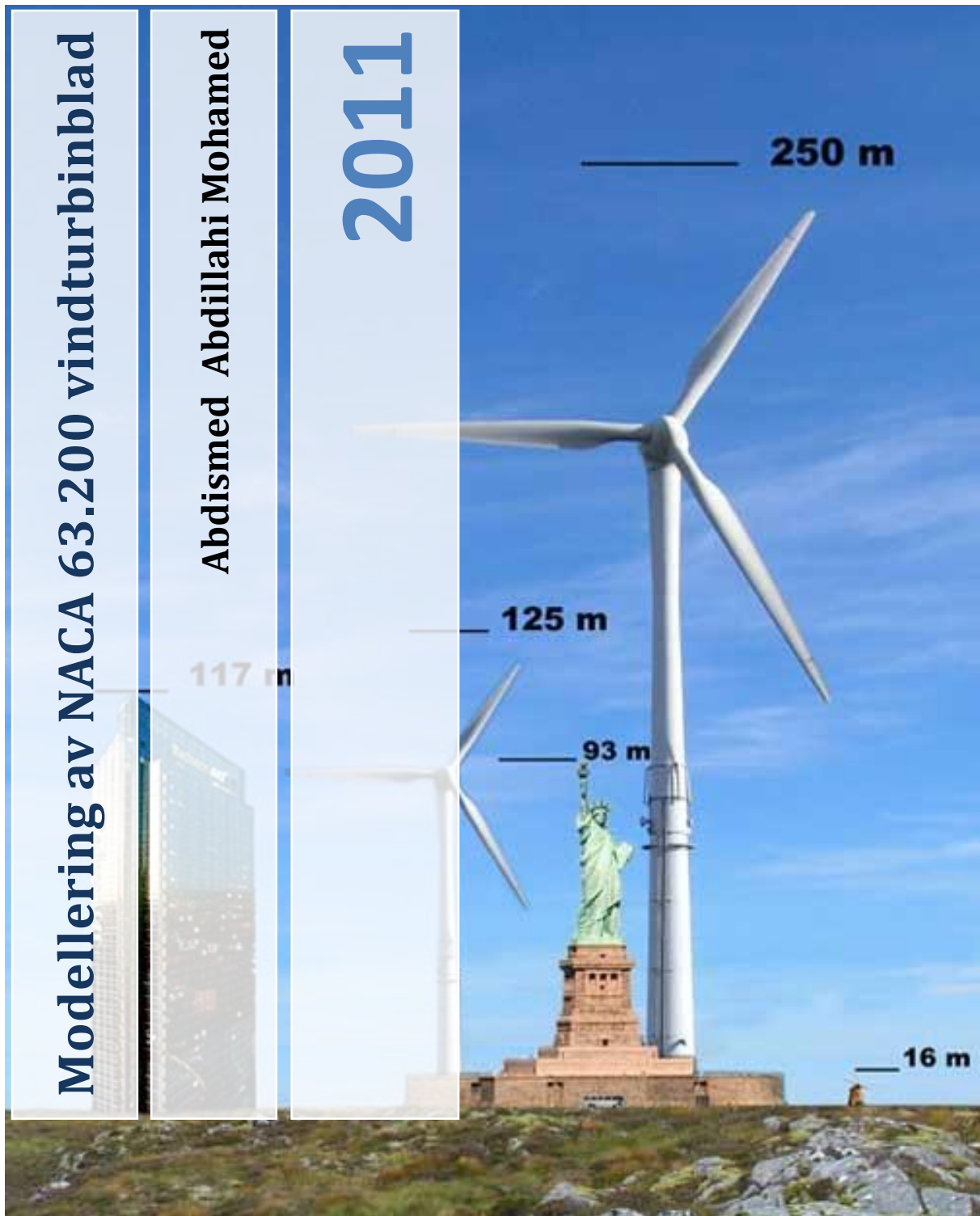


Modellering av NACA 63.200 vindturbinblad

Abdismed Abdillahi Mohamed

2011



Masteroppgave ved Universitet i Stavanger

Universitetet i Stavanger
av: Abdisamed Abdillahi Mohamed



Universitetet
i Stavanger

DET TEKNISK-NATURVITENSKAPELIGE FAKULTET

MASTEROPPGAVE

Studieprogram/spesialisering: Konstruksjon og Materialer - Fordypning Bygg	Vår semesteret, 2011 Åpen / Konfidensiell
Forfatter: Abdisamed Abdillahi Mohamed (signatur forfatter)
Fagansvarlig: Jonas Thor Snærbjørnsson Veileder(e): Jonas Thor Snærbjørnsson	
Tittel på masteroppgaven: <p style="text-align: center;">Modellering av Vestas V27-225 kW vindturbinblad</p> Engelsk tittel: <p style="text-align: center;"><i>Modelling of Vestas V27-225kW wind turbine blade</i></p>	
Studiepoeng: <p style="text-align: center;">30 sp</p>	
Emneord: <ul style="list-style-type: none"> • Modellering, • Lab testing • Analyser 	Sidetall: 77 + vedlegg/annet: 37 Stavanger, 15/06/2011

Forord

Denne masteroppgaven er utført ved Universitet i Stavanger, Institutt for konstruksjonsteknikk og materialteknologi, ved det Teknisk naturvitenskapelig fakultet. Arbeidet med oppgaven er gjennomført under veiledning av Jonas Thor Snærbjørnsson. Oppgaven var utfordrende, og ble foretatt i vårsemesteret 2011. Oppgaven omhandler statiske og dynamiske analyser av et vindturbinblad. Vindturbinbladet som analyseres i denne oppgaven er av samme type som skal benyttes på en vindturbin som blir satt opp av IRIS (International Research Institute Stavanger) for forskning i løpet av 2011.

Hensikten med oppgaven er å:

- Sette seg inn det teoretiske innenfor aerodynamikk, samt lastbæringskarakteristikker for bladet, dvs. statiske og dynamiske egenskaper, som egenfrekvenser, spenninger og bladets deformasjoner.
- Sette seg inn hvordan testing av vindturbinblader blir utført under labtesting.
- Sette seg inn i bruken av elementmetodeprogrammet ABAQUS, deretter å modellere vindturbinbladet og kjøre analyser som kan sammenlignes med analyser gjort av Risø National Laboratory.

Jeg er veldig takknemlig for den gode veiledningen, hjelpen og tilbakemeldingen jeg har fått av veilederen og retter en stor takk til Jonas Thor Snærbjørnsson, samt Ove Mikkelsen for god hjelp underveis med elementmetodeprogrammet ABAQUS.

Jeg vil også benytte sjansen til å takke alle de andre som har også bidratt med store eller små input i oppgaven, spesielt Henning Severson.

Til slutt vil jeg takke til min kjære familie, og venner for inspirasjon og støtte hele veien med arbeidet med oppgaven. Spesielt vil jeg takke min far Abdillahi S. Mohamed og stemoren min Zubeida A. Mohamed for deres støtte og er takknemlig for hva dere har gjort for meg.

Etter 13 års skolegang i det norske utdanningssystemet vil jeg takke for meg, det har vært en lærerik prosess.

Universitetet i Stavanger, 15.06.2011

Abdisamed Abdillahi Mohamed

Sammendrag

En av de største utfordringene ved dimensjonering av vindturbiner er vindlast. Forståelse av aerodynamisk atferd er en veldig viktig faktor når en vindturbin skal konstrueres, spesielt ved utformingen av turbinens tverrsnittform. For å undersøke oppførselen av slike konstruksjoner, og i tillegg finne laster som virker på konstruksjonen som følge av vind, er det vanlig å utvikle en modell, der vi utsetter denne modellen for vind i for eksempel vindtunnel eller andre eksperimentelle testlaboratorier. Fra disse testene vil det finnes formfaktorer for beregning av løft, drag og moment krefter som virker på konstruksjonen.

Arbeidet med denne oppgaven er todelt mellom et litteraturstudie og en modelleringsdel av et vindturbinblad. I tillegg er det gitt en kort beskrivelse av hvordan man utfører bladtester i et laboratorium. Testingen skulle vi foreta i Universitetslaboratoriet, men dette har vi ikke fått til på grunn av tidsmessige årsaker som ikke tillatte at IRIS (International Research Institute Stavanger) fikk levert bladet til Universitet i Stavanger.

I den teoretiske delen av oppgaven gis en generell innføringen i vindenergi. Videre gjennomgås teoretiske metodene som er grunnlaget for analyseberegninger som er utført i modelleringen av bladet. Kapittel 4 omhandler bladelementteorien (BEM) som er et viktig tema for beregningen av vindturbinbladet.

Modelleringen av bladet er gjort i elementmetodeprogrammet ABAQUS. Her presenteres numeriske analyseresultater for NACA 63.214-63.235 bladprofiler. Bladstrukturen blir belastet med den ekstreme vindhastigheten for vindturbinen 50 m/s. De korresponderende statiske kreftene er lagt inn i modellen med en forenklet form som beskrevet senere i oppgaven.

Risø Nasjonal Laboratoriet for bærekraftig energi ved Danmarks tekniske Universitet (DTU), har også utført analyser for Vestas V27-225 kW vindturbinblad. Resultatene fra analyser og målinger foretatt på Risø, sammenlignes med de analyseresultatene som er utført for fullskala modelleringsanalyse foretatt i oppgaven baserer seg på.

I tillegg inneholder denne rapporten vedleggene A, B, C og D. I disse vedleggene finner vi Risøs analyser, formfaktorgrafer fra Javafoil, som viser koordinater og kurver for kraft, løft og drag koeffisienter. Bladdata for alle koordinater og noder for bladgeometrien, er gitt i vedlegg D, der det brennes på CD som følger oppgaven.

Hovedfunnet i oppgaven er at analyseresultatene som kommer fra ABAQUS CAE, danner et grunnlag for videreutvikling for bladmodellen og arbeidet bekrefter samtidig at ABACUS er godt egnet som simuleringsverktøy for vindturbinblad.

Innholdsfortegnelse

Forord	I
Sammendrag	II
Figurliste	V
Tabeller	VII
1 Bakgrunn	1
2 Innledning	3
2.1 Energi	3
2.2 Vindkraft	3
2.3 Statistiske beskrivelser av vind	5
2.4 Vindturbiner	8
2.4.1 Horisontale aksling (HAWT)	10
2.4.2 Vertikal aksling (VAWT)	12
3 Vindenergi og - Aerodynamikk	14
3.1 Bevegelsesmengde teori	14
3.2 Energipotensial	14
3.3 Betz' lov	16
4 Bladelement teori (BEM)	17
4.1 Airfoil	18
5 Design og testing av vindturbinblader	21
5.1 Design av vindturbinblad	21
5.2 Testing av vindturbinblader	22
5.2.1 Aerodynamisktesting	22
5.2.2 Statisk laster	23
6 Modellering av et vindturbinblad	27
6.1 Generelt	27
6.2 Spesifikasjon av møllen	29
6.3 ABAQUS	30
6.3.1 Geometri	30
6.3.2 Skallelementer	31
6.3.3 Bladetsoppbygning	35
6.3.4 Glass fiber	35
6.3.5 Kjerneduk	36
6.4 Last	39
6.4.1 Påført last	39

6.5	Eigenfrekvens og egensvingeformer	44
7	Analyse og resultater	47
7.1	Resultater	48
7.2	Sammenligning med test resultater.....	53
7.3	Resultater for bjelke modell	56
7.3.1	Resultater for blad skall og bjelkemodell.....	57
7.3.2	Resultater for bladskall og bjelkemodell uten bjelkeflenser.....	58
7.3.3	Resultater for spenninger av alle tre modeller	59
7.4	Resultat for egenfrekvens kontroll (Håndberegning)	59
7.5	Diskusjon	60
8	Konklusjon	62
9	Referanser.....	63
	VEDLEGG.....	66
	VEDLEGGD INPUTFILER OG BLADMODELLER (PÅ CD).....	67

Figurliste

Figur 1.1 Vestas Vindturbin (Plassering ved Risavika Gas Centre [1]).....	1
Figur 2.1 Hvordan Vind oppstår [5]	3
Figur 2.2 års middelvind i 100 meters høyde.[7].....	4
Figur 2.3 Fordeling av energien i den naturlige vinden [8, s.3]	5
Figur 2.4 Vind retning [4, s.4].....	5
Figur 2.5 Vindturbindata i form av vindhastighet som funksjon av tid	6
Figur 2.6 Vindturbindata i form av vindretningen som funksjon av tiden	6
Figur 2.5 Logaritmisk vindprofil i flatt terreng og vindprofil over en ås [10, s.13]	7
Figur 2.8 Illustrasjonsbilde av vindturbin som kilde til elektrisitetsforsyning [12].....	8
Figur 2.9 Utvikling av vindmølle størrelse[13]	9
Figur 2.10 Byggeformer for vindturbiner [14]	9
Figur 2.11 Hovedelementer i en Horisontalakslet vindturbin (NVE) [10].....	10
Figur 2.12 Maskinhus [15]	10
Figur 2.13 a)Frontløper & b) Kjølwindsturbiner	11
Figur 2.14 Derrieus Vindturbin [16].....	12
Figur 2.15 Struktur forskjeller på HAWT og VAWT[16]	13
Figur 3.1 Strømningslinjer rundt rotoren [10].....	14
Figur 3.2 Kraftkoeffisient som en funksjon av u_1/V_0 [15].....	16
Figur 4.1 Illustrasjon av turbin blad elementer	17
Figur 4.2 blad elementer i 3D [18]	17
Figur 4.3 Viktige parametere i vingeprofil [17]	18
Figur 4.4 NACA 44 og NACA 63 blad tverrsnitt [20]	18
Figur 4.5 Strømning på bladprofil [19].....	19
Figur 4.6 Løft og Drag koeffisient diagram[21]	20
Figur 5.1 Eksempler på seksjoner for et vindturbinblad [23].....	21
Figur 5.2 Sidevisning av vindturbinblad	21
Figur 5.3 Horisontalt bladtesting i vindtunnel [24]	22
Figur 5.4 Vertikalt bladtesting i vindtunnel [25]	23
Figur 5.5 (a) Tre poeng whiffle- treet brukes i 9m statiske bladtester. (b) Rope og skiveordning for bladtest.	23
Figur 5.6 Oppsett av blad i fullskala forsøk [23]	24
Figur 5.7 Blad test av NREL(National Renewable Energy Laboratory) [26]	24
Figur 5.8 Strekkklapp plassering i en fullskaletesting [23].....	25
Figur 5.9 Forskyvningssensorer i bjelken	25
Figur 5.10 Skisse av vindturbinblad med fordelte laster [23]	26
Figur 5.11 Bilde av bjelke test.....	26
Figur 5.12 Skisse for bladbjelke med fordelte laster	26
Figur 6.1 Vestas vindturbin [1].....	27
Figur 6.2 Skisse av blad [15].....	28
Figur 6.3 Enheter i Abaqus	30
Figur 6.4 Geometri av Vestas vindturbinblad	30
Figur 6.5 Bladprofil med inntegnet korde	31

Figur 6.6 Element nummerering av bladet	31
Figur 6.7 Dannelse av Shell element	31
Figur 6.8 Grafisk pre-prosesser i Abaqus	32
Figur 6.9 Blad & bjelke separert	34
Figur 6.10 Tverrsnitt av bladet	35
Figur 6.11 Abaqus Material tools	36
Figur 6.12 Seksjonegenskaper for bjelke	37
Figur 6.13 Sammensetting av Part-1 og Par-2	37
Figur 6.14 blad NACA 63.214-63.235	38
Figur 6.15 Hud og Stiver i vindturbinbladet NACA 63-200	38
Figur 6.16 Last fra Risø rapport på bladet	41
Figur 6.17 Beregnet bladlast som funksjon av avstand fra bladets tupp	41
Figur 6.18 Input boks for bladts grensebetingelse	42
Figur 6.19 Last funksjon	42
Figur 6.20 Påført last som funksjon	43
Figur 6.21 Generell kurve for kraftkoeffisient for NACA 63.200	43
Figur 6.22 Blad med last og randbetingelser	44
Figur 6.23 System med en frihetsgrad	45
Figur 6.24 Bjelke med varierende tverrsnitt	46
Figur 7.1 Modellene som er blitt analysert i ABAQUS	47
Figur 7.2 Forskyvningsanalyse for bjelken i bladet (forskyvningene er angitt i[m])	48
Figur 7.3 Forskyvningsanalyse for sammensatt av skall og bjelke (forskyvningene er angitt i[m])	49
Figur 7.4 Forskyvningsanalyse for sammensatt av skall og bjelke uten bjelke flenser (forskyvningene er angitt i[m])	49
Figur 7.5 Spennings analyse for bjelke (spenningene er angitt i[Pa])	50
Figur 7.6 Spenningsanalyse for blad skall og bjelke modell (spenningene er angitt i[Pa])	50
Figur 7.7 Spenninger for hud og bjelke modell uten bjelke flenser (spenningene er angitt i [Pa])	51
Figur 7.8 Grafisk framvisning av mode 5 for bjelke (frekvensen er angitt i[HZ])	52
Figur 7.9 Grafisk framvisning av mode 3 for bladskall og bjelke (frekvensen er angitt i[HZ])	52
Figur 7.10 Frekvensspekter avmålt flapwise rot-bøyemoment av blad i tre forskjellige retninger for stille stående Vestas V27 vindturbin [2]	54
Figur 7.11 Frekvensspekter avmålt flapwise rot-bøyemoment av blad i tre forskjellige retninger for stille stående Vestas V27 vindturbin [2]	55
Figur 7.12 Rot kobling av bladet	60
Figur 7.13 a) Riktig modellert blad ende b) blad ende modellert i ABAQUS	61

