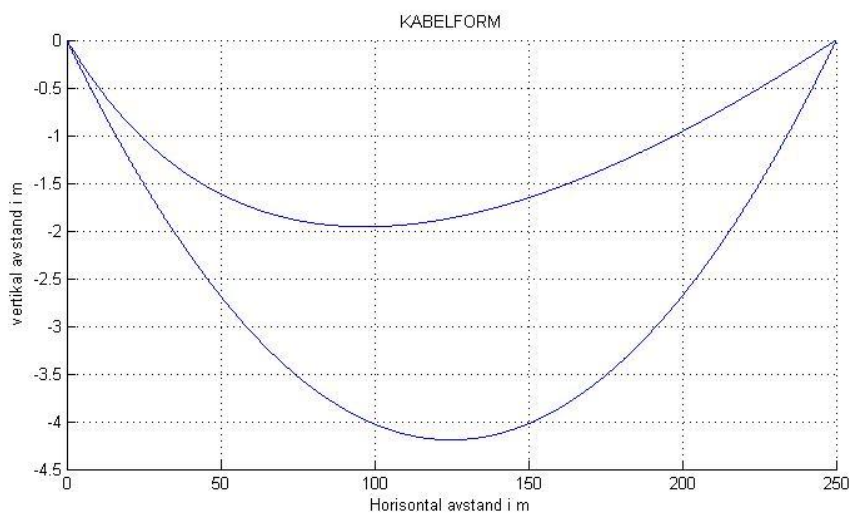


Fig.3.9: Wiregraf med og uten seil

Den laveste grafen er wiren uten seil og den øverste er wire med seil. Her ser vi at det blir forskjell i de to ulike kurvene.

Wiren med seil har krefter som virker i horisontal retning. Noe som fører til at parabelen blir "forskjøvet". I tillegg ser man at høydeforskjellen blir mindre når det er festet seil til wiren.

6. Lage graf av hvordan de aksiale strekkreftene forandrer seg i wiren:

Bruker m-filen og skriver inn dette:

```
>> kabel(0.034,4306.9,55015,39,-16000,0,2)
```

Får ut denne grafen:

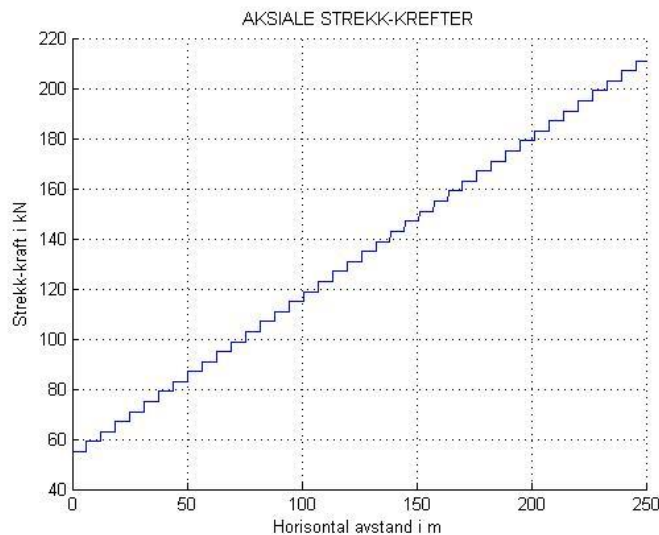


Fig.3.10: Forandring i aksiale strekkrefter

7. Lage graf på hvordan de aksiale strekk spenningene forandrer seg langs wire:

Bruker m-filen og skriver inn denne kommandoen:

```
>> kabel(0.034,4306.9,55015,39,-16000,0,3)
```

Få da plottet denne grafen:

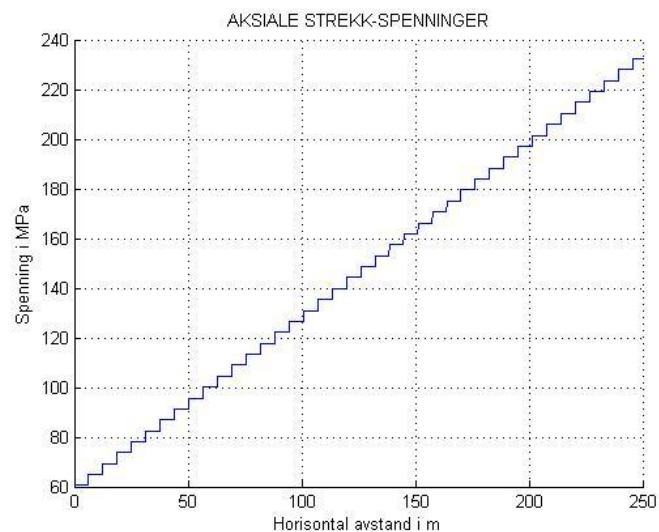


Fig.3.11: Forandring i strekkspenning

3.2 Hjul

Det skal beregnes:

1. Nødvendig friksjonskoeffisient mellom hjul og wire

Dette er ønskelig å beregne fordi friksjonen mellom hjul og wire må være så stor at wiren ikke begynner å gli på hjulet. Da vil man miste effekt i generatoren, og i verste fall ikke produsere noe strøm.

Bruker følgende informasjon fra konfidensiell beregningsmodell til Tidal Sails AS:

Diameter hjul: 4,4 meter

1. Nødvendig friksjonskoeffisient mellom hjul og wire

Her skal vi finne den minste friksjonskoeffisienten som er teoretisk mulig å benytte, uten at wiren glir på hjulet.

Tar følgende utgangspunkt i en wire som er i berøring med hjulet med en vinkel på 180 grader. Dette fordi disse wirene vil ha minst overflate som er i berøring med hjulet og vil dermed være avhengig av størst friksjon, for at de ikke skal gli på hjulet.

Vi bruker følgende informasjon fra tidligere beregninger:

$$S = 55015N$$

$$S_{\max} = 211679N$$

Nødvendig friksjonskoeffisient hjul/wire:

$$S_2 = S_1 e^{\mu_s \beta}$$
$$\mu_s = \frac{\ln\left(\frac{S_{\max}}{S}\right)}{\beta} = \frac{\ln\left(\frac{211679N}{55016N}\right)}{\pi} = \underline{\underline{0,43}}$$

3.3 Aksling

Akslingen har som hovedoppgave å overføre energi fra hjulet til generatoren. Bøyemomentet i akslingen vil være avhengig av hvordan man opplager akslingen og tykkelsen til hjul som er i berøring med akslingen.

Følgende antas:

- Hjulet er 10 cm tykt ved akslingen
- Opplagring på begge sider av hvert hjul
- 1 wiresløyfe rundt hvert hjul, 4 hjul i hvert magasin
- Akslingen lages av en stål kvalitet med tillatt normalspenning: $\sigma_{till} = 200 \text{ N/mm}^2$.

Følgende beregninger blir utført:

1. Bøyemoment
2. Torsjonsmoment
3. Dimensjonere akslingen

1. Bøyemoment:

$$M_b = \frac{FL}{8} = \frac{S + S_{\max} \cdot 0,10}{8} = \frac{55015 \text{ N} + 211679 \text{ N} \cdot 0,10 \text{ m}}{8} = \underline{\underline{3334 \text{ Nm}}}$$

2. Torsjonsmoment:

Moment som et hjul utfører på akslingen:

$$M_v = Fl = (211679 - 55015) \text{ N} \cdot \frac{4,4 \text{ m}}{2} = \underline{\underline{344661 \text{ Nm}}}$$

I dette anlegget er det fire wiresløyfer. Dermed blir det totale momentet i akslingen fire ganger større enn momentet fra en wiresløyfe. Det totale momentet i akslingen blir dermed:

$$M_{tot} = M_v \cdot 4 = 344661 \text{ Nm} \cdot 4 = \underline{\underline{1378643 \text{ Nm}}}$$

3. Dimensjonere akslingen:

Ved dimensjonering kan man sette:

$$\sigma_{if} = \sigma_{till}$$

Akseldiameter:

$$\sigma_{if} = \frac{\sqrt{M_b^2 + 0,75M_v^2}}{\frac{\pi d^3}{32}}$$

⇓

$$d = \frac{\sqrt[3]{M_b^2 + 0,75M_{tot}^2} \cdot 32}{\pi \sigma_{till}} = \frac{\sqrt[3]{3334 \text{ Nm}^2 + 0,75 \cdot 1378643 \text{ Nm}^2} \cdot 32}{\pi \cdot 200 \cdot 10^6 \text{ N/mm}^2} = \underline{0,393\text{m}} \approx \underline{\underline{400\text{mm}}}$$

3.4 Endestasjon

En konstruksjon av endestasjonen i seg selv er en for stor oppgave til denne rapporten. Det blir derfor sett på hvordan endestasjonen kan forankres til land. Wirene skal forankres til endestasjonen ved hjelp av løfteøyer.

Det blir utført følgende:

1. Tegne et løfteøye i Inventor
2. Importere løfteøye til ANSYS og utføre en analyse
3. Undersøke om det er mulig å sveise løfteøret til konstruksjonen

Følgende antas:

- Endestasjonen er festet ved hjelp av fire løfteøyer.
- Alle øyene tar opp like store krefter.
- Kreftene virker normalt på ørene
- Øyene er laget av stål med $\sigma_{ill} = 200N / mm^2$
- A-målet til sveisen er 15 mm.
- Sveisen er uten endekrater.

1. Tegner et løfteøye i Inventor

Alle målene er i millimeter

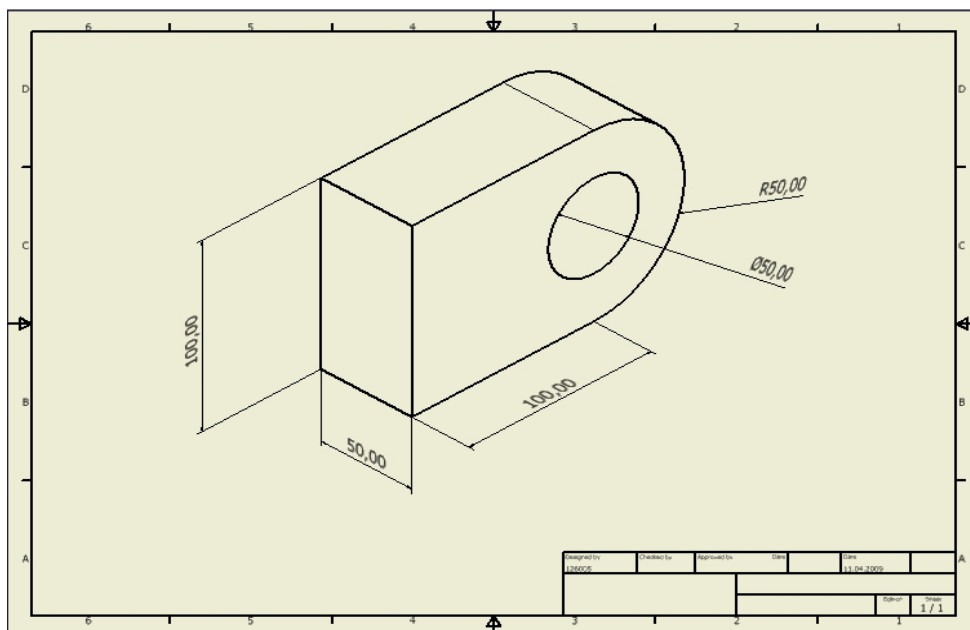


Fig.3.12: Inventortegning av løfteøyet

2. Importerer løfteøye til ANSYS samt utføre en analyse:

Anlegget består av fire wireløkker. Hver sløyfe kan bli utsatt for disse kreftene:

$$F = S_{\max} + S = 55015N + 211679N = 266694N \approx \underline{267kN}$$

Fremgangsmåte:

- Importerer filen til ANSYS.
- Setter på *fixed support*, i høyre ende.
- Setter på en kraft *force* på 267kN inne i hullet. Kraften går langs x-aksen(mot venstre).
- Klikker på funksjonen *solve*, og får resultatet som vist i fig.3.13.

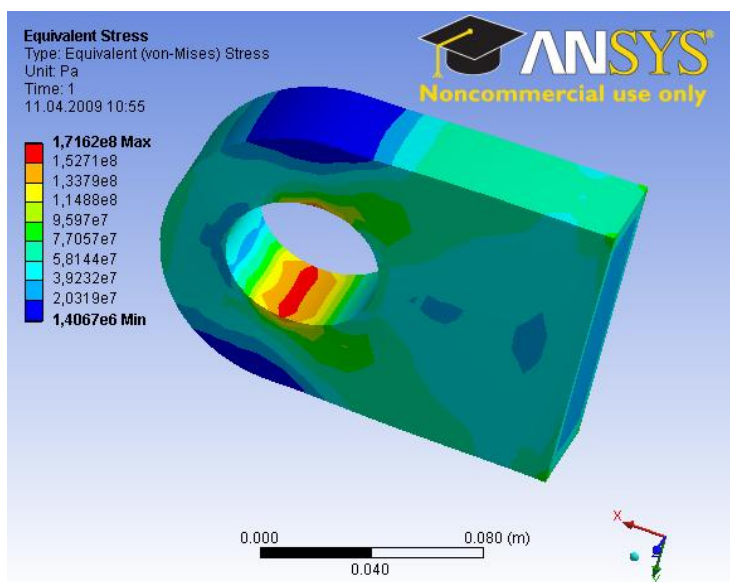


Fig.3.13: Løfteøye med spenninger

3. Undersøker om det er mulig å sveise løfteøret til konstruksjonen

Lengde sveis:

$$L = (100 \text{ mm} \cdot 2) + (50 \text{ mm} \cdot 2) = \underline{300 \text{ mm}}$$

Spenning i sveis:

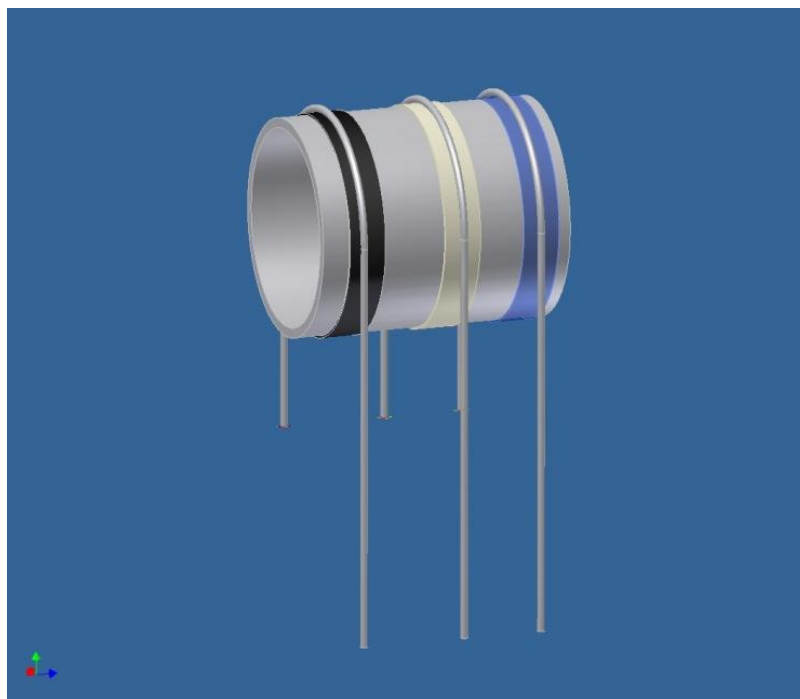
$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{267 \cdot 10^3 \text{ N}}{300 \text{ mm} \cdot 15 \text{ mm}} \approx \underline{60 \text{ N} / \text{mm}^2}$$

Ser at spenningen i sveisen blir mindre enn tillatt normalspenning. Det vil si at det er mulig å sveise løfteøret til konstruksjonen.

4. Lab rapport: Friksjonsmåling

Lab rapport

Friksjonsmåling



Figur 4.1: Aksling

Eksperiment utført: 16.2.2009 og 23.2.2009

Utført av: Fred Ove Kongestøl Østhus, Ida Førland og Mikal Askeland

Formål med forsøk:

I dette forsøket skal det måles friksjon mellom aksling og oppheng.

De ulike opphengene som skal testes er:

- Stålwire
- Tau
- Gummibelagt stålwire

Ulike akslinger som skal testes:

- Stålaksling
- Gummibelagt stålaksling
- Duplex aksling
- Duplex aksling med utfrest friksjonsspor

Resultatet av forsøket skal gi ulike friksjonskoeffisienter. Utførelsen skjer over og under vann for å se om vannbasert miljø påvirker friksjonen. Dette gjøres for å finne en kombinasjon av materialer som kan anbefales til bruk i et undersjøisk kraftverk.

Utstyr benyttet:

- Stålaksling
- Duplex aksling
- Duplex aksling med utfrest friksjonsspor
- Gummiaksling
- Wire
- Nylon tau
- Gummibelagt wire
- Vekter i ulike størrelser
- Vekt
- Basseng
- Oppdriftsmål
- Dykker (Mikal) med dykkerutstyr
- Kamera



Fig. 4.2: Duplex test

4.1 Fremgangsmåte:

Det ble laget en aksling belagt med et lag stål og et lag gummi. Samtidig ble det skaffet til veie en duplex aksling der det var inndreid et friksjonsmønster. Akslingene ble skrudd fast en meter over bakken. Dette fordi det ikke skulle være noe rotasjon i akslingene under forsøket. Rundt akslingen ble det lagt wire, tau og en gummibelagt wire i hver sin omgang. Wiren ble testet først. I begge ender av wiren ble det festet 1,25 kg i vekter. Wiren ble balansert rundt akslingen slik at den hang like langt fra bakken på begge sider. Etter at den var balansert ble det tilført vekter på den ene siden av akslingen. Vekter ble tilført inntil wirene fikk bevegelse. Vektdifferanse ble målt. Samme fremgangsmåte ble brukt på tau og wire. Samme forsøk ble utført på hver av de fire akslingene.

Forsøket ble også utført under vann. Oppdriften til de ulike vektene som skulle brukes ble først målt. Dette ble utført ved å fylle en glassylinder halvfull med vann og avmerke mengden vann. Et nytt punkt ble avmerket når de ulike vektene var nedsenket. Differansen resulterte i volumet av de ulike vektene som ble brukt. Volumet ble bruk til å regne ut oppdriften. Deretter ble akslingene nedsenket i et basseng som var 4 meter dypt. Akslingene ble senket ned til 3 meter der de ble festet ved hjelp av flere tau. Forsøket ble så utført på alle akslingene med samme fremgangsmåte som i lufttilstand.



Fig 4.3: Plassering av vekter under vann

4.2 Resultat:

4.2.1 Forsøk på land

I dette forsøket var det festet en kurv i hver ende av wire, tau og gummibelagt wire. I kurven lå en vekt på 1250 gram. Kurven hadde en egenvekt på 80 gram. Altså var det 1340 gram på hver side av akslingen før forsøket startet.

Tabell 4.1 viser hvor mye vekt som ble tilført for å få bevegelse i de enkelte oppheng. Resultatene er i gram.

Tabell 4.1: Vekt som ga oppheng bevegelse

	Stål	Gummi	Duplex	Duplex utfrest
Wire	1320	1690	1100	1200
Tau	1760	3910	1400	1600
Wire gummibelagt	4240	1340	1750	3250

$$T_2 = T_1 + e^{\mu\beta}$$

↓

$$\mu = \frac{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)}{\beta}$$

Her er:

$$T_1 = 1340 \text{ gram}$$

$$T_2 = T_1 + (\text{vekt fra tabell 4.1})$$

$$\beta = \pi \text{ (se fig.4.4)}$$

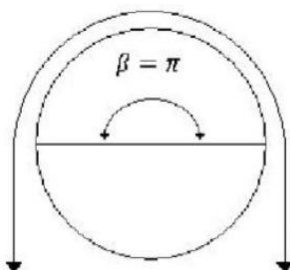


Fig.4.4: Friksjon over aksling

Finner friksjonskoeffisienten i lufttilstand. Resultatene sees i Tabell 4.2:

Tabell 4.2: Friksjonskoeffisient i lufttilstand

μ	Stål	Gummi	Duplex	Duplex utfrest
Wire	0,218	0,26	0,19	0,20
Tau	0,267	0,434	0,228	0,25
Wire gummibelagt	0,454	0,221	0,267	0,39

4.2.2 Forsøk under vann

I dette forsøket var det også 1340 gram festet i hver ende av wire, tau og gummibelagt wire før mer vekt ble tilført. Forsøket ble utført under vann og oppdrift måtte bli tatt hensyn til.



Fig. 4.5 Akslinger i vann

Tabell 4.3 viser resultatet av oppdriftsforsøket. Her er volumet og den utregnede oppdriften til de enkelte vektene og korgen.

Finner oppdriften:

$$O = V \cdot \rho \cdot g$$

Her er:

$$\rho = 1,025 \cdot 10^3 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$g = 9,81 \text{ m} / \text{s}^2$$

Vekt i vann = Vekt i luft - oppdrift .

De utregnede verdiene vises i tabell.4.3 på neste side.

Tabell 4.3: Volum, oppdrift og vekt i vann

Vekt i luft	Vekt i luft N	Volum $[m^3]$	Oppdrift N	Vekt i vann N
Vekt 100 gram	0,981	$0,02 \cdot 10^{-3}$	0,20	0,781
Vekt 250 gram	2,45	$0,03 \cdot 10^{-3}$	0,30	2,15
Vekt 500 gram	4,9	$0,066 \cdot 10^{-3}$	0,66	4,24
Vekt 1250 gram	12,3	$0,166 \cdot 10^{-3}$	1,67	10,63
Korg 80 gram	0,785	$0,15 \cdot 10^{-3}$	1,5	-0,715

I Tabell 4.3 er det den kraften som fikk bevegelse i de ulike komponentene som fremstilles. Vi har tatt hensyn til oppdriften til de vektene og korgene vi brukte i de enkelte forsøk. Resultatet er i Newton.

Tabell 4.4: Kraft som satte oppheng i bevegelse

Under vann	Stål	Gummi	Duplex	Duplex utfrest
Wire	4,3	17,02	7,95	7,95
Tau	17,80	29,74	6,39	10,62
Gummibelagt wire	46,92	33,98	12,78	19,23

Tabell 4.4 viser friksjonskoeffisienten i undervannstilstand. Tar her hensyn til korgens oppdrift og oppdriften til det 1,25 kg loddet som ligger oppi. Kraften T_1 blir i alle situasjoner.

$$T_1 = 1,34 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 - 1,67 \text{ N} + 1,5 \text{ N} = 9,97 \text{ N}$$

$$T_2 = T_1 + \text{kraftene fra tabell 4.4}$$

Regner ut friksjonskoeffisienten på samme måte som tidligere, nå i undervannstilstand:

Tabell 4.5: Friksjonskoeffisient i undervannstilstand

μ	Stål	Gummi	Duplex	Duplex utfrest
Wire	0,114	0,317	0,187	0,187
Tau	0,326	0,434	0,157	0,23
Gummibelagt wire	0,55	0,47	0,263	0,34

- Utfrest friksjonsmønster gir en forbedret friksjon over og under vann. Unntaket er wire mot duplex og duplex utfrest i undervannstilstand der friksjonen er lik.
- Gummibelagt wire gir den høyeste friksjonskoeffisienten i alle tilfeller under vann.
- Vannmiljø påvirker friksjonen. Gummiaksling og gummibelagt wire mot stålaksling får en forbedret friksjon i undervannstilstand. Akslingene duplex og duplex utfrest får en dårligere friksjon under vann. Wire og tau på stålaksling får også en dårligere friksjon.