Tabeller

Tabell 6.1 Spesifikasjon av møllen	29
Tabell 6.2 Framvisning av inputfil	32
Tabell 6.3 Oppsett for noder, seksjon NACA63.214	33
Tabell 6.4 Oppsett for elementnummerering.....	33
Tabell 6.5 Blad data	39
Tabell 6.6 Korde og bladareal	40
Tabell 6.7 Laster fra Risø Rapport.....	40
Tabell 7.1 Materialeegenskaper for de 3 bladmodellene	47
Tabell 7.2 Risøs analyseverdier	53
Tabell 7.3 Egenfrekvens og egensvingeform fra Risø's analyser	55
Tabell 7.4 Egenfrekvenser for bjelkemodell	56
Tabell 7.5 Bjelkeforskyvninger:	56
Tabell 7.6 Egenfrekvenser for bladskall og bjelkemodell:.....	57
Tabell 7.7 Bladskall og bjelke forskyvninger:.....	57
Tabell 7.8 Egenfrekvenser for modell uten bjelkeflenser:	58
Tabell 7.9 Forskyvninger for bladmodell uten bjelkeflens	58

1 Bakgrunn

Denne masteroppgaven er foretatt som del av et samarbeid mellom Universitet i Stavanger og IRIS (International Research Institute Stavanger). Masteroppgaven består av en numerisk undersøkelse av et vindturbinblad. Dette bladet har samme type, størrelse og profil som en vindturbin som settes opp i Stavanger kommune for teoretiske og eksperimentelle undersøkelser. Motivasjonen bak oppgaven er å gi økt kunnskap og kompetanse for å utvikle teknologien omkring vindturbiner her i Norge.



Figur 1.1 Vestas Vindturbin (Plassering ved Risavika Gas Centre [1])

Det er tatt utgangspunkt i en Vestas V27-225 kW vindturbin. Før installasjon av vindturbinen er det nødvendig å beregne hvor på bladet det egner seg best å plassere sensorene. Sensorene skal gi data om bladets oppførsel, og en fullstendig oversikt over spenninger under ulike vindforhold.

Bladet skal modularer så nøyaktig som mulig ved bruk av elementmetoden (Finite element method). Denne analysen skal gi de naturlige frekvensene av vibrasjoner samt statiske belastninger. Belastningene vil være basert på den aerodynamiske kraften på vindturbin bladet, men i forenklet form som ekvivalente statiske krefter.

Som modelleringsverktøy brukes ABAQUS. Dette programmet benytter elementmetoden. I ABAQUS skal vi teste mulighetene å modellere inn hele vindturbinbladbladet, det vil si hele skallet, inklusiv bjelken som er selve avstiveren av bladet. Data som brukes har vi fått fra IRIS. Til slutt blir resultatet sammenlignet med det Risø National Laboratory har allerede framlagt i sin rapport for denne turbinen, (rapport 88-12-08/AB Vedlegg A og [2]).

Det skal tas hensyn til fremtidig produksjonskapasitet og lastutvikling i den grad det er hensiktsmessig for vindturbinen. Videre er det en målsetning å identifisere konsekvenser av etablering av større laster i tilknytning til analysene. Dette skal gjøres gjennom last flyt- og dynamiske analyser.

Følgene målsettinger er satt for masteroppgaven:

- Teori innenfor Aerodynamikk:
 - Aerodynamiske krefter på vindturbin bladet.
 - Bladelementteori (BEM).
 - Løft og drag kurver fra litteraturen.

- Testing av vindturbinblader:
 - Lab testing av blader.
 - Statisk / dynamisk laster.

- Modellering:
 - Elementmetodeprogrammet ABAQUS blir benyttet.
 - Modellering av hele bladet.
 - Last.
 - Egenfrekvens.

- Analyse:
 - Teste fri vibrasjon, deformasjon og spenninger av det enkle bladet.
 - Resultatet fra ABAQUS
 - Risø.
 - Analyse sammenlignes med tester og beregninger utført av Risø.

- Konklusjon

2 Innledning

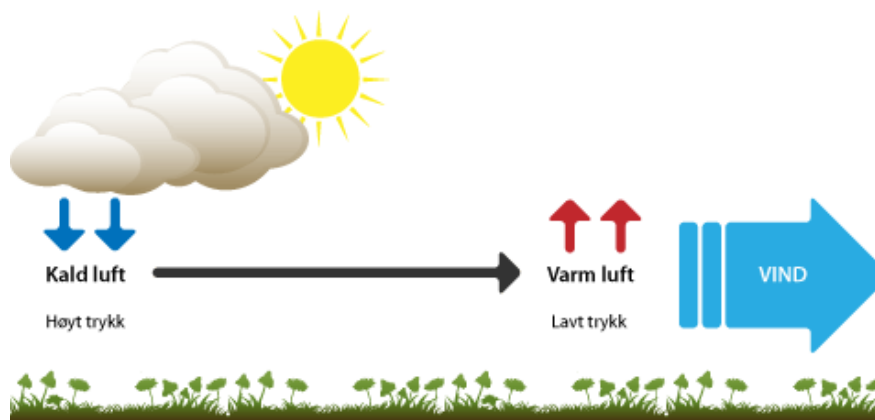
2.1 Energi

Global oppvarming og minkende oljereserver har forårsaket en økende fokusering på utvikling av fornybare energikilder. Det globale behovet for energi har økt med en faktor på ti etter begynnelsen av dette århundre, både som en følge av økt befolkning og generelt en økt levestandard. Det er spesielt behovet for elektrisitet som har hatt så stor økning, men også olje- og gass. Naturens ressursgrunnlag er begrenset, og dermed har menneskene blitt tvunget til å tenke annerledes. Dette har medført økt satsing på fornybar energi for å dekke det økende energibehovet, samtidig som miljøet også må ivaretas. For drøyt 120 år siden ble det vanlig med elektrisitet og lyspæren som gatebelysning[3]. Det er allerede mer enn 30 år siden energikrisen i 1973 da selv kongen tok trikken. Etter denne krisen ble det fart på utbyggingen av vindkraft i mange land, og frem til i dag har det kommet teknologi som gjør det mulig å utnytte vindenergien i storskala.

Brundtland-kommisjonen lanserte i år 1987 begrepet ”bærekraftig utvikling”[4, s.6]. Bærekraftig utvikling har fått gjennomslag i internasjonale avtaler og praktisk politikk. Det har også endret oppfatningene av hvilke valg vi mennesker står overfor på kloden. I samme periode har også vindturbinteknologien blitt moden og fått stadig større utbredelse internasjonalt. Viktige faktorer som har brakt vindkraftindustrien frem er internasjonale avtaler, bevisste forbrukere, endrede politiske oppfatninger, begrensede petroleumsressurser, klimaendringer og drivhuseffekten som følge av menneske skapte CO₂-utslipp samt en sterk teknologisk utvikling.

2.2 Vindkraft

Denne energien stammer i likhet med alle andre energikilder fra solenergien som er tilført i jorden. Solenergien skaper temperaturforskjeller, som igjen setter luften i bevegelse og skaper kinetisk energi. Vindenergien er gratis, kan ikke brukes opp, og den gir ingen forurensing når den utnyttes i en vindturbin. Figur 2.1 viser hvordan vind oppstår

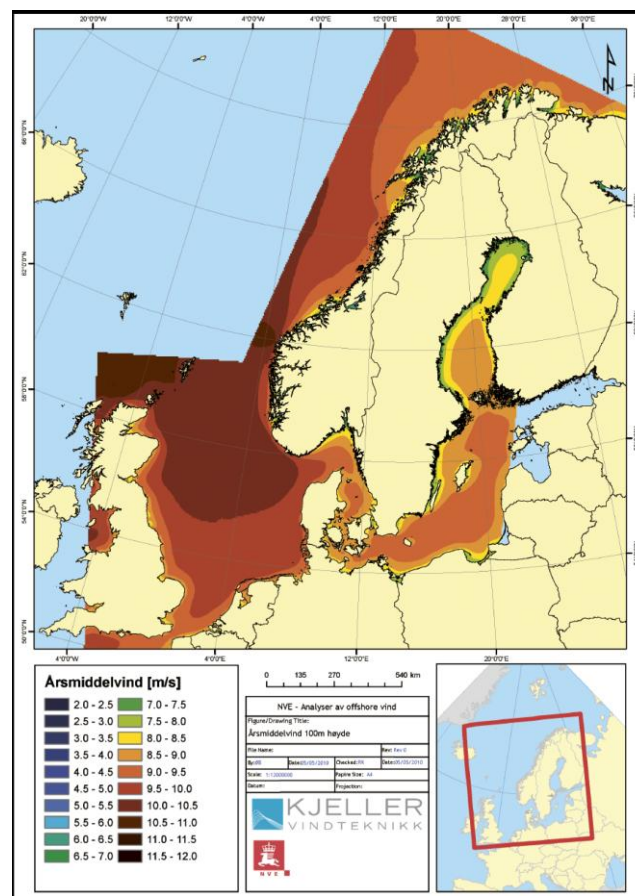


Figur 2.1 Hvordan Vind oppstår [5]

I følge[5] vil vind oppstå fordi jord og hav blir ujevnt varmet opp av solstrålene. Varm luft har mindre egenvekt enn kald luft. Den ujevne oppvarmingen fører til forskjeller i trykk (som er vekten av overliggende luft), og det er kort fortalt dette som får luften til å bevege seg.

Vi mennesker har benyttet vindens kraft i flere tusen år, så langt tilbake som 300 år før Kristus utenom bruk i turbiner. Hvis vi kunne utnytte vinden effektivt, ville det gi mennesker over hele verden ti ganger mer energi enn behov [6]. Vindenergien har også noen utfordringer. Vindenes retning og hastighet er forskjellig fra sted til sted, og den endres med både årstid og med tid på døgnet. Derfor kan vi ikke utelukkende basere oss på kun vindenergi som eneste energikilde, men vindenergien gir oss mennesker mulighet for at vindenergi kan erstatte en stor del av de fossile brennstoffene. Globalt er vindkraft den raskest voksende energiformen av fornybare kilder. Her i Norge er vindkraft i realiteten lite utbygd, dette til tross for gode vindforhold. Faktisk har Norge noen av verdens beste forhold for vindkraft. De beste områdene er langs kysten og i enkelte fjellområder. Hvor mye som kan bygges ut, vil være avhengig av prisutviklingen på kraft, statlige støttebevilgninger og befolkningens holdning til vindkraft i områdene som blir berørt.

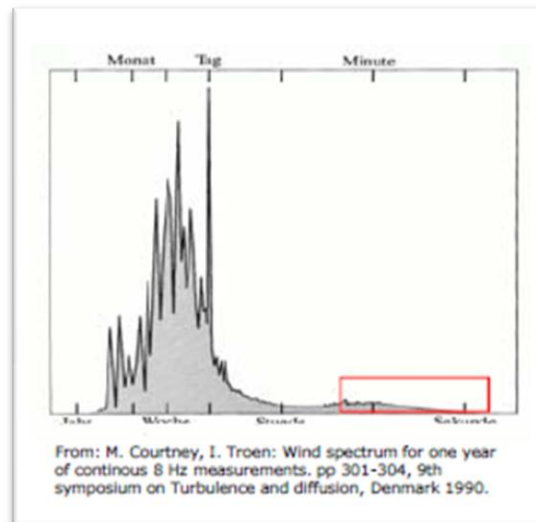
For Norge sin del kan eksport av strøm til mange europeiske land fra storskala vindkraft bli en interessant inntektskilde. Spesielt for Rogaland som er lokalisert geografisk nært kontinentet har en potensielt god særstilling med hensyn til fremtidig eksport av ren og fornybar energi. Figur 2.2 viser beste områder for offshore vindkraft med høy årsmiddelvind



Figur 2.2 års middelvind i 100 meters høyde.[7]

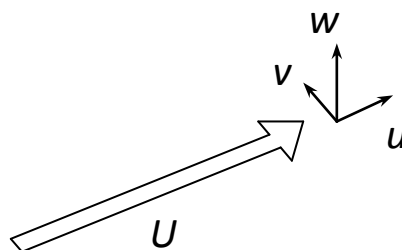
2.3 Statistiske beskrivelser av vind

Den høyeste frekvensen av vindvariasjoner kalles turbulens. Begrepet dekker alle tilfeldige variasjoner av vindstyrken. Turbulent strømning varierer på en kompleks måte både i rom og tid. Derfor beskrives det i statistisk form. På kort sikt, vanligvis over 10 minutters periode (eller opptil 1 time), er det momentant hastighet som en summen av gjennomsnittlig hastighet og varierende komponenter. Figuren under viser fordelingen av energien i den naturlige vinden.



Figur 2.3 Fordeling av energien i den naturlige vinden [8, s.3]

Denne delen av spekteret er relevant for energipotensialet for vindturbiner. På kort sikt (rød firekant) er det viktig å etablere spisslast for strukturell design, det vil si, så mye som mulig for turbulens induisert dynamisk respons av en struktur.

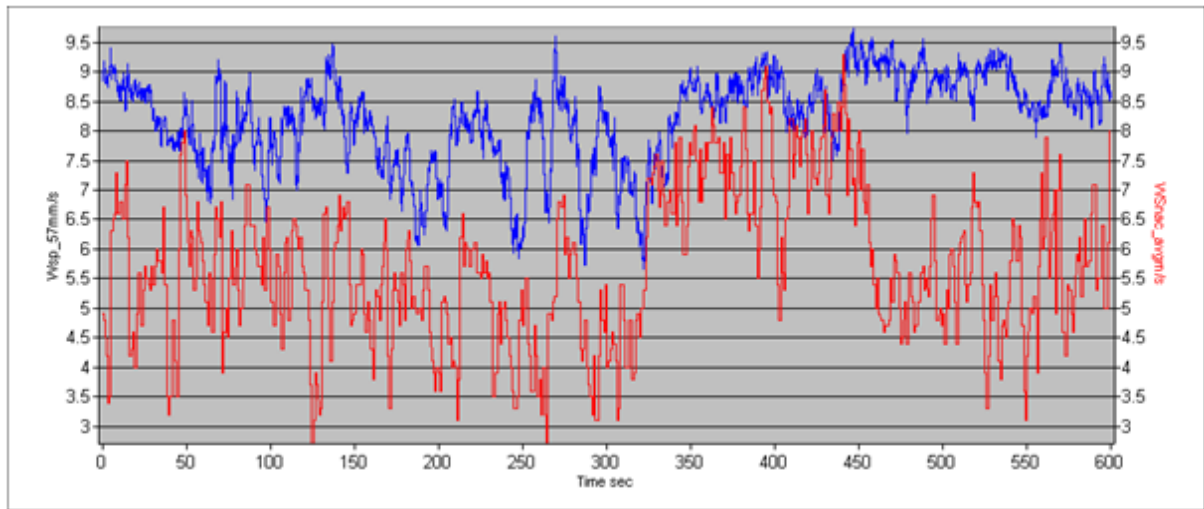


Figur 2.4 Vind retning [4, s.4]

De dimensjonale vindhastighetskomponentene vist i Figur 2.4 er:

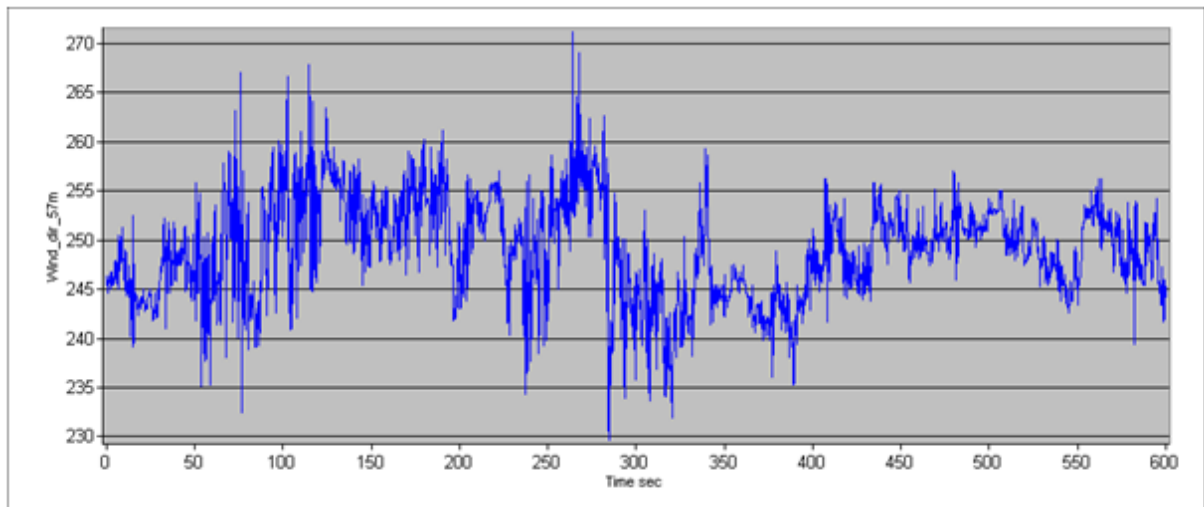
- Komponenten i retningen langs vinden vil bli $U(z)+u(x,y,z,t)$. Hvor $U(z)$ er midlere vindhastighet og $u(x,y,z,t)$ er turbulens
- Komponenten i retning over vinden, "sideveis" er $v(x,y,z,t)$.
- Komponenten i retning over vinden, "vertikalt" er $w(x,y,z,t)$.