4.2.3 Feilkilder

Det er en rekke faktorer som kan bidra til å gi unøyaktige resultater fra dette forsøket. Unøyaktige målinger av personene som utførte forsøket kan gi en gal friksjonskoeffisient. Akslingen er planlagt plassert i sjø, vi utførte forsøket i vann. Det kan være et ulikt friksjonstall i vann og sjø, derfor er ikke våre beregninger helt pålitelige i denne sammenheng. Det er ikke tatt hensyn til tilgroing og slitasje på oppheng og aksling. Noe som på sikt vil påvirke friksjonstallet. Det var bare en person som utførte målinger under vann, derfor er større sjanse for å få feilmargin.

4.3 Konklusjon

Vi har i dette forsøket lært at det er forskjell i friksjonstallet over og under vann. Resultatet viker fra våre antagelser om at det i alle tilfeller skulle være dårligere friksjon under vann. Det viser seg også at gummiaksling gir et høyt friksjonstall for wire, tau og gummibelagt wire. Vi konkluderer derfor med at om akslingen lages i rustfritt stål så vil et tynt lag gummi rundt akslingen vil gi en forbedret friksjon. Vi bruker resultatene fra dette forsøket i våre videre beregninger.

5. Material muligheter

5.1 Aktuelle materialer til endestasjon

Endestasjonens hovedmateriale må:

- Tåle store krefter og spenninger
- Ha lav egenvekt
- Ha en levetid på minst 10 år
- Være mest mulig vedlikeholdsfritt
- God korrosjonsbestandighet
- Ha en relativt lav pris

Endestasjonen vil konstant bli utsatt for korrosivt miljø. Det er derfor svært viktig at materialet som brukes på endestasjonen ikke starter å korrodere. Korrosjon kan føre til at konstruksjonen etter hvert ikke tåler de store kreftene den blir utsatt for, og kollapser. Lav egenvekt er ønskelig da endestasjonen skal være tilnærmet vektløs under vann. Endestasjonen skal kunne plasseres flere titalls meter under havoverflaten. Det er derfor viktig at materialet har lang levetid og er mest mulig vedlikeholdsfritt. Det blir tatt utgangspunkt i at endestasjonen vil bli laget i enten duplex stål eller aluminium da de to materialene er mest aktuelle.

5.1.1 Stål

Stål er en jernlegering som er tilsatt karbon. For at noe skal kunne kalles stål må det være en legering som har over 0,1 % og ikke mer en 2,5 % karbon. Det finnes mange ulike typer stål; konstruksjonsstål, karbonstål, legerte stål og ikke minst rustfrie stål. De ulike ståltypene har forskjellige egenskaper som er avhengig av type legering (Vedlegg K).

Det mest aktuelle stålet til endestasjonen vil være det rustfrie stålet ferritt-austenittisk stål, heretter kalt duplex stål. Begrunnelsen er at dette stålet har høyere krominnhold og lavere nikkelinhold enn de austenittiske stålene. Ståltypen inneholder opptil 29 % krom, 5-8 % nikkel og under 0,03 % karbon. Stålkvaliteten til duplex stålet har en svært god korrosjonsbestandighet. Vanligvis brukes den i områder som er spesielt utsatt for korrosjon, som kystnære strøk, offshore og subsea. Blandingsstrukturen består av 50/50 ferritt og austenitt. Årsaken til denne blandingen er at resultatet blir en stålkombinasjon som kombinerer de beste egenskapene av de to typene stål. Legeringen gir et sterkere materiale en austenittisk stål og det egner seg godt i konstruksjoner. I lab forsøket ble en aksling av denne ståltypen brukt (Fig.5.1)



Figur 5.1: Duplex aksling som ble brukt i forsøket.

5.1.2 Aluminium

Aluminium veier omtrent en tredel av stål og i forhold til sin vekt, er materialet meget sterkt. I tillegg er materialet enkelt å utforme, både i kald og varm tilstand. Ved lave temperaturer styrkes materialet og blir seigere i motsetning til mange ståltypen – som blir sprø. Ved temperaturer over 100 grader celsius, reduseres styrken i aluminium, og materialet utvider seg.

Andre viktige egenskaper er god korrosjonsmotstand og lang holdbarhet. Ved kontakt med oksygen, dannes en svært tynn oksidfilm utenpå materialet. Denne filmen er tett, og beskytter svært godt mot korrosjon. Dersom oksidlaget blir skadet, gjendannes det spontant. I miljøer som er lett sure eller normale har aluminium god korrosjonsmotstand. Dette er grunnen til at det ofte brukes i konstruksjoner i sjøvann. Høy materialfasthet gjør det også ideelt å bruke aluminium hvor det blir utsatt for store belastninger. Massetettheten for aluminium er $2,7 \text{ g/cm}^3$.



Fig.5.2: Bilde er av en "boks" laget av aluminium. Det er imidlertid ingen sammenheng mellom "boksen" på bildet og endestasjonen. [15]

For at aluminium skal bli et sterkt konstruksjonsmateriale, må det blandes med små mengder av andre metaller – aluminiumslegeringer. Legeringer av aluminium har en strekkfasthet på $70\text{--}700 \text{ N/mm}^2$. Strekkfastheten varierer med legeringselementene (ref. Vedlegg L).

Aluminium er et ikke-magnetisk materiale. Under gjenvinning er det da enkelt å skille ut de magnetiske materialene med magnetseparering. Aluminium har også god ledningsevne. En tett boks av aluminium vil stenge ute elektromagnetisk stråling. Også god evne til å reflektere lys og varmestråler.

Prisene på aluminium har siden september (2008) sunket mye. Bergens Tidene kunne 21.01.08 melde at prisen ligger på 1400 dollar per tonn.

5.1.3 Sammenligning og anbefaling av materiale til endestasjon

Tabell 5.1: Sammenligning av egenskaper (Al:Fe) [14]

Egenskap:		Materiale:	
		Al	Fe
Tetthet	[kg/dm ³]	2,7	7,87
Elastisitetsmodul	[N/mm ²]	70.000	210.000
Smeltepunkt	[°C]	660	1535
Gitterstruktur ved 20°C		kubisk flatesentrert	kubisk romsentrert
Spesifikk varmekapasitet	[J/kg °C]	900	440
Varmekonduktivitet	[W/m °C]	210	76
Lengdeutvidelses- koeffisient	[x10 ⁻⁷ /°C]	24	12
Relativ kost på vektbasis	[forholdstall]	3,7	1,0
Relativ kost på volumbasis	[forholdstall]	1,3	1,0

I tabell 5.1 og 5.2 vises egenskaper og forholdstall mellom aluminium og stål. Aluminium veier som nevnt en tredel av stål. Vektreduksjonen ved å bruke aluminium i forhold til stål, kan ha stor betydning. Spesielt i forhold til større konstruksjoner med tanke på frakt og plassering. Pris og styrke kan også være avgjørende. Lettmetallene kommer gunstig ut når pris pr. volumenhet legges til grunn. Men det er viktig å huske på at prisene på

metall varierer med tiden og type halvfabrikata. Aluminium har også lang holdbarhet.

Smeltetemperaturen til stål er dobbelt så høy som aluminium. Aluminium er altså mer følsom for temperaturendringer sett i forhold til sveisevarme og stål. Alt aluminium kan i prinsippet gjenvinnes til nye produkter uten forringelse av kvaliteten. Metalltapet er kun noen få prosent ved omsmelting. "Tapet" går tilbake til naturen som aluminiumoksid – som naturlig finnes i våre omgivelser.

Aluminium er ikke giftig. At smeltetemperaturen til aluminium er så lav i forhold til stål, gjør at det kreves mindre energi til gjenvinning. Det er både enklere og billigere å gjenvinne aluminium enn stål. På en annen side har stål høyere elastisitetsmodul enn aluminium. Dvs. at stål har bedre motstandsevne mot elastisk deformasjon, noe som er en svært viktig egenskap med tanke på kreftene endestasjonen vil bli utsatt for.

Tabell 5.2: Forholdstall Al: stål [15]

Fysiske egenskaper	Al: stål
Vekt (tetthet)	1:3
Smeltetemperatur	1:2
Smeltetemperatur oksid	1,3:1
Elektrisk ledningsevne	4,5:1
Varmeledningsevne	4:1
Varmekapasitet	2:1
Smeltevarme	3:1
Utvidelseskoeffisient	2:1
Elastisitetsmodul	1:3

Fordelen med aluminium er at en sparer vekt. Denne vektbesparelsen kan gå på bekostning av styrken til materialet. Det anbefales derfor at aluminium brukes i de mindre komponentene i magasinet. Stål er et noe sterkere materiale og duplex stål er derfor mer aktuelt enn aluminium. Dette fordi endestasjonen da blir en solid konstruksjon som kan tåle store belastninger.

5.2 Aktuelle materialer til wire

Hovedmaterialet i vaieren må:

- Tåle store krefter
- Belastning
- Tåle strekkspenninger
- Være slitesterk
- Tåle marint miljø
- Ha lav egenvekt
- Relativt lav pris
- Lang levetid

Kabelen vil konstant bli utsatt for krefter, korrosjon og slitasje. Det er derfor viktig at wiren har lang levetid og gode egenskaper. Friksjonskoeffisienten må være høy nok, slik at seilene ikke glir. Wiren må tåle kreftene fra låsene som griper fast. I tillegg å bli bøyd rundt hjul.

5.2.1 Dyneema tau®

Dyneema tau® er et meget sterkt tau, som er flettet på en helt spesiell måte (fig.5.3). Det har høyere styrke i forhold til sin vekt enn stålwire med samme dimensjon (Vedlegg I). Vekten av tauet tilsvarer omtrent en åttendedel av stålwire.

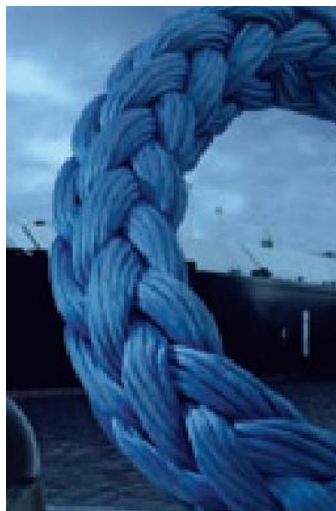


Fig.5.3: Dyneema tau [16]

Den lave vekten gir både større effektiv løftekapasitet og redusert energibruk sammenlignet med stålwire. Levetiden er lang og den har en utmerket slitasjemotstand. Tauet har den høyeste slitasjemotstand av alle typer fiber. I vann er tauet praktisk talt vektløst, noe som gjør at tau kan håndtere mye større laster enn stålwire i dyp vanns installasjoner. På grunn av den lave egenvekten er det aktuelt å se på muligheten for å bruke tau i tidevannskraftverket. Det er lange strekk og da er det viktig med lav vekt. Lav vekt er viktig fordi en da får en mindre bue på seilingsbanen, samtidig som endestasjonen kan neddimensjoneres. Ulempen med tau kan være at en har tynne fibre som kan kuttes opp ved innfesting av seillås og ved rotasjon i hjulet. Fiber tau er mer elastisk enn stålvaier og vil forlenges med 1-3 % ved belastning noe som gjør at det utvikles varme og ekstra slitasje når det benyttes en konvensjonell vinsj.