Figur 2.6 viser vinddata gjort for vindhastighet målinger [9]. Den øverste, blå kurven er vindhastigheten fra mast på 57 m høy, og den med røde farge er vindhastigheten fra maskinhuset i samehøyde (57 m).



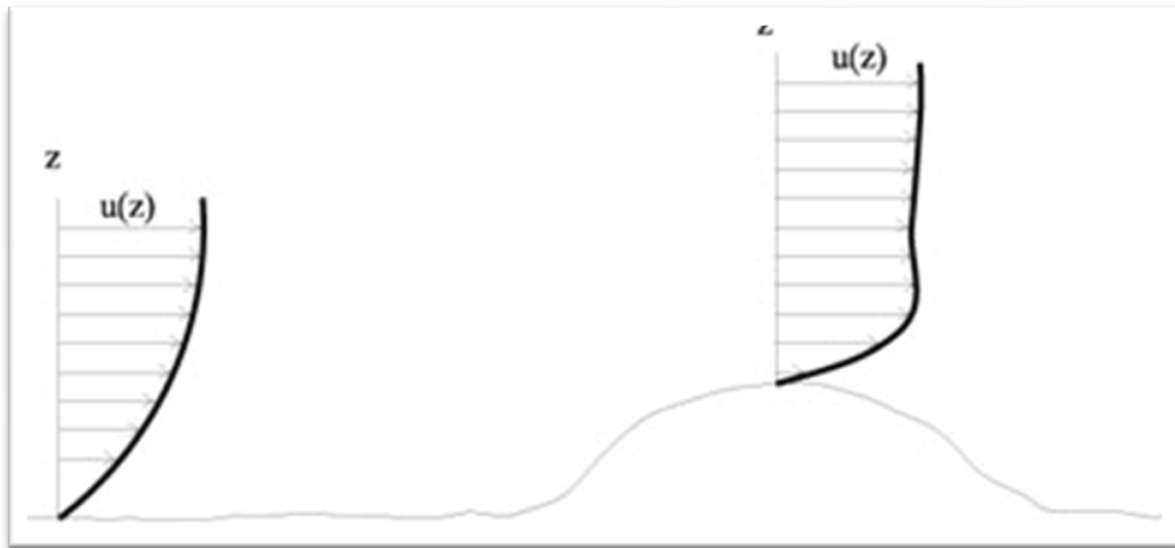
Figur 2.5 Vindturbindata i form av vindhastighet som funksjon av tid

Figuren 2.7 viser vindretningens variasjon med tiden. Disse målingene er fra mast på 57 m høyde.



Figur 2.6 Vindturbindata i form av vindretningen som funksjon av tiden

Vindhastigheten U varierer i forhold til høyden over bakken, i overflatelaget er det normalt å uttrykke vindøkningen som en stokastisk funksjon av høyden ved hjelp av en logaritmisk modell eller en potenslov.



Figur 2.7 Logaritmisk vindprofil i flatt terreng og vindprofil over en ås [10, s.13]

$$U_z = \left(\frac{u^*}{k}\right) \ln\left(\frac{z}{z_0}\right) \quad (2.1)$$

Hvor; z_0 er overflateruhet, u^* er friksjonshastigheten [ms^{-1}] og k von Karmans konstant (0,4). For beregning av dimensjonerende laster på konstruksjonen, er turbulens vanligvis beskrevet av intensiteten. Turbulens intensitet er definert som forholdet mellom standardavvik av vindhastigheten og medianen av vindhastighet.

$$I = \frac{\sigma}{\bar{U}} \quad (2.2)$$

Der; I er turbulens intensitet, σ er standardavvik og \bar{U} er mellomverdier av vindhastigheten over 10 minutter. Typiske verdier til turbulens intensitet er mellom 0,1 til 0,3. For vindturbiner skal det normalt være dimensjonert for og tas hensyn til følgende last situasjoner:

- Ekstreme vindhastighet
- Ekstreme vindskjær
- Ekstreme retningsbestemt endring
- Normal vindhastighet og vind profil
- Normal turbulens intensitet

2.4 Vindturbiner

Historisk ble de første vindturbinene blitt brukt i Kina for 4000 år siden [11]. De ble brukt til å pumpe vann til kunstige vanningsystemer. I europeisk sammenheng dateres vindturbinene rundt 1100 tallet, stort sett var disse bygd i tre og ble brukt til å male opp korn, og ble av den grunn også benevnt som vindmøller.

Først under den første verdenskrig økte behovet for vindkraft på grunn av høye priser på drivstoff. Interessen for vindkraft tok imidlertid ikke virkelig fart før under oljekrisen. Etter den tid har utviklingen av vindturbiner bare pekt oppover. Størrelsene har forandret seg og kapasiteten har også blitt mye bedre. En enkelt vindturbin på ca. 3 MW gir elektriske forsyninger som dekker om lag 500 norske husstander årlig, og den vil kunne forhindre utslipp fra fossil kraft som tilsvarer 4000 tonn. (Status i dag i Norge er energiforbruk på 60 % fossil og 40 % fornybar inklusive forbruk offshore [6].) Figur 2.8 illustrerer et bilde av en vindturbin som forsyning til nærliggende husstander.

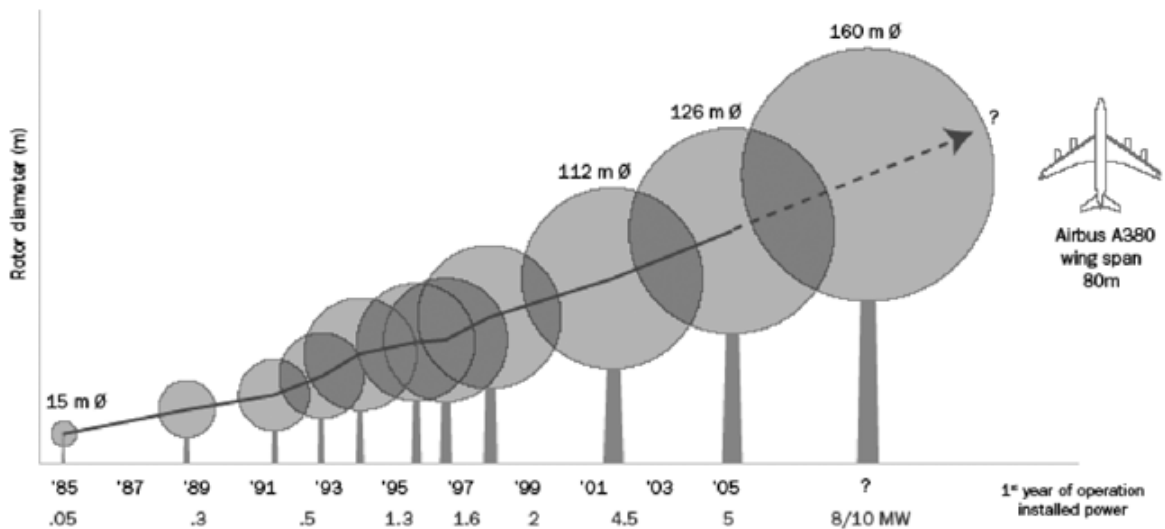


Figur 2.8 Illustrasjonsbilde av vindturbin som kilde til elektrisitetsforsyning [12]

Behovet for elektrisitet og politikernes innsats innenfor miljø er også en av årsakene til at både næringslivet og samfunnet satser mye mer på vindturbiner enn tidligere.

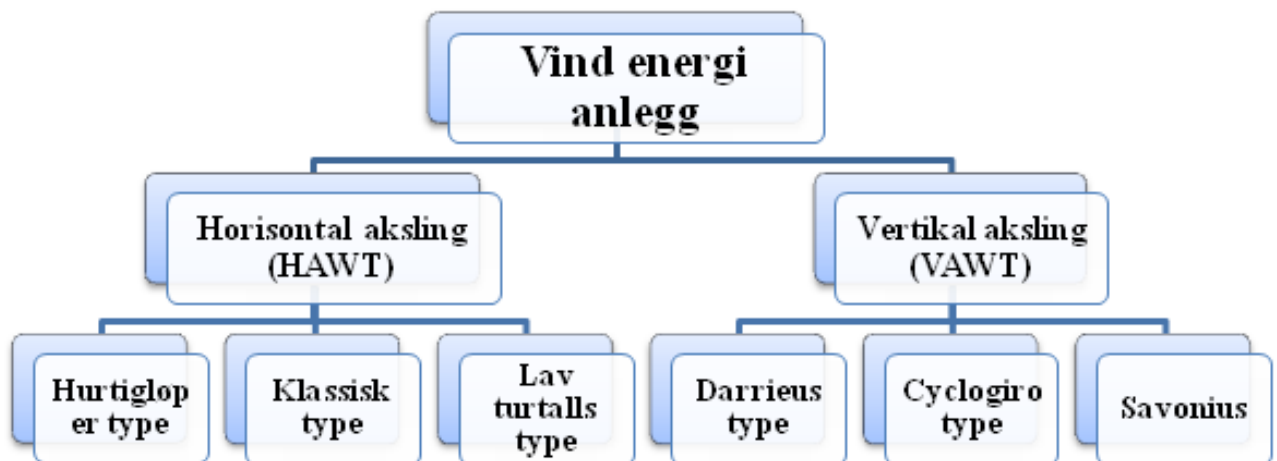
Dette har gitt ingeniørene rom og støtte til å forske og utvikle moderne vindturbiner, både eksperimentelt, men også teoretisk ved bruk av numeriske simuleringstøytøy.

For ca. 25 år siden var effekten på vindturbin omkring 50 kW og diameteren på rotoren 10-15m, mens i skrivende stund har vindturbinene fått en størrelse på 5 MW med en rotordiameter på mer enn 120 m. Denne utviklingen er illustrert i Figur 2.9.



Source: Jos Beurskens, ECN

Figur 2.9 Utvikling av vindmølle størrelse[13]

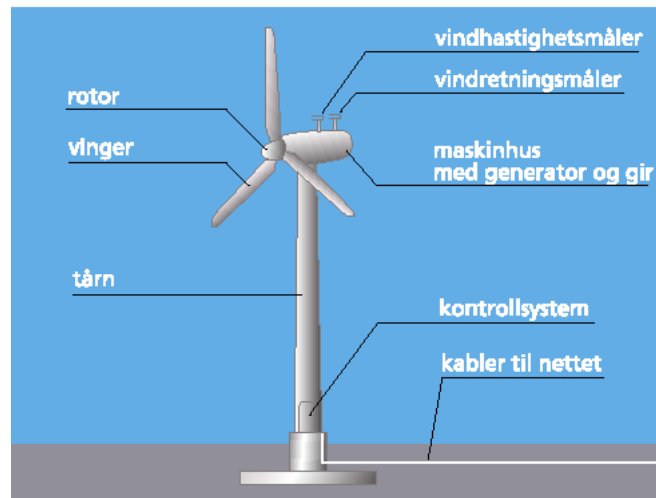


Figur 2.10 Byggeformer for vindturbiner [14]

Figur 2.10 viser tilgjengelige byggeformer for vind energianlegg. Av de forskjellige vindturbinene som ble produsert de siste årene er det to grunnleggende akslinger som skiller seg helt ut: Horisontalakslet og vertikalakslet vindturbin [10].

2.4.1 Horisontale aksling (HAWT)

Den horisontale vindturbinen er den vanligste modellen i drift, samtidig har denne typen vist til å være de mest økonomiske og effektive.

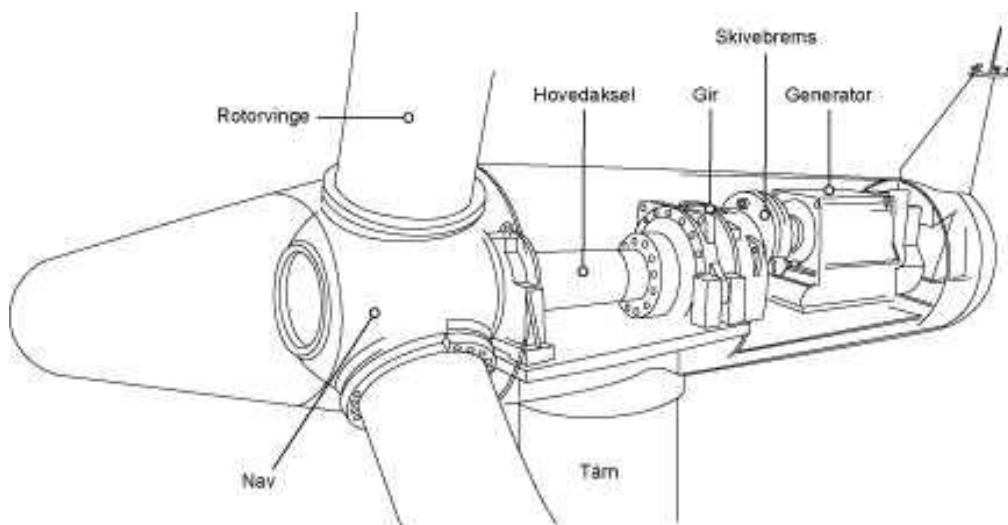


Figur 2.11 Hovedelementer i en Horisontalakslet vindturbin (NVE) [10]

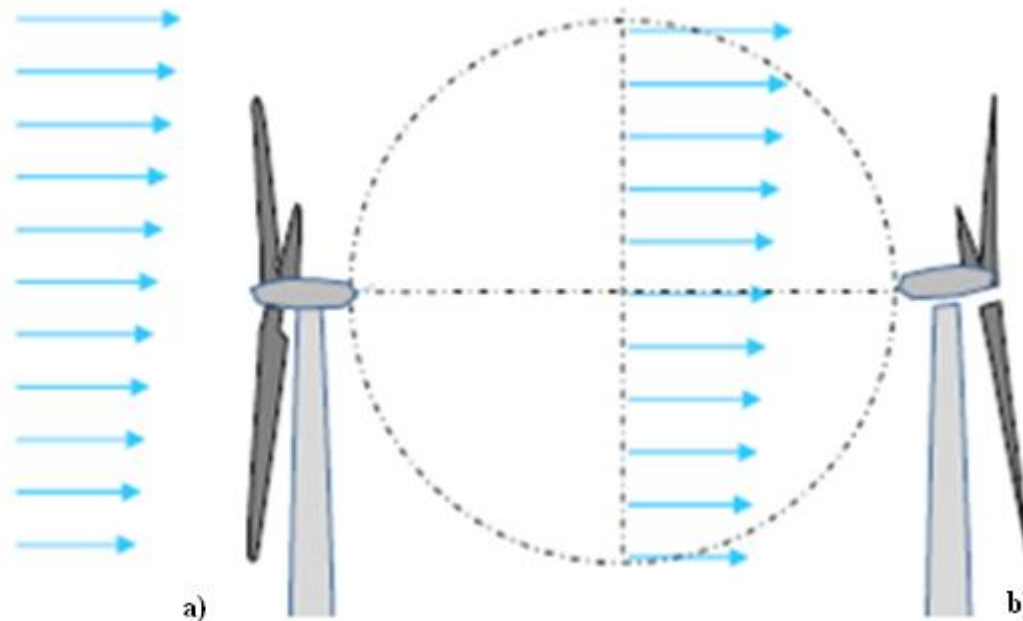
Denne turbinen ser mer ut som en tradisjonell vindturbin. Som det vises i Figur 2.11 består en HAWT av;

- Blader / vinger
- Nav / rotor
- Tårn
- Maskinhus
- Fundament, kontrollsystem og transformator

I maskinhuset vil det være nøkkelkomponenter som aksling, gir, brems og generator.