5.2.2 Stålwire

Stålwire er en lang tau som er flettet sammen av mange tynnere ståltråder. Av den grunn blir wire



Fig.5.4: Stålwire [17]

også kalt ståltau. Stålwire er flettet sammen på samme måte som et vanlig tau blir flettet. Hensikten med slike stålwirer er at en får et produkt som er svært langt og kraftig samtidig som det er bøyelig. Noe som gjør at stålwire har et stort bruksområde. Det brukes stålwire på blant annet hengebroer, i kraner og ved forankring. Ved å lage stålwire så utvider en bruksområdet til stålprodukter. Stålwire er et svært viktig og anvendelig produkt. Stålwire med en stor tykkelse blir ofte omtalt som kabler. Ståltrådene blir laget ved at materialet blir varmet opp, slik at en får en flytende tilstand. Deretter trekkes eller presses materialet ut gjennom stadig mindre hull. Dette fordi en da får den ønskede lengden og bredden som er ønsket på ståltråden. Ståltrådene blir deretter flettet og skjøtet sammen til lange wire og kabellengder.

Det er vanlig å lagre wire på store tretromler, dette fordi det er praktisk ved lagring, transport og utsetting av wire. I vedlegg 4 kan vi se vekt og bruddstyrke av en wire type vi har sett på i forbindelse med beregninger tidligere i oppgaven. Ønskede egenskaper til wire er forskjellige alt etter hvor wiren skal brukes. Noen wirer skal tåle enorme strekk belastninger mens andre wirer skal brukes i sterkt korrosive miljø. Legeringen i stålet som brukes er avgjørende for hvilke egenskaper den aktuelle wiren får. En kan dermed tilpasse egenskaper og legering etter behov. Men, det er svært dyrt med spesialbestilling og en bør derfor der det er mulig bruke de wirene som er allerede er på markedet. Tidal Sails AS skal bruke stålwire på Tysnes Demonstrator. Der vil de få erfaringer med bruk av wire i korrosivt miljø. Stålwire beskyttes mot korrosjon med galvanisering. Korrosjon er en utfordring når det kommer til subsea anlegg. Samtidig som det er mange langtlivende undersjøiske konstruksjoner. I Tysnes Demonstrator vil wirene konstant bli utsatt for korrosivt miljø. Tiden vil vise hvordan korrosjonen påvirker friksjon og styrke på wire. En vil da kunne dra nytte av denne informasjonen under planleggingen av storskala tidevannskraftverk i Hammerfest.

6. Analyse

Analysen tar for seg resultatene fra beregningene.

6.1 Wire analyse

Wiren vil ha en høydeforskjell på 4,45 meter, noe som er relativt lite i forhold til lengden på hele 250 meter. Likevel må dette tas hensyn til under planlegging av anlegget. I praksis vil det si at magasinene må minst plasseres 5,45 meter over bunnen for at wiren ikke skal ta nedi på laveste punkt. I følge beregningene vil wiren bli utsatt for en jevnføringsspenning på ca $235 \text{ N} / \text{mm}^2$. Dette er en relativt høy belastning. I vedlegg D finner man belastningen en wire på 34mm tåler. Omregner fra kp til Si enheter på følgende måte

Bruddgrense:

$$82,4 \text{ kp} \cdot 200 = \underline{16480 \text{ kp}}$$

$$16480 \text{ kp} \cdot 9,81 = \underline{161669 \text{ N}}$$

$$\sigma_{\text{ill}} = \frac{F}{A} = \frac{161669 \text{ N}}{\pi \cdot 0,017 \text{ m}^2} = \underline{178 \text{ N} / \text{mm}^2}$$

Ser her at wiren på 34 mm ikke tåler den aktuelle belastningen. Det antas derfor at det må velges en wire på minimum 40mm.

I wiren vil strekkspenningen veksle mellom ulike positive verdier. Dette kalles pulserende belastning. I slike belastningssituasjoner er det vanlig at tillatt spenning avtar. Vi har ikke tatt hensyn til dette fordi frekvensen på belastningen varierer forholdsvis langsomt. Det er også viktig å merke seg størrelsene til de ulike belastningene i wiren. Man ser at normalspenningen og skjærspenningen fra låsen er små spenninger i forhold til strekkspenningen. Det er liten forandring i lengden til en buet wire i forhold til om den følger en rett linje. Derimot kan det være aktuelt å øke vinkelen mellom wire og horisontalplanet noe. Da vil lengden til wiren også økes. Dette kan være aktuelt fordi snorkraften da blir mindre. Sett fra en annen side må ikke snorkraften bli for lav. Da kan man få problemer med at friksjonen mellom hjul og wire blir for lav og wirene vil gi mindre effekt til generatoren.

Feilmargin i wireberegninger

I denne rapporten har vi ikke gjort beregninger på om wiren vil "strekke" seg etter hvert som tiden går, og den blir utsatt for krefter. Vi har heller ikke sett på levetiden til wire. Vi har antatt en vinkel ut av magasinet på 5 grader, noe som kan vise seg å være helt annerledes i virkeligheten. Klemkraften må være større en teoretisk klemkraft. Krefter på seil kan fordele seg ujevnt på de ulike wirene.

6.2 Hjul analyse

Friksjonskoeffisienten må være minst 0,43. Dette er en forholdsvis høy koeffisient. Stål mot stål har en koeffisient på 0,6 (ved tørre flater). Ut fra dette kan det være aktuelt å bruke gummi utenpå wiren for å øke friksjonen. Sett fra en annen side kan det være lurt å ikke ha for god friksjonskoeffisient. Dette fordi sluring mellom hjul og wire kan være ønskelig dersom wiren blir overbelastet.

6.3 Aksling analyse

Akslingen blir utsatt for store belastninger. På grunn av dette må den være minst 400 millimeter i diameter. Dette er en forholdsvis tykk aksling.

Vi har ikke tatt hensyn til at akslingen vil ha et pulserende moment og vekslende bøyning. I slike tilfeller vil man få en redusert tillatt spenning, og det er mulig dimensjonen til akslingen må oppjusteres.

Hele anlegget skal være nedsenket i sjøvann. Dette kan by på utfordringer angående hvordan akslingen bør opplagres. Vi vil ikke gå mer inn på dette temaet, men det må tas hensyn til under planlegging av anlegget.

Korrosjon på akslingen kan også være kritisk, fordi det er ytterst i akslingen man finner de største spenningene.

6.4 Analyse av aksling i ANSYS

Fremgangsmåte:

- Tegner wiren i tegneprogrammet *Inventor*. Akslingen har en diameter på 400 millimeter. Diameter til hjul er ikke tegnet i skala, fordi man her setter på et kjent moment.
- Importerer filen til ANSYS.
- Setter på *fixed support* i skille mellom aksling og generator
- Vi utfører analysen kun med hensyn på moment i akslingen.
- Klikker på funksjonen *solve*, og får resultatet som vist nedenfor.

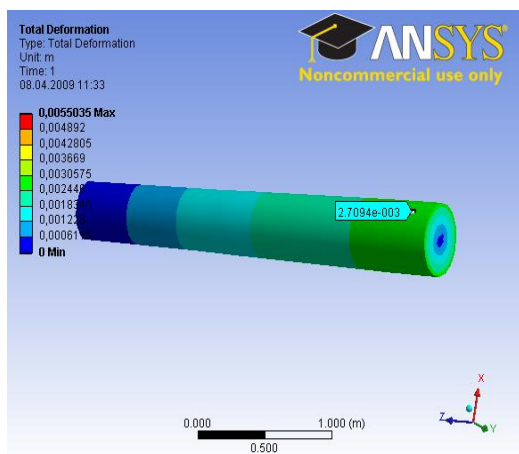


Fig.6.1: Total deformation

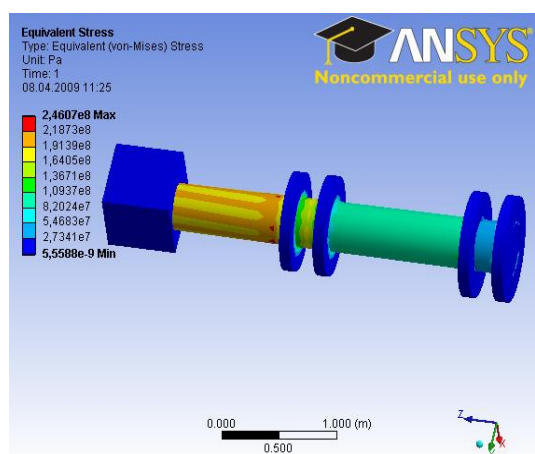


Fig.6.2: Equivalent stress

Analyse av ANSYS beregninger:

Ser på fig 88 at ANSYS beregner maks spenning til $246 \text{ N} / \text{mm}^2$. Dette er høyere enn den tillatte spenningen på $200 \text{ N} / \text{mm}^2$. En av grunnene til den høye spenningen er at programmet tar hensyn til kjervvirkning. Dette kan vi se klart i området ved hjulene. Ut fra dette kan det være aktuelt å bruke en noe større diameter på akslingen.

6.5 Analyse endestasjon

Selve konstruksjonen av løfteøret, er sterk nok til å ta opp de aktuelle kreftene. Vi ser at det vil oppstå ca $172 \text{ N} / \text{mm}^2$ i øre. Dette er tillatt spenning til stålet. Men vi må være klar over at dette kan være noe feilaktig. Beregningen fordeler kraften jevnt inne i hullet. Dette vil ikke være tilfellet dersom man fester wire gjennom hullet. Da vil man sannsynligvis få store spenninger i ytterkant av hullet.

Det er mulig å sveise ørene til konstruksjonen. Men vi må være klar over at dette beregningseksempelet er et ideelt tilfelle. I praksis vil nok ikke kreftene fordele seg likt i de fire ørene. Da kan man få mye større krefter i enkelte ører.

7. Resultat

Wire:

- Den planlagte wiren på 34mm er ikke tilstrekkelig for å kunne tåle de belastningene den vill bli utsatt for. Vi anbefaler bruk av wire 40 mm standard stålwire 6×36 IWRC Wa/ fra produsent IB Stavanger.
- For å opprettholde et spenn på 250 meter, trenger hver wire en lengde på 500,7 meter.
- Det er teoretisk mulig å klemme låsene på wiren uten å få varige deformasjoner.
- Basert på strømninger og krefter som virker har vi plottet en kurve som viser i hvilken bue wiren vil henge.

Hjul:

- Friksjonskoeffisienten mellom aksling og wire må være minst 0,43.

Aksling

- Akslingen må være minst 400mm for å kunne tåle belastningene.

Endestasjon

- På grunn av strekk kreftene fra wire og seil må endestasjonen kunne tåle en strekk kraft på 1200kN.

Lab

- Gummibelagt wire mot stål aksling gir en friksjonskoeffisient på 0,55.