Figur 2.12 Maskinhus [15]



Figur 2.13 a) Frontløper & b) Kjølvindsturbiner

Turbiner med horisontal aksling finnes i to konfigurasjoner, avhengig av hvordan man plasserer rotoren. Vi har frontløper/lo mølle og kjølvinds/le mølle, dette er illustrert i (Figur 2.13 a) og b)).

For frontløper/lo mølle er rotoren vendt mot vinden, ref. Figur 2.13 a). Hvert blad går gjennom en slags kryssing, som forårsaker at rotoren bremser opp vindstrømmen og reduserer vinkel på strøm. [14]

I motsetning til lo turbinen, har kjølvind turbinen rotoren på le siden, ref. Figur 2.13 b). Det skaper høy støy og det er som regel mindre populært å plassere slike nær bebygde områder. En fordel med kjølvindturbiner er at bøyning av bladet og fare for kollisjon med tårnet under høy last er mindre kritisk enn for frontløperturbiner. Dermed er det lavere behov for avstivning av bladene for kjølvindsturbiner, og de kan produseres billigere.

Fordelen med den horisontale vindturbinen sammenlignet med den vertikale er at den er relativt godt utforsket, både eksperimentelt og ved bruk av numeriske programmer. Dette har gitt oss bedre forståelse av strukturen og kunnskap om hvordan aerodynamiske krefter virker på blader og den øvrige konstruksjonen. I tillegg er effektiviteten høy, opp mot 55 % elektrisk virkningsgrad [10]. Det man kan karakteriserer som ulempe er at turbinen må vinkles inn mot vinden for å oppnå full effektivitet (yawing). I praksis må selve turbinen ”snu seg etter vinden” i takt med at angrepsvinkelen endres, og dette krever egen reguleringsteknikk.

2.4.2 Vertikal aksling (VAWT)

I motsetning til de horisontal-akslede vindturbinene (HAWT) er de vertikal-akslede vindturbinene (VAWT) uavhengig av vindens retning. De behøver ikke et system som styrer rotorplanet mot vinden, som er så typisk for de horisontal-akslede turbinene. Svært ofte kan dette medføre muligheter til konstruktive forenklinger. Det er også en langsom løper som passer for spesielle forhold.

For elektrisitetsproduksjon har Darrieus-turbinen vært den av de vertikal-akslede turbinene som har tiltrukket seg mest interesse. Utsendemessig er den vertikale vindturbinen helt annerledes enn horisontale aksling turbinen, men effektiviteten til VAWT er vesentlig dårligere enn HAWT. Dette konseptet er fortsatt under utvikling og i framtiden mener noen at denne type turbiner har potensial til å kunne konkurrere både økonomisk og effektivitet med HAWT . Se linken <http://www.verticalwind.se/SV/> her ser man litt av utviklingen for VAWT.



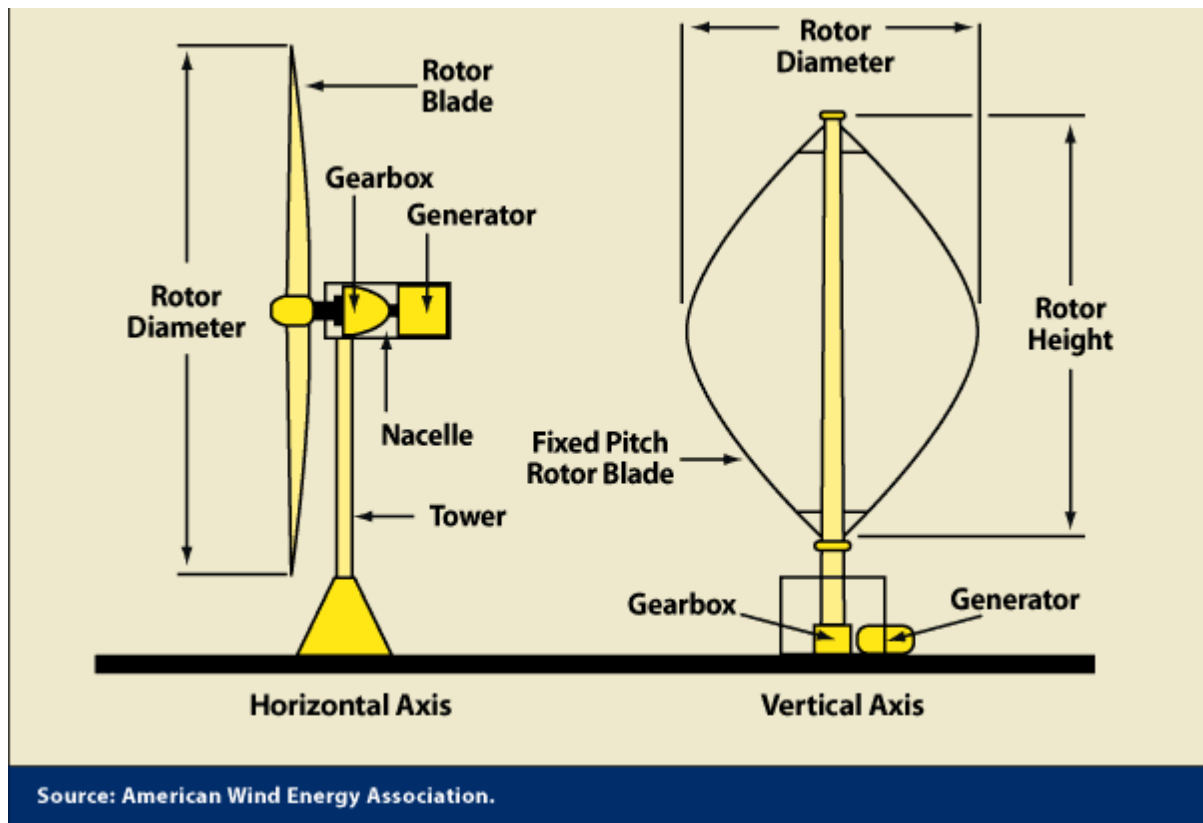
Figur 2.14 Darrieus Vindturbin [16]

Darrieus turbinen er oppkalt etter den franske ingeniøren Georges Darrieus som patenterte designen i 1931. Den ble produsert av det amerikanske selskapet Flo Wind som gikk i konkurs 1997 [16]. Formen av turbinen er preget av C- formede rotorblader som gir en eggliende utseende. Rotorbladene er festet både øverst og nederst på en vertikal aksel.

Darrieus turbinen fikk sin oppmerksomhet etter at to kanadiske forskere ved National Research Council (NRC) i Canada engasjerte seg og trodde at de hadde utviklet en ny teknologi.

Darrieus konseptet er ikke godt utbredt i Europa generelt, men med tydelige forenklinger og mer utvikling kan dette bli en ettertraktet løsning.

Ulempene med Darrieus-turbinen er at den ikke har noe godt reguleringsprinsipp for å regulere bladvinklene. Turbinen har også dårlig startmoment, slik at en må ha et separat utstyr (f.eks. startmotor/ ponymotor) til å få turbinen i gang. Selv om vertikal-akslede turbiner tidligere var aktuelle også for elektrisitetsproduksjon, domineres markedet i dag av horisontal-akslede løsninger.



Figur 2.15 Struktur forskjeller på HAWT og VAWT[16]

Uansett hvilken type aksel man bruker i framtiden vil disse turbinene bli sett på som den nye teknologien som vil erstatte mye av olje og andre natur ressurser som vi bruker for å få elektrisitet. Dermed vil det være opptil de forskjellige aktørene som myndigheter til å bidra til at folk bytter over til mer fornybare energikilder som. Dette kan gjøres enten ved å innføre økonomisk støtte til mer forskning til nettopp å utvikle vindturbinene ytterligere slik at de blir mer effektive og lønnsomme i forhold til drift og vedlikehold.

3 Vindenergi og - Aerodynamikk

3.1 Bevegelsesmengde teori

Vindturbinens kraftproduksjon vil være avhengig av samspillet mellom rotoren og vinden. Vinden består av en kombinasjon av midlede, horisontale bevegelser og turbulente bevegelser.

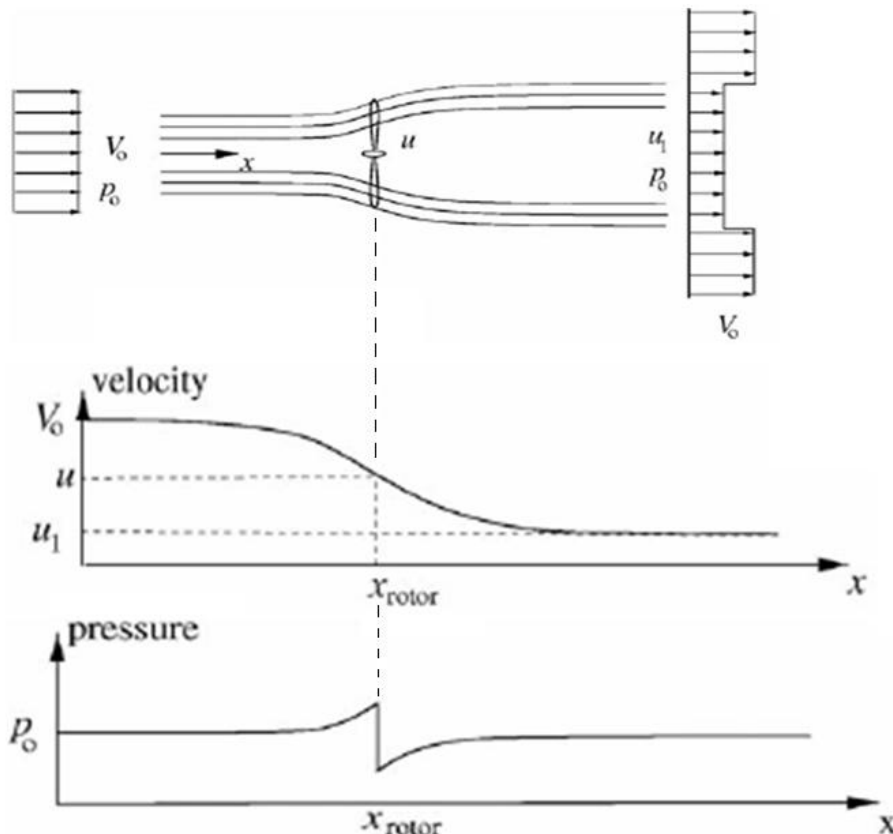
Albert Betz (tysk fysiker) var blant annet en av de som har utviklet den klassiske analysen av vindturbiner i 1930 årene. Deretter ble teorien utviklet videre til dagens løsninger med avanserte og digitale datamaskiner. For å ha en ideal forståelse av hvordan en vindturbin fungerer, er man avhengig av å forstå disse teoriene.

3.2 Energipotensial

Effekten i luft som strømmer gjennom en sirkulær flate er gitt med uttrykket;

$$P_{Luft} = \left(\frac{1}{2} \times \rho \times V_0^3 \times \pi \times r^2\right) \quad (3.1)$$

Der; P_{Luft} er effekten i luft, ρ er luftens tetthet ved normale betingelser $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right]$; V_0 er vindhastighet $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$ π er 3,14; r er rotorens radius i m.



Figur 3.1 Strømningslinjer rundt rotoren [10]

Formel 3.1 viser at effekten P proporsjonal med vindhastigheten opphøyet i tredje potens. Eksempelvis vil en dobling av vindhastigheten medføre at effekten økes med en faktor 8.

Derfor kan liten endring i vindhastigheten bety mye for produksjon og lønnsomhet. Formell 3.1 for P_{Luft} kan utvikles videre ved å definere luftens hastighet foran turbinen og luftens hastighet gjennom turbintverrsnittet [17], men luftstrømningens kinetiske energi reduseres ved å passere en ideell turbin:

$$P_{Luft} = \left(\frac{1}{2} \times \rho \times C_p \times V_0^3 \times A \right) \quad (3.2)$$

Hvor; ρ er luftens tetthet ved normale betingelser $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right]$; C_p er kraft koeffisienten; V_0 er vindhastighet i $\frac{\text{m}}{\text{s}}$; og A er arealet av rotorskiven $= \pi \times r^2$

Kraftkoeffisienten C_p , eller virkningsgraden til turbinen, beskriver den brøkdel av kraften i vinden som er konvertert inn i rotorstrømmen og utnyttet mekanisk:

$$C_p = \left(\frac{1}{2} \times (1 + a) \times (1 - a^2) \right) \quad (3.3)$$

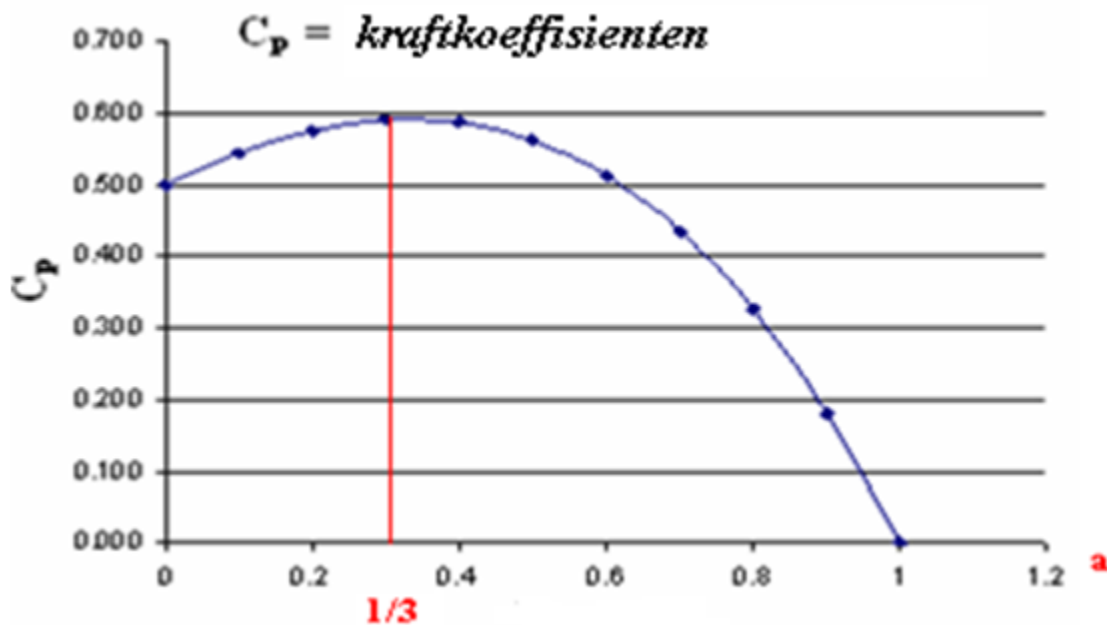
Den aksiale induksjonsfaktor a er forholdet mellom vindhastighetene langt nedstrøms u_1 og langt oppstrøms V_0 i forhold til rotoren.

$$a = \left(\frac{u_1}{V_0} \right) \quad (3.4)$$

3.3 Betz' lov

Betz lov gir beskrivelse til å forstå hvordan vindturbinen omdanner energi. Betz hevdet at den vinden som presser på rotoren på en vindturbin blir bremset opp og dermed mister mye av sin bevegelsesenergi. Dette forårsaker at vi får lavere hastighet på vinden når den forlater turbinen. Vindhastigheten kan imidlertid ikke bli lik null, fordi lufta må bevege seg fra bort fra turbinen. Med bruk av Betz lov er det mulig å finne den vindhastigheten som gir en optimal utnyttelse av vindenergien.

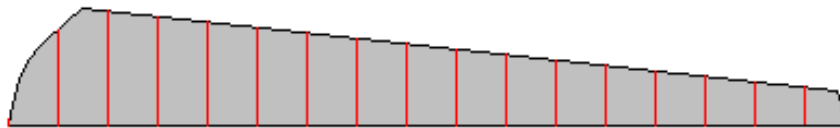
Teoretisk kan en finne at maksimal effekt oppnås når vindhastigheten gjennom rotoren er en tredeler ($1/3$) av den frie luftstrømmen. For en vindturbin vil kraft-koeffisienten beskrive brøkdelen av kraften, og teoretisk vil C_p være maksimalt $16/27$, eller $0,593$. Dette vil i praksis si at det er mulig for en rotor å utnytte 59 % av den totale, kinetiske energien i vinden til mekaniske rotasjonsenergi [10]. I Figur 3.2 er det vist en sammenheng mellom kraftkoeffisienten C_p og induksjonsfaktoren a .



Figur 3.2 Kraftkoeffisient som en funksjon av u_1/V_0 [15]

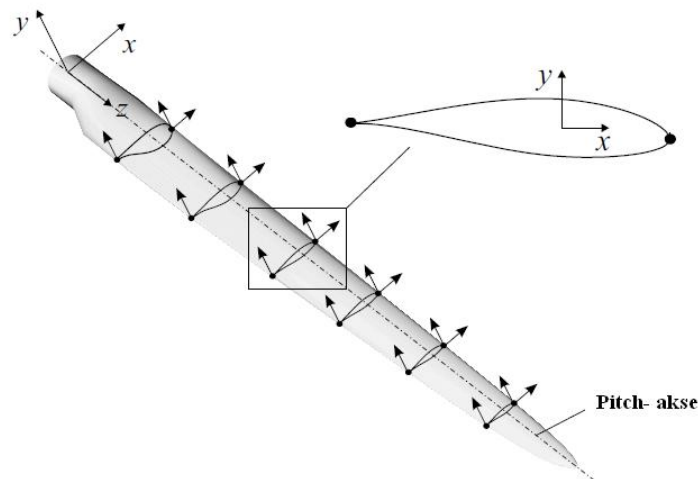
4 Bladelement teori (BEM)

Ved produksjon av turbinbladene vil en helst oppnå høy styrke med lang mekanisk holdbarhet. I tillegg er det viktig med glatte overflater og lav ruhet i huden. Horisontalakslede turbiner har normalt tre blader. Bladene må tåle store sykliske og aerodynamiske belastninger, samtidig som de skal yte maksimalt til å gi størst mulig energiproduksjon og minst mulig støy. På 1980-tallet var det fokus på utvikling av turbiner med to blader; både på grunn av masse/vekt og kostnad. Det har i midlertidig vist seg at turbiner med tre blader er i stand til å generere tre til fire prosent mer energi enn hva to blads turbiner kan. Samtidig har de turbinene med tre blader også vist seg å generere mindre støy på grunn av lavere rotasjonshastighet, være mer stabile for inhomogene vindhastigheter, og samtidig også være visuelt mer akseptable.



Figur 4.1 Illustrasjon av turbin blad elementer

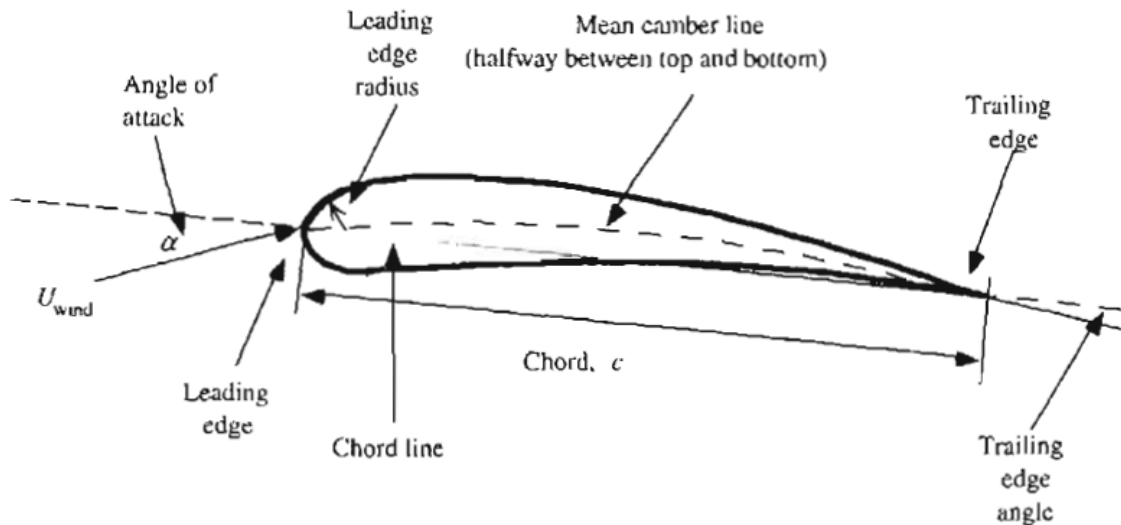
Bladprofilen kjennetegnes ved at luftmotstanden kan være tilnærmet en prosent av kraften som genereres vinkelrett på luftmotstanden.



Figur 4.2 blad elementer i 3D [18]

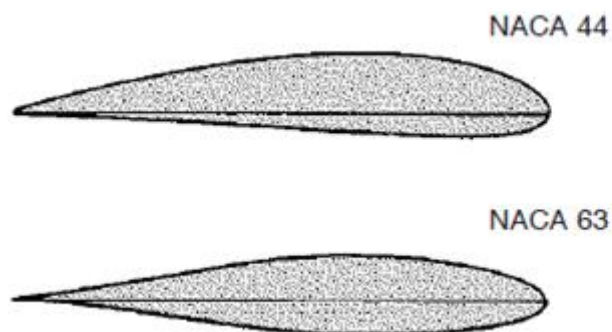
Bladelementteori metoden (BEM) er først og fremst blitt utviklet for å bestemme ytelsen av propeller for fly. BEM kan relativt enkelt også anvendes til beregning av krefter og aerodynamikk på turbinblader. BEM deler opp bladet i mindre elementer og ser på løft og drag kreftene som virker på hver enkelt del, for deretter å summere opp bidragene langs hele bladet. Den største kraften betegnes stort sett som løft [19].

4.1 Airfoil



Figur 4.3 Viktige parametere i vingeprofil [17]

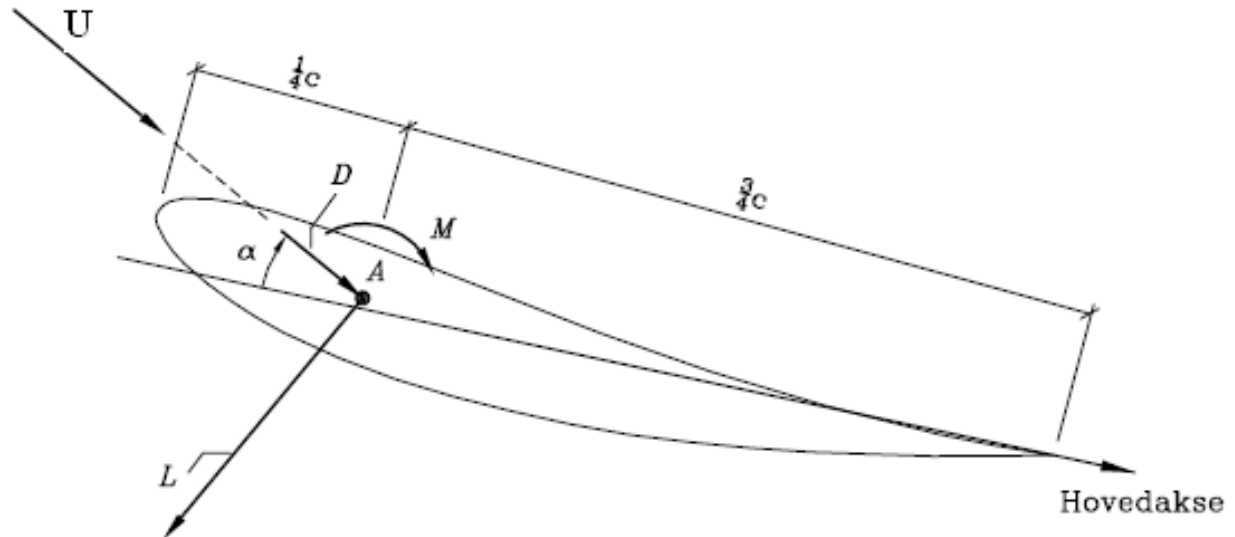
I likehet med flyvinger, vil turbinblad deles opp i gitte bladprofiler. Formen på profilet er avgjørende for bladets ytelse. Selv mindre endringer i formen av tverrsnittet kan gi store endringer av kraftkurven og støynivået. Derfor må bladformen utformes med omhu og på bakgrunn av tidligere erfaringer. En mengde ulike profiler er definert blant annet i en katalog utarbeidet av NACA (National Advisory Committee for Aeronautics) [20]. Mange av profilene her ble utviklet under den andre verdenskrig i vindtunneler. Først ble eksempelvis NACA 44 profilen utviklet i perioden rundt 1930 årene. Deretter, tidlig på 1940 tallet, ble NACA 63 utviklet. Se Figur 4.4



Figur 4.4 NACA 44 og NACA 63 blad tverrsnitt [20]

Disse tverrsnittene er ikke kun de som finnes i markedet i dag, men NACA 63 profilen er det som brukes i dette bladet og som skal modelleres. Profilen har forskjellige egenskaper enn NACA 44 serien. Kraftkurven er bedre for lave og middels høye vindhastigheter, men faller under drift ved høyere vindhastigheter [20].

Konseptet med bevegelsesmengdeteori i forhold til bladelementet går utpå tidsavhengige laster på en gitt del av bladet under bevegelsen forårsaket av strømmen i nærheten av vingen[19]. Luften treffer bladet med den såkalte relative vindhastighet, den resulterende av vindhastighet og tangentielle hastigheten på grunn av rotasjon av bladet.



Figur 4.5 Strømning på bladprofil [19]

La U betegne den resulterende vindhastigheten av bladprofilen, se figur 4.5. Her vil U dele seg opp som en motstandskraft (drag) (D) og en oppdriftskraft (L), slik vi ser i figuren over er motstandskraften eller dra - kraften D , parallelt med U , mens oppdriftskraft eller løftekraften L , virker vinkelrett i forhold til vindhastigheten. A indikerer det aerodynamiske sentrum, og er plassert der dreiemomentet M er lik null. Ved en usymmetrisk og ikke separert strøm er beliggenheten omtrent $\frac{1}{4}C$, hvor C er korden-lengden. Disse kreftene uttrykkes vi på følgende måte for hvert bladelement;

$$L = \frac{1}{2} \times \rho \times C \times U^2 \times C_L(\alpha) \quad (4.1)$$

$$D = \frac{1}{2} \times \rho \times C \times U^2 \times C_D(\alpha) \quad (4.2)$$

$$M = \frac{1}{2} \times \rho \times C^2 \times U^2 \times C_M(\alpha) \quad (4.3)$$

Her betegner ρ luftens massetetthet, C er den lokale korden og $C_L(\alpha)$, $C_D(\alpha)$, $C_M(\alpha)$ betegner løft, dra og momentkoeffisientene, hvor (α) er vindens angrepsvinkel. Den måles ut i fra posisjonen profilet befinner seg nå $C_L(\alpha) = 0$.

Løft og drag koeffisientene er ikke kun funksjon av angrepsvinkelen, men er også avhengige av Reynolds tall, Figur 4.6 viser Løft og Drag koeffisient diagram.

Reynolds tall er dimensjonløs parameter som beskriver egenskapene til strømmingens friksjonære og viskøse forhold, og er definert som;

$$R_e = \frac{V_C}{\nu} \quad (4.5)$$

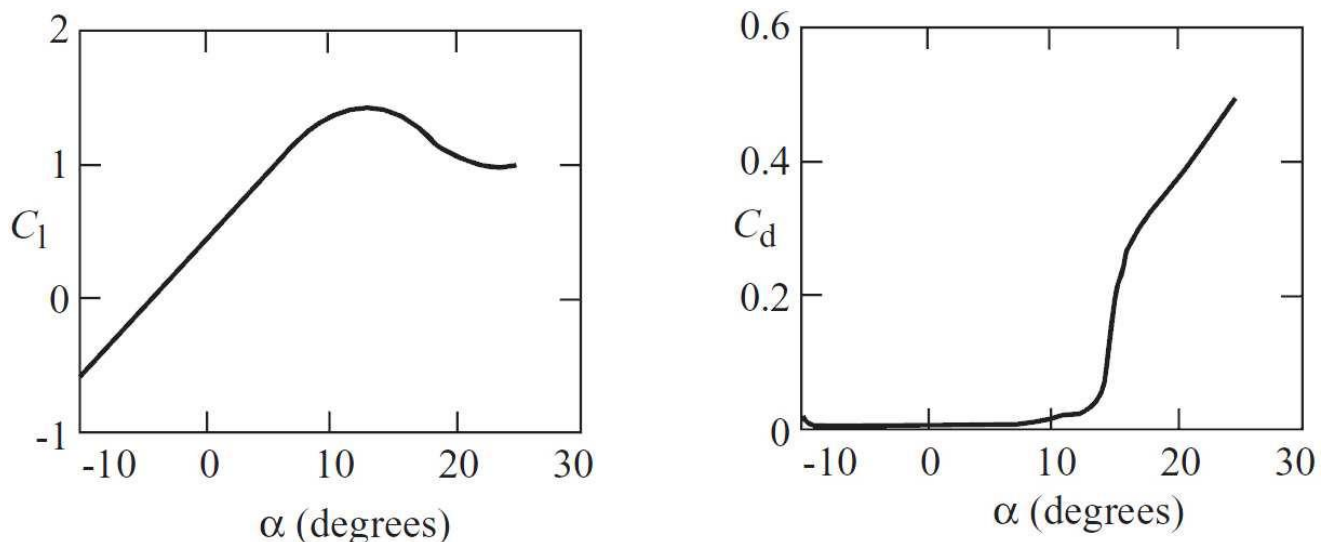
$$V_C = U \times B \quad (4.6)$$

$$\nu = 1.5E^{-5} \frac{m^2}{s} \quad (4.7)$$

V_C er treghetskraft; er middelvindhastighet i $\frac{m}{s}$; B er karakteristisk dimensjon av tverrsnittet; ν er luftens kinematiske viskositet.

For en airfoil, er den karakteristiske lengden normalt akkord lengden C .

Hvis vi holder Reynolds tall konstant, og har en angrepsvinkel på 13° grader, vil et diagram for løft og dra koeffisientene for en typisk airfoil se slik ut:



Figur 4.6 Løft og Drag koeffisient diagram[21]

Disse kreftene, og D , virker per blad og må multipliseres med antall rotorblad, dermed vil det gi den totale kraften som virker på hele bladet. Det samme gjelder for dreimomentet M som er den tangentielle kraften multiplisert med radiusen ut til turbinen. På samme måte vil man multiplisere med antall rotorblader for å finne det totale dreimomentet.

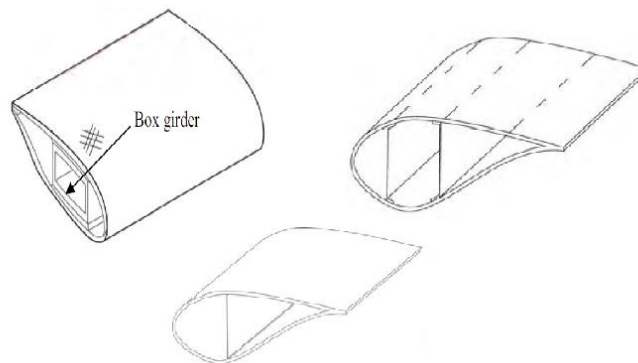
Siden vi er opptatt av effektiviteten er løft og drag koeffisientene C_L og C_D viktige parametre ettersom L kan betraktes som produksjon og D kan betraktes som tap. De ulike vingeprofilene som utvikles blir designet til å maksimere forholde mellom løft og drag koeffisientene.