Material endestasjon

- Vi anbefaler bruk av løfte ører til bruk til forankring av stasjonen

8. Diskusjon

Wire:

Beregningene tilsier at en wire på 34 mm ikke er tilstrekkelig. På en annen side er det mange typer wirer på markedet. I dette tilfellet er det kun sett på en, slik at beregningene samsvarer med en denne aktuelle typen. Dette betyr at det sannsynligvis finnes andre wiretyper som tilfredsstiller de krav Tidal Sails AS stiller til styrke og korrosjon.

Det er en minimal lengdeøkning i wire til tross for den kurven wiren vil henge i. Dette betyr i praksis at en ikke trenger å ta hensyn til lengdeøkningen ved montering av anlegget.

Spenningsene fra låsene er små i forhold til strekkspenningen i wire. Det kan derfor tyde på at belastningen fra låsene ikke vil føre til varig deformasjon av wire. Dette er da sett fra et synspunkt der kreftene fordeler seg jevnt over kontaktflaten. I praksis kan det nok bli vesentlig annerledes. Man kan da risikere å få store spenningskonsentrasjoner enkelte plasser. Dette kan føre til at wiren vil ta skade av belastningen. Her må man gjøre en mer grundig undersøkelse basert på den låstypen som er aktuell i anlegget.

Det er veldig bra samsvar mellom den manuelt beregnet wirekurven og MatLab programmet laget av Torleiv Ese. Det kan se ut som at denne kurven gir en god beskrivelse av hvordan wiren vil henge. Det er viktig å merke seg at det ikke er tatt hensyn til kreftene på tvers av wireretningen. Dette kan påvirke wirekurven.

Hjul:

En friksjonskoeffisient på 0,43 mellom hjul og wire, er en forholdsvis høy friksjonskoeffisient. For å minske den nødvendige friksjonskoeffisienten er det flere alternativ.

- Øke oppstramming av anlegget.
- Minske kreftene fra seilene.
- Man kan øke vinkelen.

Av disse alternativene kan det tyde på at det er enklest å stramme anlegget mer. Det er viktig å merke seg at da vil også spenningen i wiren øke tilsvarende, noe som kan resultere i tykkere wire.

Å minske kreftene fra seilene kan være lite gunstig fordi det kan føre til mindre effekt i anlegget.

En økning av vinkelen kan også være noe vanskelig å oppnå i praksis.

Aksling:

En aksling på 400 millimeter er en forholdsvis tykk aksling. En slik aksling vil veie veldig mye. I tillegg er den utsatt for store krefter. Dette kan by på utfordringer med tanke på hvordan man skal opplagre akslingen.

Endestasjon:

Endestasjonen skal tåle store krefter. Det ser ut til at det er aktuelt å sveise løfteøyer til stasjonen for å forankre den til land.

Lab:

Friksjonsforsøket resulterte i noen friksjonskoeffisienter man kan forvente å oppnå under vann. Som nevnt i lab rapporten er det en del feilkilder å ta hensyn til. Resultatet kan derfor bare brukes som veiledende tall.

9. Konklusjon

I utgangspunktet var dette en veldig fri oppgave. Det planlagte demonstrasjonsanlegget Tysnes Demonstrator ble presentert av Tidal Sails AS. Demonstrasjonsanlegget hadde en rekke komponenter som var under planlegging, noe som i praksis betydde at gruppen fritt kunne velge ønskelige deler å arbeide med. I oppgaven er det fokusert på delene; wire, hjul og aksling på Tysnes Demonstrator. Noe som i korte trekk resulterte i oppgaveteksten, formet slik den er i dag.

Gjennom hele oppgaven er det benyttet programmene Autodesk Inventor, MatLab, ANSYS og egne styrkeberegninger. Det var nødvendig å benytte disse metodene for å kunne presentere rapporten i samsvar med oppgaveteksten.

Friksjonskoeffisienten mellom wire og hjul må være upraktisk stor. Beregninger tilsier en dimensjon på 400 mm. Lengdeøkningen i wire vil ikke påvirke anlegget i stor utstrekking.

Beregningene kan med fordel utvikles og ses nærmere på. Hver enkelt del av anlegget bør prosjekteres og bli satt under grundige undersøkelser. Det er ikke presentert en endelig konstruksjon eller løsning på noen av de komponentene som er aktuelle i Tysnes Demonstrator. Det er mange kriterier som ikke er tatt hensyn til og rapporten bygger på en del antagelser. Rapporten kan derfor bare brukes som et innspill under planleggingen av tidevannskraftverket Tysnes Demonstrator.

Forslag til videreføring av prosjektet:

- Endestasjon: Konstruksjon, styrkeberegning og arbeidstegninger. En bør også se på total vekt, nødvendige oppdriftslegemer og utplassering av disse.
- Styrkeberegning av hjul, materialvalg og utforming. Overgang mellom hjul og aksling, samtidig som en ser på opplagringsmuligheter for aksling i endestasjon.
- Låsmekanisme og utforming av den. En bør se på en sammenheng mellom magasinet og låsesystemet og hvordan en kan opplagre seilene på en rasjonell måte.

10. Kilder

Bilder og tabeller:

- [1] **Illustrasjon av tidevannskraftverkmmodell**
<http://www.karmsundavis.no/nyhet.cfm?nyhetid=571>
- [2] **Uttesting i Skjoldastraumen**
http://www.oreg.ca/docs/2008_Spring_Symposium/Hanssen.pdf
- [3] **Illustrasjon over hvordan flo og fjære opererer i forhold til månens bane rundt jorda**
<http://www.tidevakt.no/TIDEVANN.HTM>
- [4] **Tiltrekningskrefter med hensyn på månen**
http://vannstand.statkart.no/tidevann.php?var=side6_2
- [5] **SeaGen i Strangford Lough**
<http://www.marineturbines.com/21/technology/>
- [6] **La Rance i Frankrike**
<http://www.h2bidblog.com/clean-water-effort/tidal-turbines/>
- [7] **Prinsippskisse av teknologien**
<http://www.h2bidblog.com/clean-water-effort/tidal-turbines/>
- [8] **Et tenkt kraftverk av Statkraft**
http://statkraft.no/pub/innovasjon/teknologiutvikling_i_statkraft/tidevannskraft/index.as
- [9] **Tidevannsturbin**
<http://www.tu.no/energi/article104318.ece>
- [10] **Operativ prototype utenfor Melbourne**
<http://kn.theiet.org/news/nov08/images/tidal-datacent.jpg>
- [11] **The Atlantis Nereus™ turbin**
<http://www.atlantisresourcescorporation.com/technology/>

[12] **Tysnes Demonstrator**

<http://www.offshore.no/nyheter/sak.aspx?id=23350>

[13] **En "boks" laget av aluminium**

http://www.halandogkarlson.no/data/b/0/02/01/1_2716_0.JPG

[14] **Tabell med sammenligning av Al og Fe**

<http://materialteknologi.hig.no/Materiallare/arbeidsplan/12.%20Al%20og%20Al-legeringer/Materiallaere-aluminium-forelesningnotater-IDT-TDL.pdf>

[15] **Forholdstall mellom Al og Fe**

<http://materialteknologi.hig.no/Materiallare/arbeidsplan/12.%20Al%20og%20Al-legeringer/Materiallaere-aluminium-forelesningnotater-IDT-TDL.pdf>

[16] **Dyneema tau**

http://www.dsm.com/en_US/html/hpf/applications.htm

[17] **Stålwire**

http://www.charlestonsrigging.com/images/wire-rope_1b.jpg

Litteratur:

/1/ Statens Kartverk, 2009, Tidevannsproduserende krefter, 17.02.09

http://vannstand.statkart.no/tidevann.php?var=side6_2

/2/ Fornybar Energi 2007,2009, 15.03.09

<http://www.fornybar.no/file.axd?fileID=11>

/3/ Bellona, 2009, Fornybar energi, 21.02.09

<http://www.bellona.no/subjects/1138831339.09>

Bakgrunnsstoff:

Alle refererte formler finnes i faglitteratur og formelsamlinger under:

Faglitteratur:

Jens Chr. Lindaas *Kompendium i Undervannsteknologi* HSH

Anders Bjarbo *Konstruksjonsmaterialer*

B.Arne Gustavson *Materialteknikk* NKI forlaget 1987

Fridtjov Irgens *Statikk* NKI forlaget 1995

Dahlvig-Christensen-Strømsnes *Konstruksjonselementer Yrkesopplæring* 2000

R C Hibbler *Statics and Mechanics of Materials* Prentice-Hall.Inc 2004

Formelsamlinger:

Torleiv Ese's *Formelsamling i Statikk og fasthetslære* HSH (ING2008)

Pedersen, Gustavsen, Kaasa, Olsen *Teknisk formelsamling med tabeller* 2006

Internett:

Tidals Sail AS <http://www.tidalsails.com/>

Oppslagsverk <http://www.wikipedia.org>

Dyneema tau <http://www.dsm.com/>

Stålwire <http://www.ib-stavanger.no/>

Tidevannskraftverk:

<http://www.marineturbines.com/>

<http://www.edf.fr/html/en/decouvertes/voyage/usine/retour-usine.html>

<http://www.hammerfeststrom.com/>

<http://www.statkraft.no/pro/energiprodukter/index.asp>

<http://www.rechargenews.com>

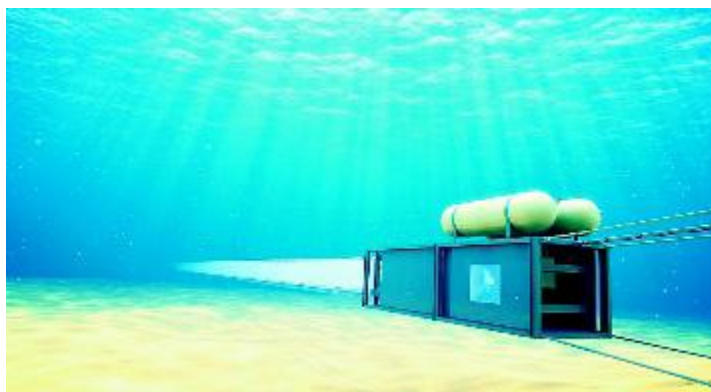
<http://www.atlantisresourcescorporation.com/technology/>

Vedlegg "Rapport 2"

Rapport 2 av 2

Vedlegg til Bachelor-oppgave

Styrkeberegning på tidevannskraftverk



Bacheloroppgave utført ved

Høgskolen Stord/Haugesund – Avd. Haugesund - ingeniørfag

Studieretning: Maskin, Energi- og Prosessteknikk

Av: Fred Ove Kongestøl Østhus	<i>Kand.nr.</i>	45
Mikal Askeland	<i>Kand.nr.</i>	64
Ida Førland	<i>Kans.nr</i>	44

Haugesund

2009

Innholdsfortegnelse Rapport 2 av 2

Vedlegg A.	Stykkliste.....	II
Vedlegg B.	Tilleggsfigurer	IV
Vedlegg C.	Tidevannskraft potensial i verden	V
Vedlegg D.	Teknisk data for SeaGen	VI
Vedlegg E.	Teknisk data Tidal Sail AS	VII
Vedlegg F.	Formelsamling	VIII
Vedlegg G.	Antagelser.....	X
Vedlegg H.	Vekt og bruddstyrke wire	XI
Vedlegg I.	Konfidensiell tabell	XIII
Vedlegg J.	MATLAB m-fil.....	XIV
Vedlegg K.	Ulike typer stål.....	XVII
Vedlegg L.	Legeringselementer i aluminiumslegeringer.....	XVIII
Vedlegg M.	Datablad Dyneema®	XIX
Vedlegg N.	Kilder vedlegg	XX

Vedlegg A. Stykkliste

Stykklisten er en oversikt over tabeller, grafer og figurer som er egenprodusert

Tegninger:

Tegninger er egenproduserte i tegneprogrammene ANSYS, Paint og Inventor

- Fig.3.1: **De aktuelle kreftene som virker på wiren**
- Fig.3.2: **Dekomponert snorkraft S**
- Fig.3.3: **Kreftene fra hvert seil på wiren**
- Fig.3.4: **Seil lås**
- Fig.3.5: **Klemkraft**
- Fig.3.6: **Et lite element i overflaten på wiren**
- Fig.3.7: **Forstørrelse av elementet**
- Fig.3.8: **To-akset spenningstilstand**
- Fig.3.12: **Inventortegning av løfteøret**
- Fig.3.13: **Løfteøre med spenninger**
- Fig 4.1: **Aksling**
- Fig.4.4: **Friksjon over aksling**
- Fig. 6.1: **Total Deformation**
- Fig.6.2: **Equivalent stress**

Private bilder:

De private bildene er tatt under lab forsøket.

- Fig. 4.2: **Duplex test**
- Fig. 4.3: **Plassering av vekter under vann**
- Fig. 4.5: **Akslinger i vann**
- Fig. 5.1: **Duplex aksling som ble brukt i forsøket.**

Egenproduserte tabeller:

- Tabell 1: **Symboler og forkortelser**
- Tabell 4.1: **Vekt som satte oppheng i bevegelse**
- Tabell 4.2: **Friksjonskoeffisient i lufttilstand**
- Tabell 4.3: **Volum, oppdrift og vekt i vann**
- Tabell 4.4: **Kraft som satte oppheng i bevegelse**
- Tabell 4.5: **Friksjonskoeffisient i undervannstilstand**

Skannede figurer og bilder:

Skannede figurer er utklipp fra Vedlegg E

Fig.2.9: **Strømningshastighet i Lukksund**

Fig.2.10: **Kraftpotensial**

MATLAB:

Grafer fra MATLAB program

Fig.3.9: **Wiregraf med og uten seil**

Fig.3.10: **Forandring i aksiale strekkrefter**

Fig.3.11: **Forandring i strekkspenning**

Vedlegg B. Tilleggsfigurer

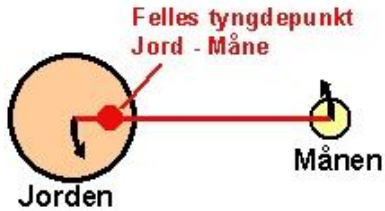


Fig.2.2 b: Felles tyngdepunkt Jord-Måne [4]

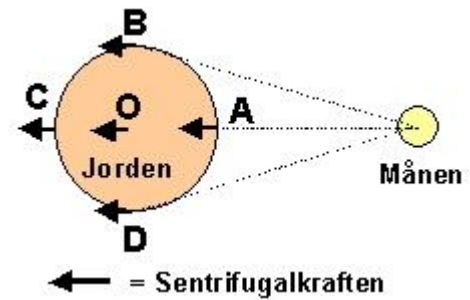


Fig.2.2 c: Sentrifugalkrefter [4]

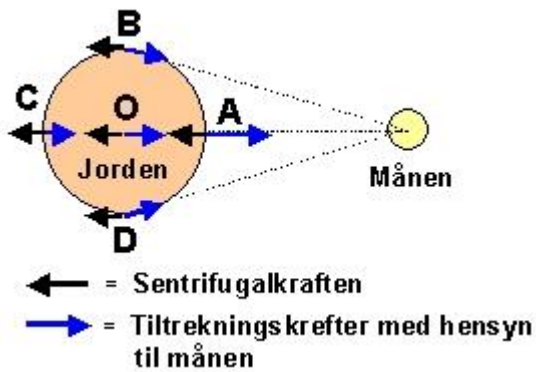


Fig.2.2 d: Sentrifugalkrefter og tiltrekningskrefter med hensyn til månen [4]

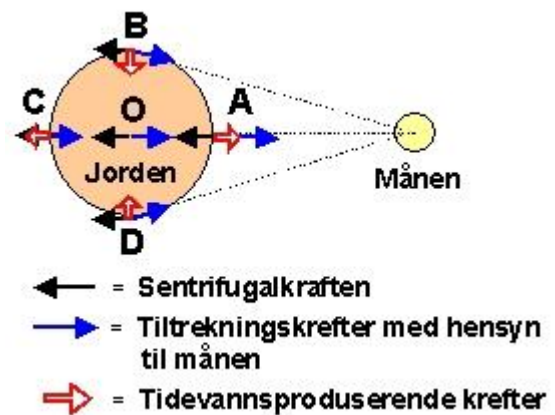


Fig.2.2 e: Tidevannsproduserende krefter [4]

Vedlegg C. Tidevannskraft potensial i verden

Tidevannskraft - potensial

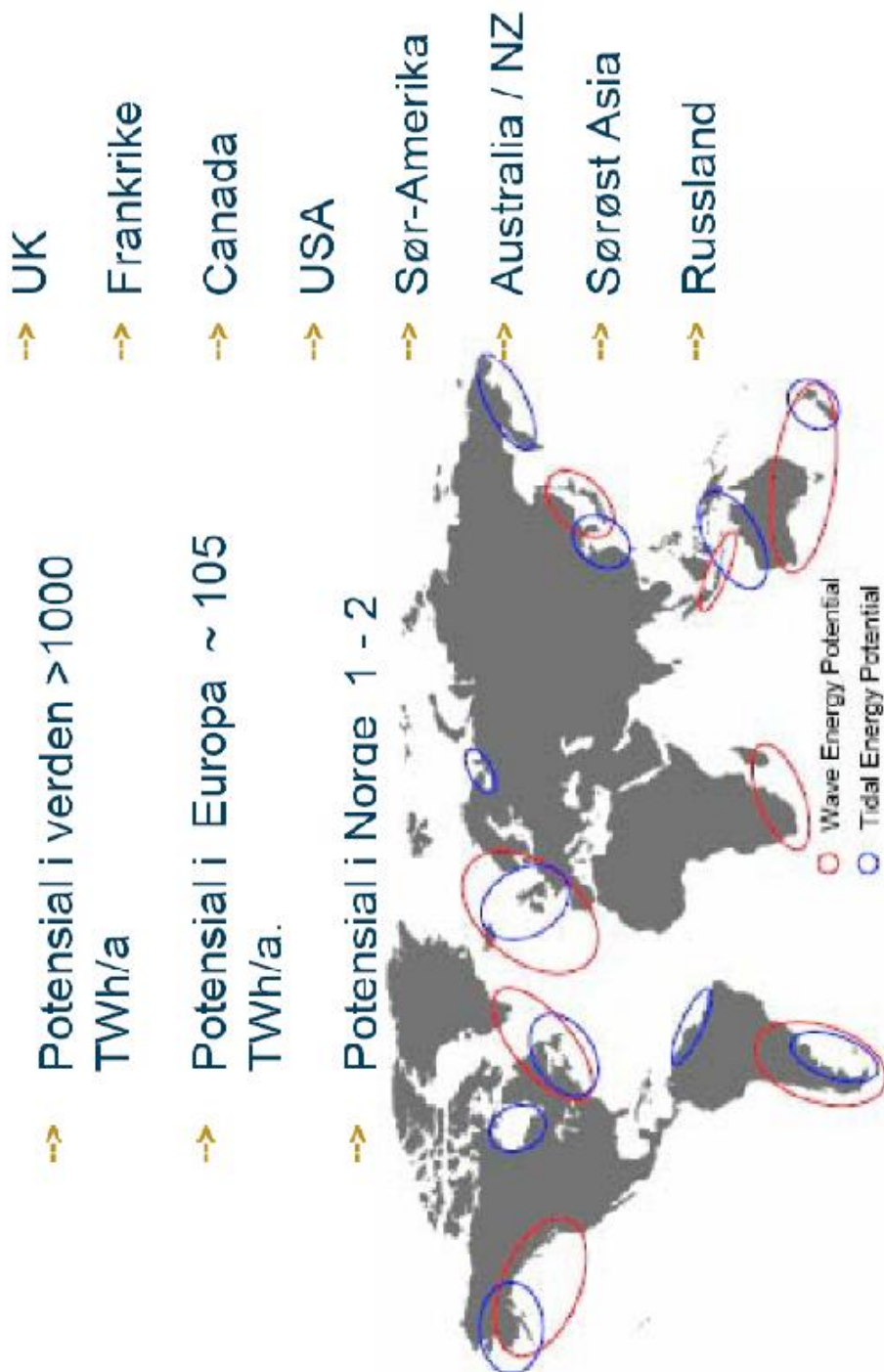


Figure 1 - World and Tidal Wave Energy Potential ^{1,2,3}



Vedlegg D. Teknisk data for SeaGen

THE SEAGEN TURBINE

1st commercial scale marine current turbine to extract energy from UK tidal flows.

Power

Rated Power – 1.2MW
Power to grid per year – 3800MWh/yr
Equivalent houses – 1140 (based on 3.33MWh per house per year (0.38kW continuous))
Equivalent Carbon – 1695 tonnes CO₂/year (based on 0.446 kg CO₂/kWh)

Tower

Total height above Seabed – 40.7m
Diameter – 3.025m

Crossbeam

Crossbeam length – 29m
Distance between Drivetrains – 27m
Weight with Drivetrains – 151 tonnes

Water Depth

Depth of Water Lowest Astronomical Tide (LAT) – 24m
Depth of Water Mean Sea Level (MSL) – 26.2m
Depth of Water Highest Astronomical Tide (HAT) – 28.3m
Maximum Range – 4.3m

Drivetrain

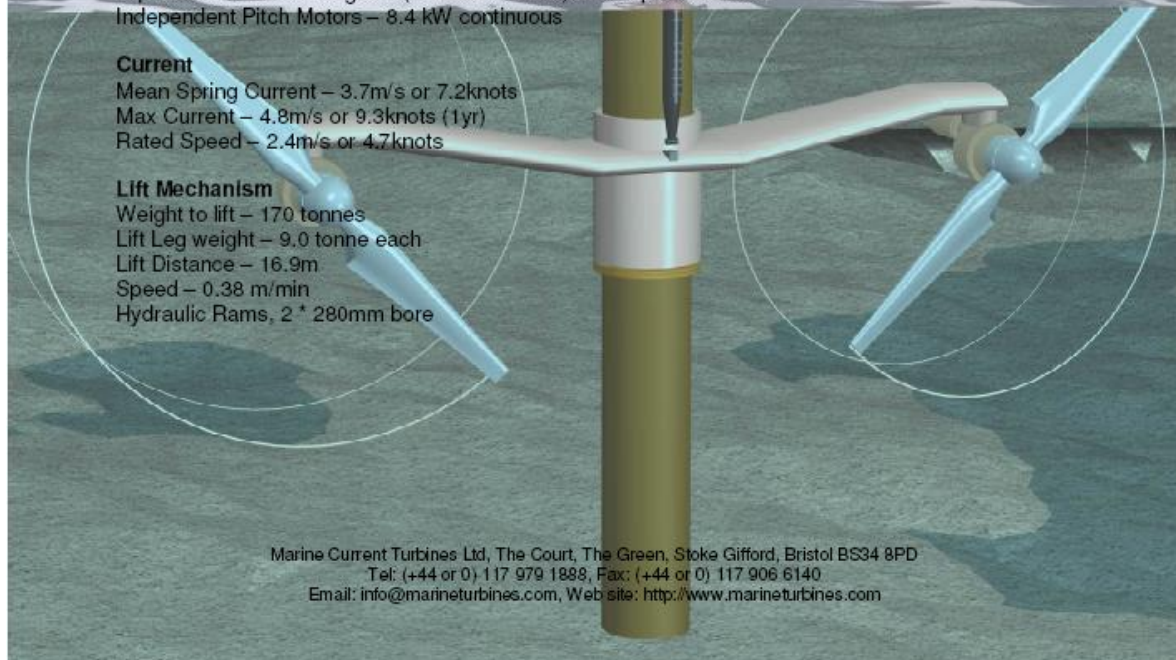
Diameter of Rotor – 16m
Drivetrain weight – 27 tonnes
Gearbox ratio – 69.9:1
Nominal Generator Speed – 1000rpm
Nominal Rotor Speed – 14.3rpm
Tip Speed – 12m/s
Rated Power – 2 x 600kW = 1200kW
Nominal Rated Rotor Thrust – 431kN each (Rated Speed, Rated Current)
Equivalent Trent 900 engines (70000lbs thrust) – 1.38 per drivetrain
Independent Pitch Motors – 8.4 kW continuous