5 Design og testing av vindturbinblader

5.1 Design av vindturbinblad

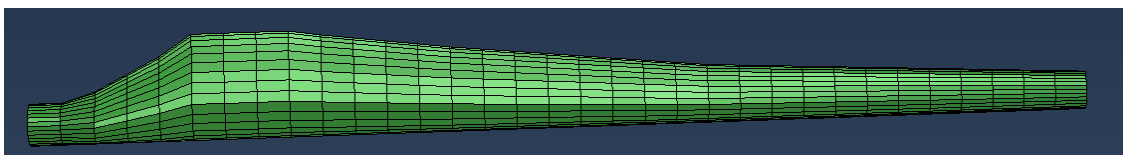
Design av et vindturbinblad er en kompleks prosess og utviklingen av bladet krever mye arbeid i form av struktur og materialdesign. Formålet med designprosessen er å optimalisere ytelsen og påliteligheten av bladet. I tillegg vil designet av bladet ta hensyn til vindturbinen som en helhet og minimere kostprisen.

Utformingen av vindturbinbladet er basert på aerodynamiske hensyn [22]. Tverrsnittet av bladet har en strømlinjeformet asymmetrisk form, med den flateste siden mot vindretningen. Målet med god design er at utformingen av bladet blir tilstrekkelig sterkt og stivt. Bladverrsnittet er dannet av to skall- strukturer som er limt sammen, en øvre del på sug siden og en nedre del på trykksiden. For forsterkningen av bladet blir det limt en såkalt boks på skallet i det indre av bladet. Dermed dannes en bjelke inne i bladet som har som funksjon å stive opp bladet.



Figur 5.1 Eksempler på seksjoner for et vindturbinblad [23]

Figur 5.1 viser eksempler på hvordan seksjoner av vindturbinblad kan bygges opp. Figuren viser den øvre og nedre delen av skallet og bjelken inne i bladet. Figuren viser også at valgmuligheten for bjelke innsettingen er mange. Det er viktig uansett hvilken seksjon man velger at bladets tverrsnitt skal være i stand til å motstå krefter og spenninger fra, og derfor er det viktig at bladverrsnittet nær roten er både tykk og bred. Videre langs bladet vil profilen bli tynnere slik at det har aerodynamisk gode egenskaper. Reduksjon av kordlengden mot spissen bidrar til å motvirke effekten av vindhastigheten som øker mot bladspissen. I tillegg vil det også redusere virkingen av at løftstyrken ikke øker mot spissen, dvs at bladet blir smalere og smalere fra roten mot spissen slik figuren under viser.



Figur 5.2 Sidevisning av vindturbinblad

5.2 Testing av vindturbinblader

Et testanlegg må ha følgende nødvendige komponenter:

- Plass
- Testestativ
- Testutstyr
- Ansatte

5.2.1 Aerodynamisktesting

En av de største utfordringene ved dimensjonering av vindturbiner er vindlast. Forståelse av de aerodynamiske kreftene som virker inn på bladet er en svært viktig faktor når en vindturbin skal konstrueres, spesielt ved utformingen av turbinens tverrsnittform. For å undersøke oppførselen av slike konstruksjoner, i tillegg finne laster som virker på konstruksjonen som følge av vind, er det vanlig å utvikle en modell, der vi utsetter denne modellen for vind i for eksempel vindtunnel eller andre eksperimentelle testlaboratorier.



Figur 5.3 Horisontalt bladtesting i vindtunnel [24]

Figuren 5.3 viser bladtesting av aerodynamiske egenskaper i vindtunnel med CFD (computational fluid dynamics) modellering. Denne testen er utført av LM Wind Power Wind Tunnel [24]. Fra disse testene vil det finnes formfaktorer for beregning av løft-, drag- og momentkrefter som virker på konstruksjonen. Disse testene kan gjøres både som horisontale eller vertikale tester, avhengig av vind tunnel fasiliteter. Vertikalt bladtesting er illustrert Figur 5.4, ved undertesting i Virginia Tech Stability Wind Tunnel [25].

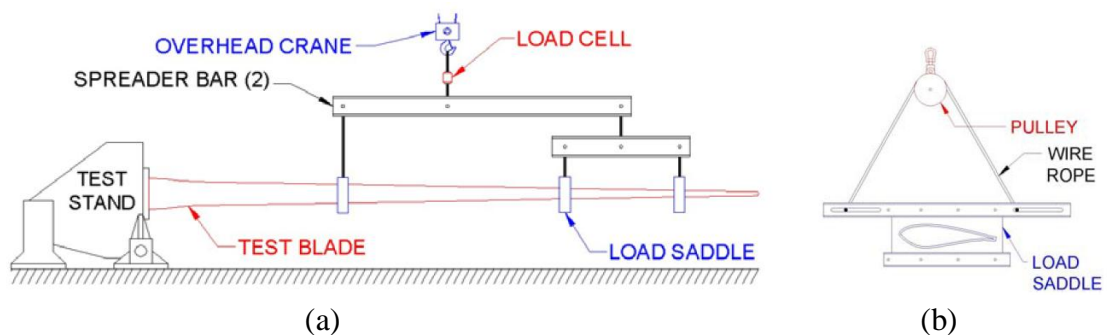


Figur 5.4 Vertikalt bladtesting i vindtunnel [25]

5.2.2 Statisk laster

Det er nødvendig at utformingen av bladmodellen er i stand til å tåle de belastninger som modellen er utviklet for. Vindbladet skal ikke bryte sammen i løpet levetiden turbinen er dimensjonert for. Derfor er det viktig å vite hvilke laster bladet er utsatt for og hvor i konstruksjonen disse lastene virker. Laster som virker på en vindturbin er ofte kompliserte, og en kompliserende faktor er at flere laster kan virke samtidig [23]. Ulike typer laster er statiske eller stasjonære laster og dynamiske laster.

- Statiske laster varierer ikke med tiden. For Vindturbinblad vil denne lasten primært være egenvekten av konstruksjonen samt mellom verdien av vindlasten [17].
- Dynamiske laster er de belastninger på en konstruksjon som er bevegelige eller endrer størrelse med tiden [17]. For et vindturbinblad oppstår disse lastene av variasjon i tyngdekraften som virker på bladene når de roterer, samt variasjonen av vindlaster i rom og tid. Rotasjon av vindturbintårnet med vindretningen kan også påvirke den dynamiske lastvirkningen på bladene. Dynamiske laster kan videre karakteriseres som sykliske laster, impuls laster eller stokastiske laster.



Figur 5.5 (a) Tre poeng whiffle- treet brukes i 9m statiske bladtester. (b) Rope og skiveordning for bladtest.

Lab-testing gir oss mulighet til å kunne teste disse lastsituasjonene som kan oppstå i løpet vindturbinbladets levetid. Figur 5.6 viser hvordan måleutstyret som brukes i forsøket er satt sammen.

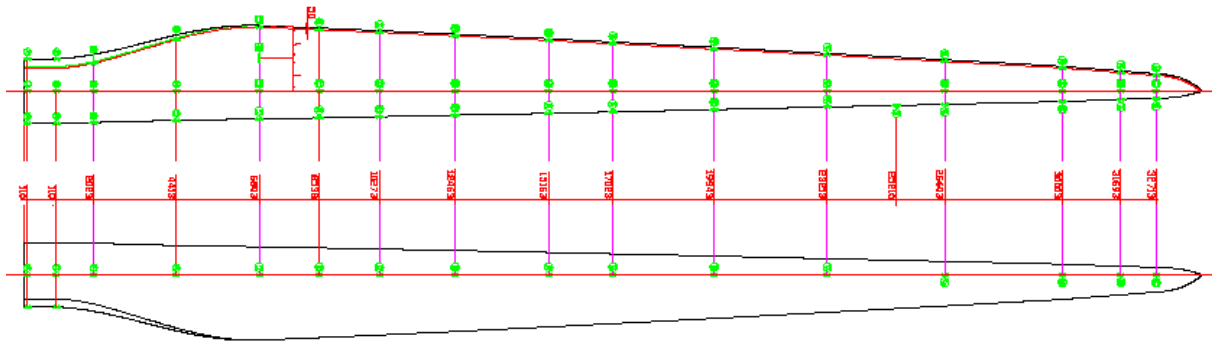


Figur 5.6 Oppsett av blad i fullskala forsøk [23]



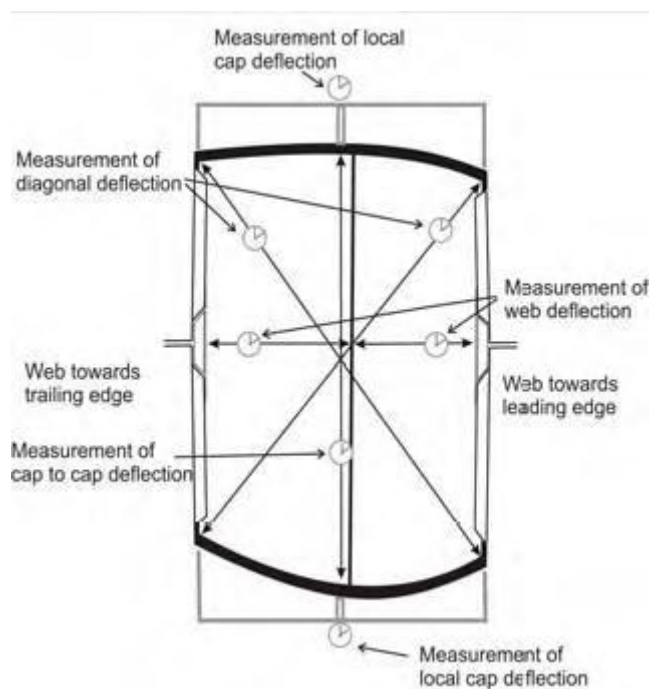
Figur 5.7 Blad test av NREL(National Renewable Energy Laboratory) [26]

Figur 5.7 viser hvordan man kan sette opp testen utendørs. I følge [23] er alle forskyvningssensorer og strekkklapper koplet til datamaskiner som registrerer data om deformasjoner, spenninger og egenfrekvenser. Utførelse av slike tester har tradisjonelt flere målteknikker, og disse metodene som brukes er strekkklapper, forskyvningssensorer, Fringe projeksjon (Digital Image DIC), Vakuum hette (NDT-teknikk) og Ultrasonic skanning (NDT-teknikk). De som blir mest brukt er forskyvningssensorene og strekkklapper målinger.



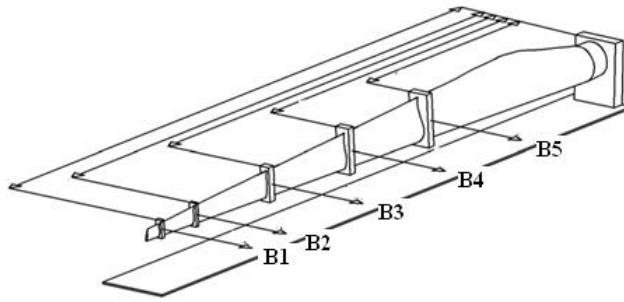
Figur 5.8 Strekkklapp plassering i en fullskalatesting [23]

Strekkklappene er alle plassert i lengderetningen av bladet som vist i figur 5.8. Disse strekkklappene har som formål å hjelpe oss å oppdage knekking eller lokaliserte bøyninger.



Figur 5.9 Forskyvningssensorer i bjelken

Forskyvningssensorene brukes i sertifiseringstester for å måle globale eller lokale deformasjoner. Figuren over indikerer hvordan det kan måle forvrengningen av profilen.



Figur 5.10 Skisse av vindturbinblad med fordelte laster [23]

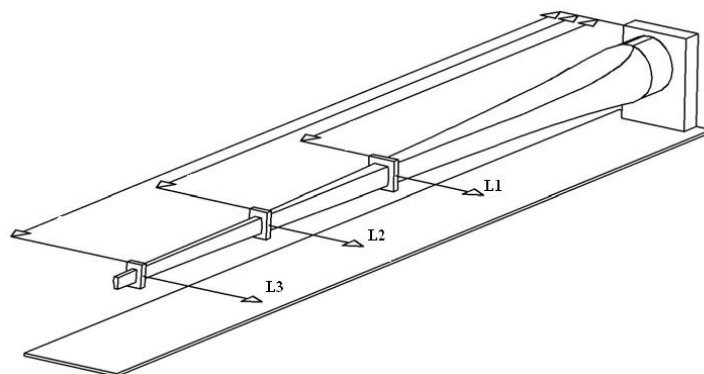
Figur 5.10 viser inndelingen av de antatte kreftene som utføres under testen. Slike tester gir oss en mulighet til å kunne bestemme de lasttilfeller det er behov for at bladet skal motstå påkjenninger fra omgivelsen. Disse lasttilfellene er alltid beregnet fra antagelser, og som gir bra overensstemmelse med de virkelige lastene bladene er utsatt for.

Derfor er det veldig viktig at disse antatte lastene som designes for turbinbladet er større enn de virkelige lastene. På den måten har vi sikkerhetsmarginer som gir oss den tryggheten for å være på sikker side. I tillegg til strukturen av bladet vil disse testene gi produsenter en mulighet til å validere ny design og forbedre påliteligheten i et selvstendig og konfidensielt miljø.

Bjelken i vindturbinbladet kan testes på samme måten som fullskalabladet. Figur 5.11 viser et bilde av en bjelketesting. Figur 5.12 viser last inndelingen av antatte laster for bjelketesten



Figur 5.11 Bilde av bjelke test



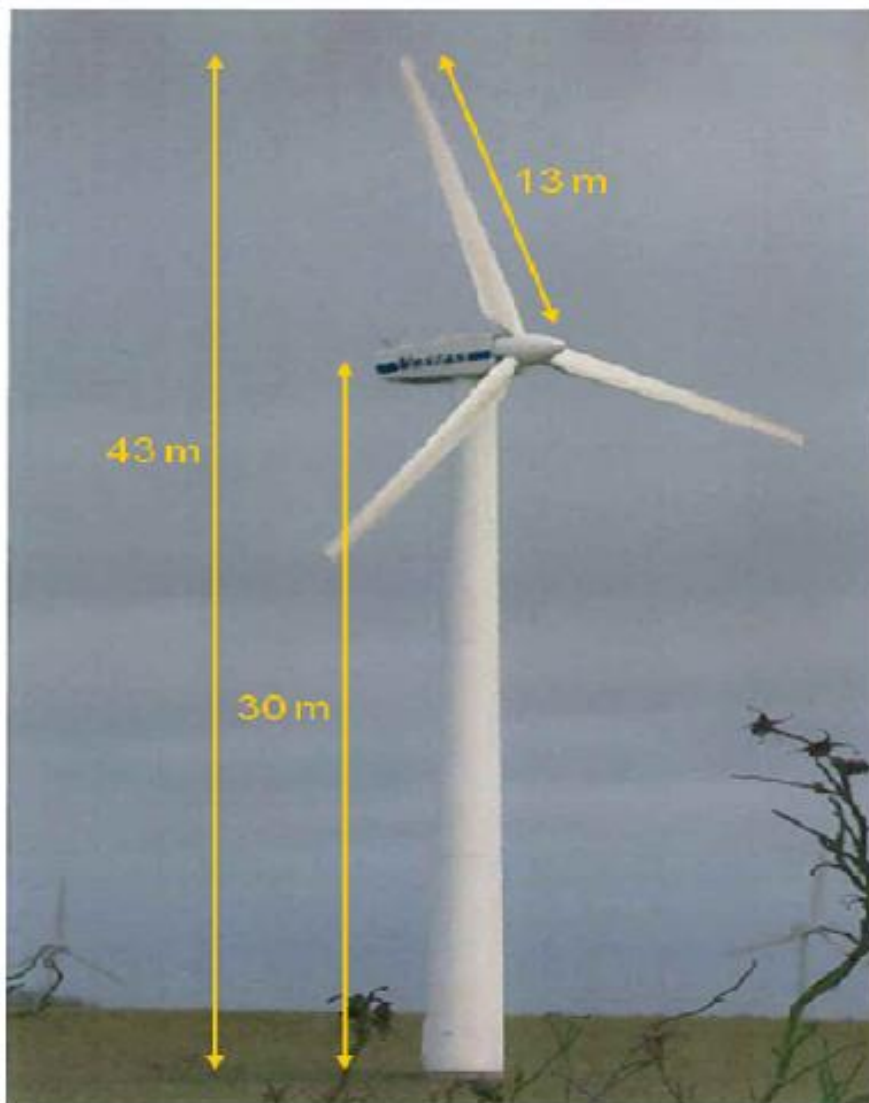
Figur 5.12 Skisse for bladbjelke med fordelte laster