Current

Mean Spring Current – 3.7m/s or 7.2knots
Max Current – 4.8m/s or 9.3knots (1yr)
Rated Speed – 2.4m/s or 4.7knots

Lift Mechanism

Weight to lift – 170 tonnes
Lift Leg weight – 9.0 tonne each
Lift Distance – 16.9m
Speed – 0.38 m/min
Hydraulic Rams, 2 * 280mm bore



Marine Current Turbines Ltd, The Court, The Green, Stoke Gifford, Bristol BS34 8PD
Tel: (+44 or 0) 117 979 1888, Fax: (+44 or 0) 117 906 6140
Email: info@marineturbines.com, Web site: <http://www.marineturbines.com>

Vedlegg E. Teknisk data Tidal Sail AS

Tidal Sails Spreadsheet Model

23.02.2009

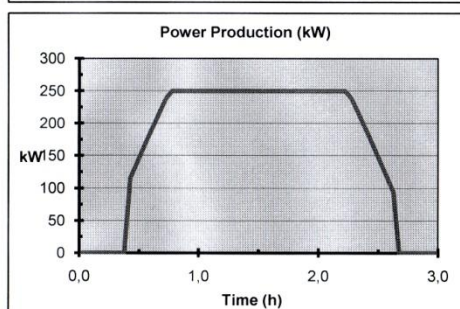
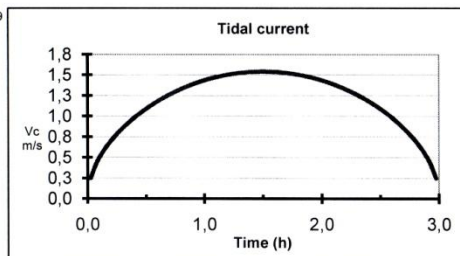
Case	Lukksund (3 hours period)	
	Typical max tidal current	3 knots
	Total length of string	250 m
	Generator capacity	250 kW

Environ	Maximum flow in 3 h period	1,54 m/s
	Density	1025 kg/m ³
	g	9,81 m/s ²
	Speed of sails to current	0,333
	Sail speed	0,514 m/s
	Distance travelled in 6h	11 km
	ConstSailSpeed (for fixed RPM)	0,400 m/s
	Energy production (6 h period)	504 kWh
	Actual Maximum force due to sails	625 kN
	Annual production	493 MWh

Sails	Height	4,00 m
	Width	2,00 m
	Non-dimensional sail separation	2,00
	Sail separation distance	4,00 m
	Sail Area	8 m ²
	Cd	3,0
	Wire fixtures on each sail	4
	Force on each sail	13,0 kN
	Force on each sail fixture	3,3 kN
	Actual max force on each sail	16,1 kN
	Actual max force on each sail fixture	4,0 kN
	Sail thickness	0,020 m
	Volume sail	m ³
	Density GRP	kg/m ³
	Mass of each sail (GRP)	kg

Sail count	Number of sails at start	31,3
	Max no. of sails in production	62,5
	Required no. of sails in magazine	696
	Initial force on wire	102 kN
	Dt	0,05 (h)
	Coefficient of efficiency	0,67 ()

Power	Max sail power (no peak shaving)	6,7 kW
	Actual sail max power (shaved peal)	6,4 kW



Wire	Max Total forces from sails	814 kN
	Diameter (6x41/6x46 Warrington)	34 mm
Sheave	Minimum sheave diameter	606 mm
	Chosen sheave diameter	4,40 m
	Rotational speed	2,2 rpm
	Forces on sheave from wire	1 790 N
	Torque on shaft for sheave	0 Nm
	Yield strength for shaft	300 MPa
	Calc. shaft diameter (shear forces)	3 mm
	Calc. shaft diameter (torque)	0 mm

Vedlegg F. Formelsamling

Formler wire:

$$T = m \cdot g$$

Ref: Generell fysikk bind 1, Mekanikk, s. 48

Arkimedes lov: "Oppdriften til et legeme er lik vekten av den fortrengete væskemengde."

$$O = V_{\text{fortrengt}} \cdot \rho_{\text{vann}} \cdot g$$

Ref: Undervannsteknologi kompendium Pr 080 Jens Chr. Lindaas. Del 5/
Overflatefartøy/Vedlegg D(Løfteoperasjoner under vann)/side.2

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ \sum F_y &= 0\end{aligned}$$

Ref: Statics and Mechanics of Materials, s.152

$$y = \frac{q}{2 \cdot S_x} x^2$$

Der:

q er den jevnt fordelt lasten

S_o er snordraget i laveste punkt (snordrag x retning)

Ref: Statikk, av Fridtjov Irgens

Pilhøyden h :

$$h = \frac{q \cdot L^2}{8 \cdot S_x}$$

Ref: Statikk, av Fridtjov Irgens.

Lengden til kabel:

$$L_{\text{kabel}} = \left[1 + \frac{3}{8} \cdot \left(\frac{h}{L} \right)^2 \right]$$

Denne formelen gir litt for store verdier for kabellengden, men for $\frac{h}{L} < \frac{1}{4}$, er feilen mindre enn 2 %.

Ref: Statikk, av Fridtjov Irgens.

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Ref: Konstruksjonselementer, andre utgave, s.9

$$f_s = \mu_s \cdot N$$

Ref: Generell fysikk, bind 1, Mekanikk, s.68

$$\tau = \frac{F}{A}$$

Ref: Statics and Mechanics of Materials, s.360

$$\sigma_{jf} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + 3 \cdot \tau^2}$$

Ref: Konstruksjonselementer, andre utgave, s.14

Formler hjul:

$$S_2 = S_1 \cdot e^{\mu \cdot \beta}$$

Ref: Statikk, av Fridtjov Irgens.

Formler aksling:

$$M_b = \frac{F \cdot L}{8}$$

Ref: Konstruksjonselementer, andre utgave, s.308

$$M_v = F \cdot l$$

Ref: Statics and Mechanics of Materials, s.100

$$\sigma_{jf} = \sigma_{till}$$

Ref: Konstruksjonselementer, andre utgave, s.306

$$\sigma_{jf} = \frac{\sqrt{M_b^2 + 0,75 \cdot M_v^2}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}}$$

Ref: Konstruksjonselementer, andre utgave, s.306

Vedlegg G. Antagelser

Tysnes Demonstrator er på planleggingsstadiet, noe som betyr at det på noen beregninger er manglende teknisk informasjon å bygge videre på. Diverse antagelser er derfor nødvendige i denne oppgaven for å kunne utføre beregningene. Her er en oppsamling av de antagelser som er gjort i rapporten:

- Antar vinkel på 5 grader
- Stålkvalitet med flytgrense på $200 \text{ N} / \text{mm}^2$
- Valgte 34 mm wire (vedlegg E) på bakgrunn av teknisk informasjon.
- Hjulbredde 10 cm
- Ikke tatt hensyn til styre hjul til wire

Vedlegg H. Vekt og bruddstyrke wire

Wire og tilbehør - Standard wire

Stålwire 6x36 IWRC Wa/Se
6x41 IWRC Wa/Se

Stålwire

Diam. mm	Vekt kg/100m	Min bruddstyrke	
		180kp	200kp
5	10,5	1,60	1,78
6	15,1	2,31	2,55
7	20,5	3,14	3,49
8	26,8	4,10	4,56
9	33,9	5,20	5,77
10	41,8	6,41	7,12
11	50,6	7,76	8,62
12	60,2	9,24	10,26
13	70,7	10,80	12,00
14	82,0	12,60	14,00
16	107,0	16,40	18,30
18	135,0	20,80	23,10
19	151,0	23,20	25,70
20	167,0	25,70	28,50
22	202,0	31,00	34,50
24	241,0	37,00	41,00
26	283,0	43,40	48,10
28	328,0	50,30	55,90
30	376,0	58,00	64,20
32	428,0	65,70	72,90
34	483,0	74,30	82,40
35	512,0	78,50	87,30
36	542,0	83,10	92,30
38	604,0	92,60	103,00
40	669,0	103,00	114,00
42	738,0	113,00	126,00
44	810,0	124,00	138,00
48	964,0	148,00	164,00

Min bruddstyrke(kolonne 1 er blank wire, kolonne 2 er galvanisert wire)

Omregningstabell SI enheter

<i>SI enheter</i>		<i>Multiplisert med</i>	<i>Former units</i>		<i>Multiplisert med</i>	<i>SI enheter</i>	
newton	(in)	0,102	kilopound	(mm)	9,81	newton	(in)
kilonewton	(ft)	102	kilopound	(m)	0,00981	kilonewton	(ft)
megapascal	(yd)	0,102	kp/mm ²	(m)	9,81	megapascal	(yd)
=N mm ²	(fm)		metre	(m)	0,5468	=N mm ²	(fm)

Vedlegg I. Konfidensiell tabell

Teknisk informasjon er utelatt offentligheten

Vedlegg J. MATLAB m-fil

```
function
Kabel(Diameter,Tetthet,KraftA,Antallseil,Kraftseil,Nettotyngdeseil,plottnr)
% Dette er et program som beregner kabelform, kabellengde, krefter og
spenninger i en
% neddykket kabel med påmonterte tidal sails.
%-----
% Programmet har følgende input-parametre:
% - Diameter: Diameter til kabel målt i meter.
% - Tetthet: Tetthet til kabel målt i kg/m^3.
% - KraftA: Kraft i kabelen i venstre ende (A) målt i N.
% - Antallseil: Antall seil som er montert på kabelen mellom A og B.
% - Kraftseil: Horisontal tidevannskraft på et seil målt i N. Programmet
vil i
% beregningen nytte at bare 1/4 av denne kraften overføres til en kabel.
Hvis venstre ende A
% skal ha mindre kabelkraft enn høyre ende B, velges kreftene mot venstre
altså negative.
% - Nettotyngdeseil: Gir nettotyngden målt i N per seil. Hvis seilet har
% samme tyngde som oppdriften er seilet nøytralt og Nettotyngdeseil
settes
% lik null. Også for denne kraften vil bare 1/4 overføres til en kabel.
% - plottnr: Parameteren plottnr kan ha verdiene 1, 2 eller 3:
% plottnr = 1 gir et plott av kabelkurven,
% plottnr = 2 gir et plott av kraftfordelingen, mens
% plottnr = 3 gir et plott av spenningsfordelingen.

% Gir verdi til konstanter
hoydeB = 0;
L = 250;
n =2500;
dx=L/n;
x=0:dx:L;
y=zeros(size(x));
yB =-hoydeB;
% Gjetter på helning av kabel i A
dydx=0.2;
y(2)=dydx*dx;
v=atan(dydx);

% Bergner kraftkomponentene Sx og Sy for kabel i A
Sx=zeros(size(x));
Sy=Sx;
Sx(1)=KraftA*cos(v);
Sy(1)=KraftA*sin(v);

% Beregner den fordelte vertikale kraften q(x)
Fv=zeros(size(x));
Fv(1)=0.5*(Tetthet-1000)*pi*(Diameter/2)^2*L*9.81/n;
Fv(n+1)=0.5*(Tetthet-1000)*pi*(Diameter/2)^2*L*9.81/n;
for k = 2:n
    Fv(k)=(Tetthet-1000)*pi*(Diameter/2)^2*L*9.81/n;
```



```
end

% Legger inn den horisontale seilkraften
dL=round(L/((Antallseil+1)*dx));
Fh=zeros(size(x));
for k=1:Antallseil;
    Fh(k*dL+1)=Kraftseil/4;
end

% Legger inn nettotyngdeseil
G=zeros(size(x));
for k=1:Antallseil;
    G(k*dL+1)=Nettotyngdeseil/4;
end

for k = 2:n
    Sx(k)=Sx(k-1)-Fh(k);
    Sy(k)=Sy(k-1)-Fv(k)-G(k);
    dy=Sy(k)/Sx(k)*dx;
    y(k+1)=y(k)+dy;
end

% Skyter med korrigeret y(2)
it = 0;
while (abs(y(n+1)-yB) > 0.001) & (it<100)
    ykor=(y(n+1)-yB)/n;
    y2=y(2);
    y=zeros(size(x));
    y(2)=y2-ykor;
    v=atan(y(2)/dx);
    Sx=zeros(size(x));
    Sy=Sx;
    Sx(1)=KraftA*cos(v);
    Sy(1)=KraftA*sin(v);

    for k = 2:n
        Sx(k)=Sx(k-1)-Fh(k);
        Sy(k)=Sy(k-1)-Fv(k)-G(k);
        dy=Sy(k)/Sx(k)*dx;
        y(k+1)=y(k)+dy;
    end
    it=it+1;
end

Sx(n+1)=Sx(n);
Sy(n+1)=Sy(n);
S=sqrt(Sx.^2+Sy.^2)/1000;

sigma=4*S/(pi*Diameter^2*1000);

lengde=0;
for k =1:n
    lengde=lengde+sqrt((y(k+1)-y(k))^2+dx^2);
end
Kabellengde_m=lengde
```

```
% Plotter ut
if plottnr == 1
    line(x,-y);
    grid on
    xlabel('Horisontal avstand i m')
    ylabel('vertikal avstand i m')
    title('KABELFORM')
```

Vedlegg K. Ulike typer stål

Martensittiske rustfrie stål

Denne type stål inneholder 12-18% krom og karbon fra 0,08% og oppover. Vanligvis ligger karboninnholdet på rundt 3 %. Dette er en type stål som er magnetisk og herdbart. På grunn av det høye karboninnholdet er dårlig egnet til å sveise med, dette medfører at det ikke brukes som konstruksjonstål. Men, stålet kan smis, vals og støpes og er et veldig hardt stål. Noe som fører til at stålet er godt egnet som verktøystål.

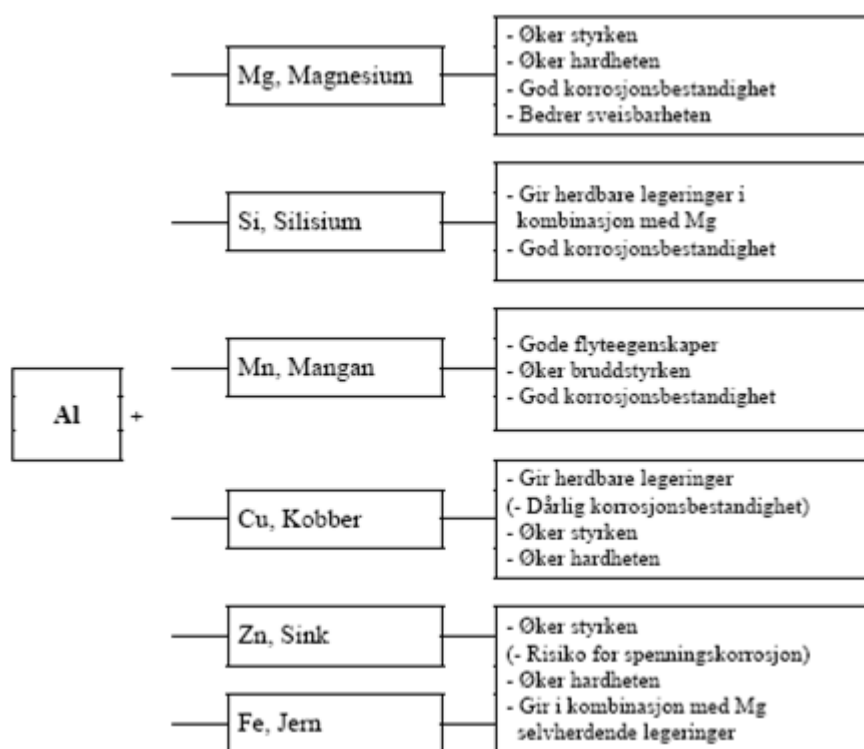
Ferritt rustfrie stål

Denne type stål har en ferrittisk struktur fra størkningstemperaturen ned til romtemperatur og er derfor ikke herdbare. De inneholder vanligvis mellom 13 og 25 % krom og har et lavt karboninnhold. I likhet med martensittiske stål er heller ikke denne type stål egnet til konstruksjonstål eller sveising. Korrosjonsbestandigheten er i de fleste tilfellene bedre enn hos de martensittiske ståltypene. Ferrittiske stål er magnetiske og deles inn i to undergrupper. En gruppe som har et krominnhold på 13-17 %. Denne type stål brukes ofte i kjøkkenutstyr og lignende der det ikke er så store krav til sveisbarhet og korrosjonsbestandighet. Den andre gruppen har et krominnhold på rundt 25-30 %. Denne typen stål tåler mer varme enn den første gruppen og brukes ofte i ovner.

Austenittiske rustfrie stål

Denne type stål er den viktigste ståltypen blant de rustfrie stålene. Den er den viktigste ståltypen fordi de austenittiske stål utgjør over 90 % av den samlede forbruken av rustfritt stål. Stålet har høyt innhold av krom og nikkel. En vanlig sammensetning er 18 % krom og 8 % nikkel, populært kalt 18-8 stål. Rustfrie husholdningsartikler som gryter, kasseroller og annet er ofte laget av 18/8-stål. Karboninnhold i stålet varierer fra 0,03-0,15 %. Nikkeltilsetninger utvider austenittområdet helt ned til romtemperatur, og de austenittiske stålene er derfor ikke herdbare. Stålet er ikke magnetisk, men det er svært en god korrosjonsbestandighet. Korrosjonsbestandigheten økes i takt med stigende innhold av krom og nikkel. Rustfritt stål av denne typen er enklere å arbeide med enn andre stålkvaliteter. Det er lett formbart, og det lave karboninnholdet gjør at det er lettere å sveise enn andre typer av rustfritt stål. Austenittiske rustfrie har derfor et stort bruksområde i og med at det kan brukes som konstruksjonstål.

Vedlegg L. Legeringselementer i aluminiumslegeringer



Vedlegg M. Datablad Dyneema®



Fact sheet

Strength of ropes made with Dyneema® fibers

Ropes produced with Dyneema® fibers show the highest strength-to-weight ratio.

Synthetic ropes combine strength with low weight. Ropes produced with Dyneema® SK75 fibers show the highest strength-to-weight ratio.

Ropes made from general-purpose synthetic polymers (PA, PET) almost double in size to obtain a comparable strength as ropes made with Dyneema® SK75. Ropes made with other high-modulus, high-tenacity fibers (aramid, LCP) have 50-80% more weight. Compared to general-purpose steel wire ropes, the strength and diameter of ropes made with Dyneema® are roughly the same, yet their weight is a factor of 8 less.

Table: Strength and weight for various diameter ropes

Diameter [mm]	12 strand braided synthetic rope with...						Steel wire rope		Break strength [kN]
	Dyneema® SK62	Dyneema® SK75	Commodity fiber types		High tenacity fiber types		180 kp/mm²	200 kp/mm²	
			PET	PA	Aramid	LCP			
12	127	142	37	33	148	142	84	113	
24	417	493	124	134	485	465	350	452	
96	4745	5819	1877	1767	5800	6206	5892	7167	
12	8	8	11	9	12	13	53	65	
24	30	31	47	37	45	47	227	257	
96	477	461	694	583	704	793	3896	3988	
									Linear density [kg/100m]

Table: Diameter and weight for various rope strengths

Break strength [kN]	12 strand braided synthetic rope with...						Steel wire rope		Diameter [mm]
	Dyneema® SK62	Dyneema® SK75	Commodity fiber types		High tenacity fiber types		180 kp/mm²	200 kp/mm²	
			PET	PA	Aramid	LCP			
150	13	12	26	26	12	13	16	14	
500	26	24	48	49	24	24	28	25	
6000	110	98	180	181	98	95	97	88	
150	10	9	52	43	12	14	96	86	
500	38	32	181	153	46	51	324	283	
6000	615	474	2410	2068	733	765	3968	3345	
									Linear density [kg/100m]

In the tables, strength values of same constructions have been determined by examining published data of various rope manufacturers. For achieving highest rope tenacity, ropes made with Dyneema® fiber can be tensioned by a heat set process by which the load distribution between rope components is improved.

www.dyneema.com

Dyneema® and Dyneema®, the world's strongest fiber™ are trademark(s) (applications) owned by Royal DSM N.V.

All information supplied by or on behalf of DSM Dyneema LLC and/or DSM Dyneema BV ("DSM") in relation to its products, whether in the nature of data, recommendations or otherwise, is supported by research and/or experience and believed reliable, but DSM gives no warranties of any kind, expressed or implied, including, but not limited to, those of correctness, completeness, merchantability or fitness for a particular purpose and DSM assumes no liability whatsoever in respect of application, processing, use of, or reliance on, the aforementioned information or products, or any consequence thereof, including but not limited to any infringement of the rights owned or controlled by a third party in intellectual, industrial or other property. Any information provided by DSM does not release the user from the obligation to verify such information and to perform its own testing and analysis to determine the suitability of the products for the intended process, use or specific application. The user accepts all liability in respect of or resulting from the application, processing, use of, or reliance on, the aforementioned information or products or any consequences thereof.

Issued: 01-01-2008

Page: 1/1

Ref.: CIS YA106

a DSMBrand



Dyneema®
Beyond strength

Vedlegg N. Kilder vedlegg

- [Vedlegg C] **Tidevanns potensial i verden**
http://www.stalforbund.com/Norsk_Offshoredag/2007_Petter_Hersleth_statkraft.pdf
- [Vedlegg D] **Teknisk data SeaGen**
<http://www.seageneration.co.uk/downloads/recent/General%20Documents/Seagen%20Facts%20EXTERNAL%202.pdf>
- [Vedlegg L] **Legeringselementer i aluminium**
<http://materialteknologi.hig.no/Materiallaere/arbeidsplan/12.%20Al%20og%20Al-legeringer/Materiallaere-aluminium-forelesningnotater-IDT-TDL.pdf>