6 Modellering av et vindturbinblad

6.1 Generelt

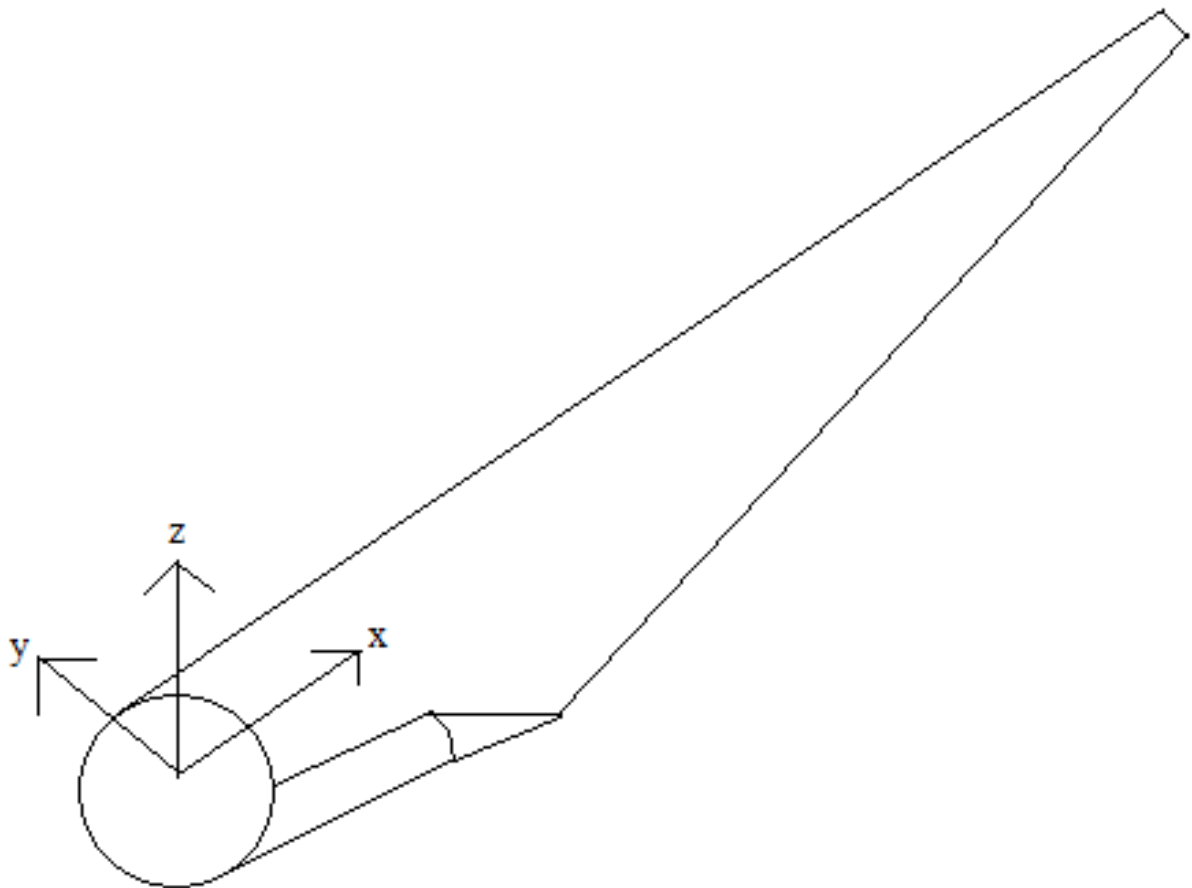
I denne delen av oppgaven studerer vi hvordan man kan modellere et fullskala vindturbinblad i et elementmetodeprogram. Elementmetodeprogrammene er utviklet for å dimensjonere store og kompliserte konstruksjoner. Ved hjelp av et numerisk beregningens program kan vi se på statiske deformasjoner av bladet ved ulike lastsituasjoner, og samtidig kan vi kontrollere egenfrekvenser og svingemoder for bladet, både med og uten last.

Etter nøye tenkning og rådføring med veileder har jeg bestemt meg tidlig å sette meg inn elementmetodeprogrammet ABAQUS til modelleringen. Bladet som skal modelleres er en del av en Vestas V27 oppstrøms vindturbin. Denne forskningsturbinen vil være 30 meter høy og ha en rotordiameter på 27 meter. Dette gir en totalhøyde på ca. 43 meter.



Figur 6.1 Vestas vindturbin [1]

Bladets grunnlagsdata er gitt av IRIS. Selv om vi har tilgang til alle de nødvendige dataene, vil likevel modelleringen av bladet som regel gjøres med en del forenklinger i forbindelse med utviklingen av modellen (forenklinger i både geometri og materialegenskaper). I tillegg er det gjort noen forenklinger på grunn av begrenset tidsforbruk (6 måneder). Det er imidlertid viktig å sørge for at modellens egenskaper, stivheter og randbetingelser stemmer best mulig overens med den virkelige bladkonstruksjonen, slik at resultatene blir så riktige som mulig.



Figur 6.2 Skisse av blad [15]

Elementmetoden eller elementanalysen er basert på å bygge et komplisert objekt med enkle blokker. Modellen for bladet deles da opp i små og håndterbare biter, eller såkalte elementer, i dette tilfelle skallelementer, som gis riktige dimensjoner, elastisitetsmoduler, densitet og randbetingelser, før bladet påføres laster som konstruksjonen skal kontrolleres for.

6.2 Spesifikasjon av møllen

Tabell 6.1 Spesifikasjon av møllen

Antall rotorblader	3 stk
Ende radius	13.50 m
Ende korde	0.47 m
Ende tykkelse	14 % av korde
Radius av rot	2.00 m
Rot korde	1.29 m
Rot base radius	35 % av korde
Bladprofilets lengde	0.5 m
Bladprofilets radius	11.50 m
Rotorbladets lengde	13.00 m
Rotorbladets overflateareal	11.5 m²
Rotorens rotasjonsareal	573 m²
Soliditet	6.01 %
Aspekt forhold	14.74
Ende hastighet	62.2 m/s
Reynolds tall ved ende	2000000.
Bjelke senterlinje	32 % av korde fra ledende kant
Bladets rotasjonsakse ved ende	8 % av korde fra ledende kant
Bladets rotasjonsakse ved rot	32 % av korde
Vinkel: bjelke og rotasjonsakse	0.5 grader
Bladets vekt	600 kg
Avstand til massesenter	4.8 m
Massens moment	29000 Nm
Masse treghetsmoment	22000 kgm²
Profil serie NACA	63.200 modifisert

6.3 ABAQUS

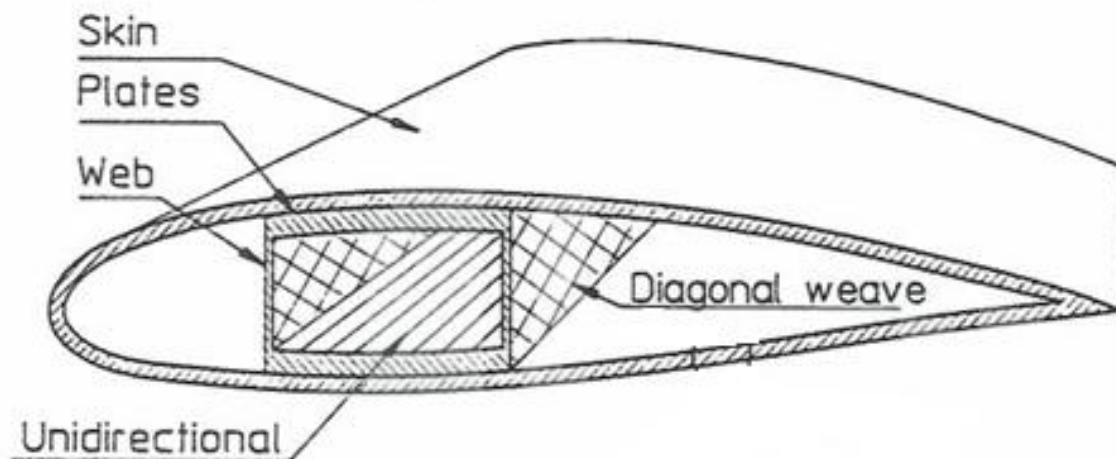
Bladmodellen i denne oppgaven er modellert i elementmetodeprogrammet ABAQUS. Modellen består av hud og en stiver. Huden består av 1020 noder og 990 elementer. Stiveren eller bladets bjelke består av 340 noder og 330 elementer. Totalt består hele bladet 1360 noder og 1320 elementer. Elementene er definert som skall der jeg valgte å dele dem opp som kvadratiske elementer. Det som er viktig her er at man velger ut et enhetssystem som tilsvarer de input dataene som blir lagt inn. Enhetene vist på Figur 6.3 er de som er tilgjengelig i programmet. Alle enheter som brukes i modelleringen er gitt i SI (mm).

Quantity	SI	SI (mm)	US Unit (ft)	US Unit (inch)
Length	m	mm	ft	in
Force	N	N	lbf	lbf
Mass	kg	tonne (10^3 kg)	slug	$\text{lbf s}^2/\text{in}$
Time	s	s	s	s
Stress	Pa (N/m^2)	MPa (N/mm^2)	lbf/ft^2	psi (lbf/in^2)
Energy	J	mJ (10^{-3} J)	ft lbf	in lbf
Density	kg/m^3	tonne/mm^3	slug/ft^3	$\text{lbf s}^2/\text{in}^4$

Figur 6.3 Enheter i Abaqus

6.3.1 Geometri

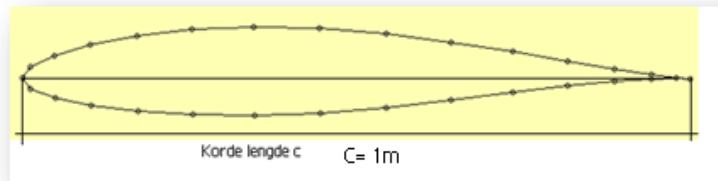
Vindturbinbladet består av en skalldel som blir forsterket av hullprofilbjelke. Bjelken strekker seg langsgående med bladet. Plasseringen av bjelken er på det området hvor de store belastningene av bladet befinner seg, slik Figur 6.4 viser. For å generere geometrien av bladet har jeg valgt å utvikle en input fil. Først startet jeg med å finne koordinatene X, Y og Z.



Figur 6.4 Geometri av Vestas vindturbinblad

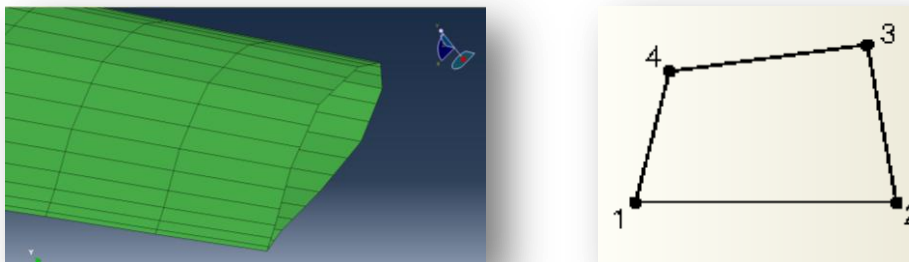
Geometrien og koordinatene av bladet varierer i hele bladets lengderetning. For å få med alle nødvendige koordinater langs bladet har jeg først brukt Javafoil (http://www.mh-aerotoools.de/airfoils/jf_applet.htm) som første hjelp til å finne de basiske koordinatene som utgangspunkt. Alle sammen har samme kordelengde på 1 m, se Figur 6.5.

Deretter justerte jeg kordlengden i forhold til de oppgitte verdiene som er mellom 0,47–1,29 m, for å ivareta profilvariasjonen.



Figur 6.5 Bladprofil med inntegnet korde

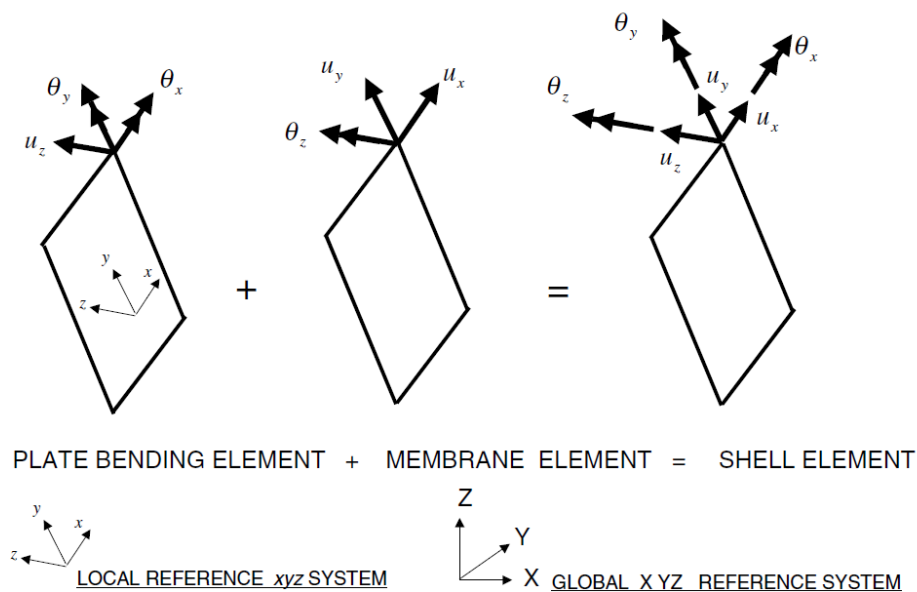
Abaqus programmet benytter numeriske teknikker for å integrere eller sette sammen de ulike seksjonene. I oppgaven blir elementene satt sammen kvadratisk, som gir den beste oppdelingen for analysen.



Figur 6.6 Element nummerering av bladet

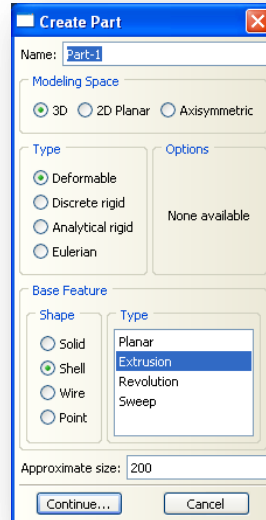
6.3.2 Skallelementer

Bladets seksjoner er modellert som skallelementer. Bruken av klassisk teori for vilkårlig geometri fører til utviklingen av høyere ordens differensiallikninger. Figur 6.7 viser dannelsen av skallelement.



Figur 6.7 Dannelse av Shell element

For å skape skall-elementer i ABAQUS: Fra menyen velger man opprett part og får opp Figur 6.8. Deretter velger man slik det er vist på figuren. Hele geometrien av bladet blir generert ved hjelp av en inputfil. ABAQUS funksjonen vist i Figur 6.8 er ikke blitt brukt for å skape geometrien i denne oppgaven.



Figur 6.8 Grafisk pre-prosesser i Abaqus

Som nevnt tidligere er geometrien av bladet laget ved hjelp av en inputfil. Geometrien jeg modellerer er blitt delt opp 48 biter med ca. 28 små elementer på hver seksjon. Denne oppdelingen er også den samme for bjelken. Først brukte jeg Excel for å forbrede input filen, hvor nodene og element nummereringen stemmer overens. Oppsettet vises på Tabell 6.2.

Tabell 6.2 Framvisning av inputfil

Noder	X	Y	Z
1,	466,15551,	-33,74266,	0.
2,	457,70104,	-28,87814,	0.
3,	441,14848,	-19,42641,	0.
4,	417,34481,	-5,45128,	0.
5,	387,80847,	13,37938,	0.
6,	353,46237,	36,16246,	0.
7,	314,37102,	60,5072,	0.
8,	270,53739,	83,24776,	0.
9,	224,12772,	102,00223,	0.
10,	178,06651,	114,7584,	0.
11,	134,30838,	120,02453,	0.
12,	92,77168,	117,18318,	0.
13,	54,25868,	107,1978,	0.
14,	25,30911,	93,77773,	0.

Hvis vi bruker som eksempel at den første seksjonen er NACA 63-214 med en kordlengde på 0,47 m, til å illustrere hvordan jeg utviklet inputfilen til å kople sammen både elementene og seksjonene generelt.

Tabell 6.3 Oppsett for noder, seksjon NACA63.214

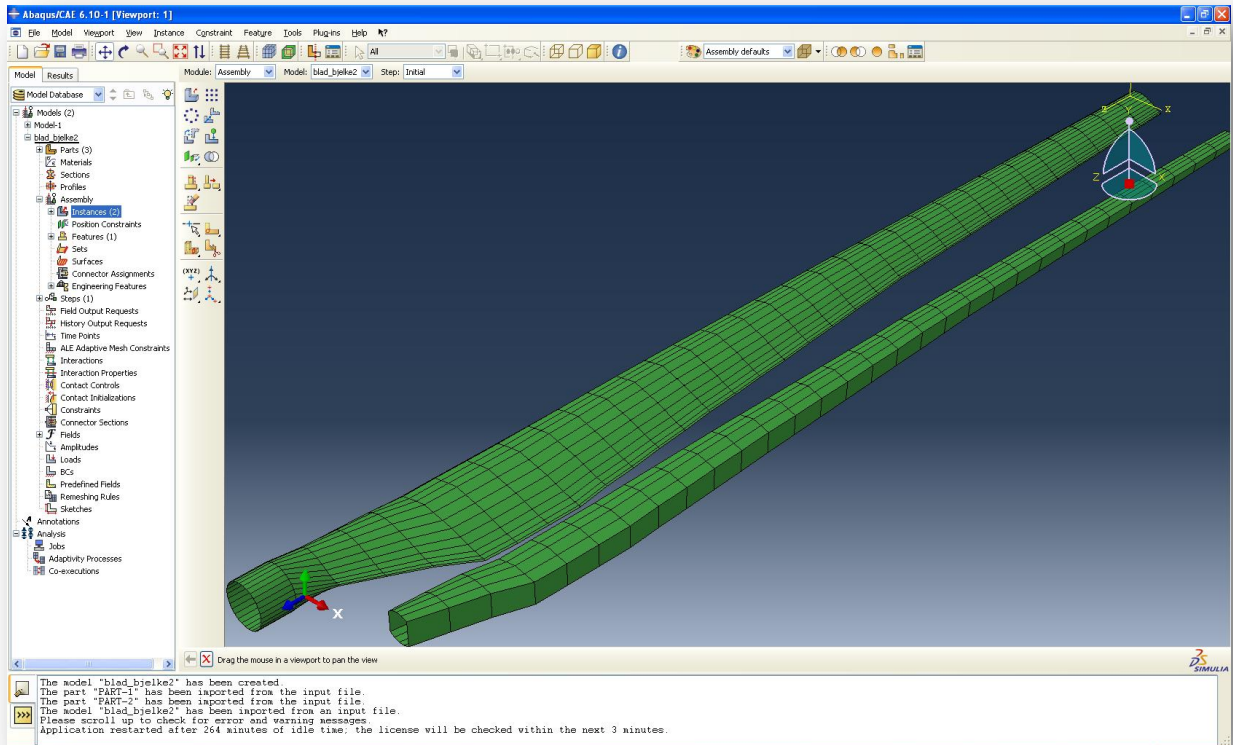
Noder	X	Y	Z
1,	466,15551,	-33,74266,	0.
31,	466,15551,	-33,74266,	393.939392
32,	457,70104,	-28,87814,	393.939392
2,	457,70104,	-28,87814,	0.
33,	441,14848,	-19,42641,	393.939392
3,	441,14848,	-19,42641,	0.
.	.	.	.
.	.	.	.

Slik fortsetter nodene helt til geometriens noder er på plass på de riktige posisjonene i forhold til koordinatene. Etter det oppgir jeg nummereringen av elementene, og på den måten koples de sammen.

Tabell 6.4 Oppsett for elementnummerering

Elementer	Node 1	Node 2	Node 3	Node 4
1	1	31	32	2
2	2	32	33	3
3	3	33	34	4
.
.

Resultatet blir seende ut som vist på figur 6.9. Dette bildet viser kun skallet av bladet. Når det gjelder egenskapene for huden og bjelken blir det lagt inn direkte fra programmet, eller dette kan også skrives inn som koder i inputfilen. Når alle noder og elementene er oppgitt i inputfilen, bli inputfilen importert inn i ABAQUS og geometrien blir slik figuren under indikerer både for huden og bjelken som er de to delene bladet består av.



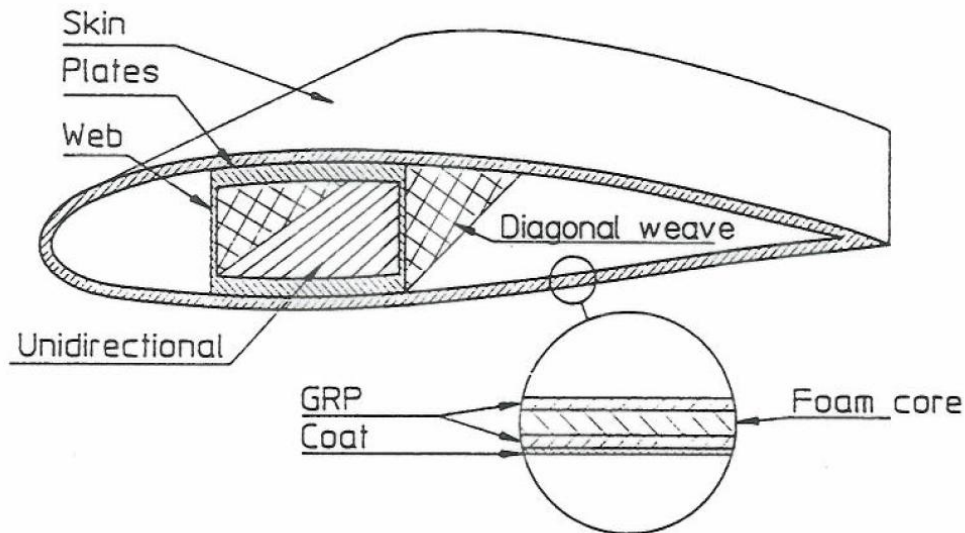
Figur 6.9 Blad & bjelke separert

Etter at input filen er ferdig og lastet opp som geometriske modeller, er den klar for de analysene vi skal utføre. Disse partene ligger nå separert ved å vise at bladet består av en del for hud og en for bjelken, slik Figur 6.9 viser.

Grunnen til jeg valgte og sette opp to parter i stedet for en sammensatt part er at det gir bedre mulighet til å kunne analysere partene hver for seg og det er enklere å angi material- og profilegenskapene. I ABAQUS er det mulig og sette dem sammen som en part etter at definisjon av egenskaper til bladet er gitt.

6.3.3 Bladetsoppbygning

Bladet er bygget opp av mange seksjoner som har en langsgående bjelke. Bladets seksjoner er en modifisert utgave av NACA 63.214 – 63.235. Bladet er bygget opp slik vi ser det på Figur 6.10. Komposittkonstruksjonen er delt opp lagvis, bestående av to sterke ytre lag og et lettvekts innvendig material, såkalt sandwichmaterial. Denne kombinasjonen gir en meget sterk sammensetning som har meget lav egenvekt.



Figur 6.10 Tverrsnitt av bladet

Sandwichmaterialet i dette bladet består av to lag med glassfiberarmert polymerer GRP og et lag av kjernemateriale, se Figur 6.10. De to lagene av GRP fungerer som bladets hud. Materialandelen av glassfiberarmert polymer (GRP) er avhengig av tykkelsen av bladets hud. Vanligvis består GRP av 60 % av fiber og 40 % polymerer [27]. Samme materialet brukes også for bjelken.

Polymerene som brukes er umettet polyester. Polyestere brukes i 3 ulike applikasjoner:

- Resin som brukes som matrise i laminatet
- Pasta som brukes til liming av GRP delene sammen
- Gelcoat for overflate og miljøvern

I tillegg brukes epoksider til å lime stålet i bladet til sandwich materialet, som kobler sammen rotoren og bladet.

6.3.4 Glass fiber

Glassfiberarmert plast er et plassprodukt, typisk polyester eller vinylester, som er forsterket med glassfiber. Fiberforsterkningen som vi er opptatt av er basert på forskjellige kategorier, i vår tilfelle er det basert på E-glass fiber. Disse fibre brukes i forskjellige variasjoner, som matter eller veving. I en optimal kombinasjon med innvendig material gir det en meget god styrke kombinert med lav vekt.

6.3.5 Kjerneduk

Kjernemateriale er lette å forme inn i en støpeform. Duken er delvis eller fullstendig mettet i bindestoff, på samme måte som forsterkningsfibrene. De mekaniske egenskapene og vekten bestemmes av tetthet og tykkelse på skummet som benyttes.

For bjelkens steg og flens skal egentlig verdiene for E-modulen variere, men forenklet til at det legges kun et material med samme egenskap for hele bjelkeprofilen.

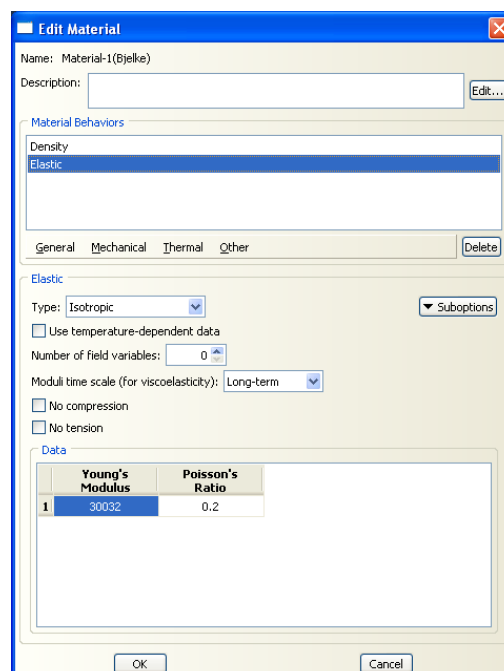
I modelleringen av bladet har jeg valgt å forenkle ved å dele opp i to materialer; ett for huden til bladet og ett for bjelken. Der hvor det er valgt homogene og isotropiske material-egenskaper, dvs. der hvor det ikke er tatt hensyn til de forskjellige orienteringene av de forskjellige fibermateriallag. Mer informasjon for materialegenskapene til bladet er gitt i Vedlegg A. For analysen i Abaqus har vi lagt inn disse i materialegenskapene:

- Blad hud:
 - tykkelse= 3 mm
 - E-modul = 12566 MPa
 - densitet= 1632 kg/m³
 - poisson ratio = 0,2

- Bjelke:
 - tykkelse= 15 mm
 - E-modul = 30032 MPa
 - densitet= 1759 kg/m³
 - poisson ratio = 0,2

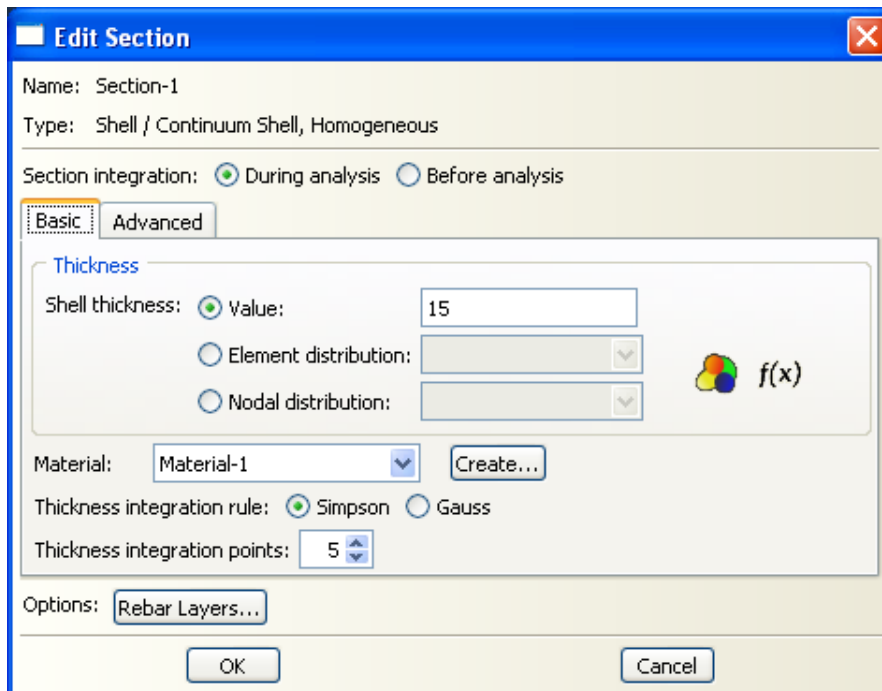
Definisjon av materialet i elementmetodeprogrammet er som vist i Figur 6.11.

Figurene under av ABAQUS baserer seg ABAQUS 6.10-1 som er den siste versjonen av programmet i 2011.



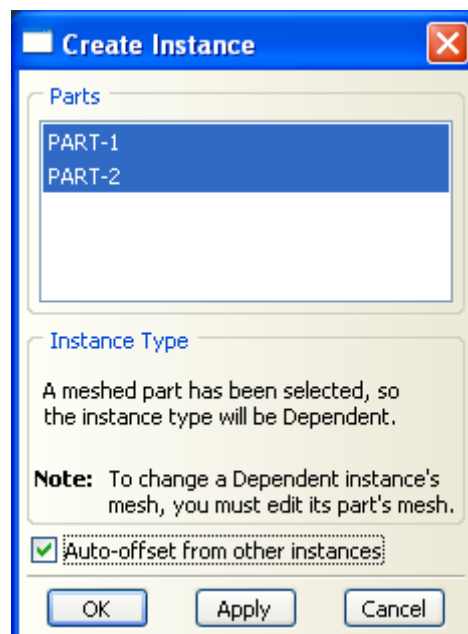
Figur 6.11 Abaqus Material tools

Etter materialet er definert blir det knyttet til seksjonsegenskapene til geometrien.



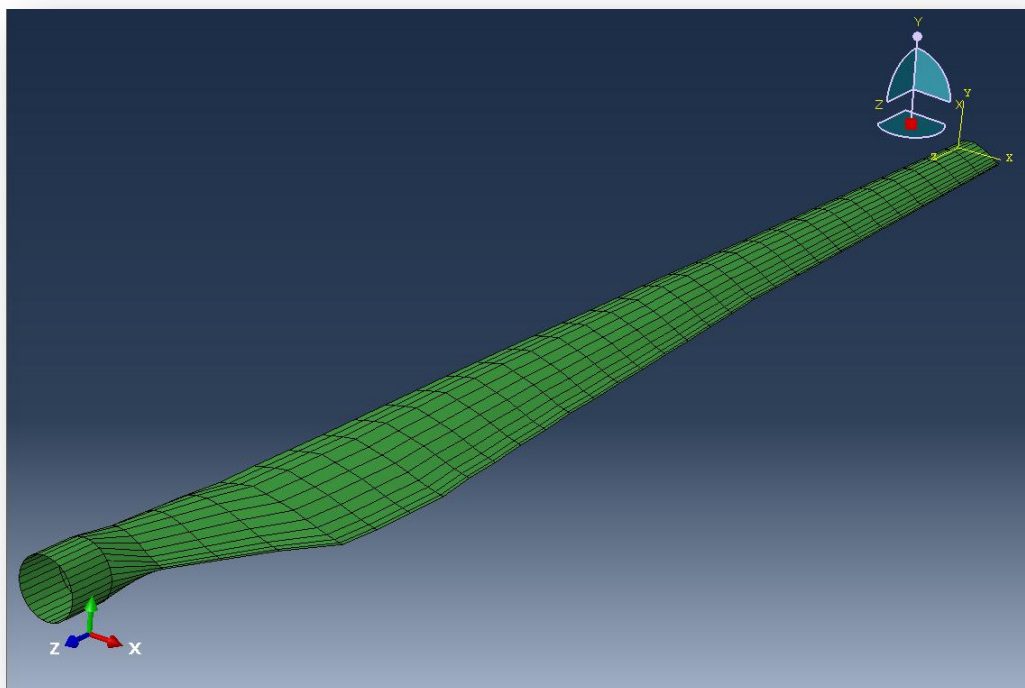
Figur 6.12 Seksjonegenskaper for bjelke

Neste steg er å sette geometriene sammen, og det gjøres ved å velge **Assembly** → **Instances**



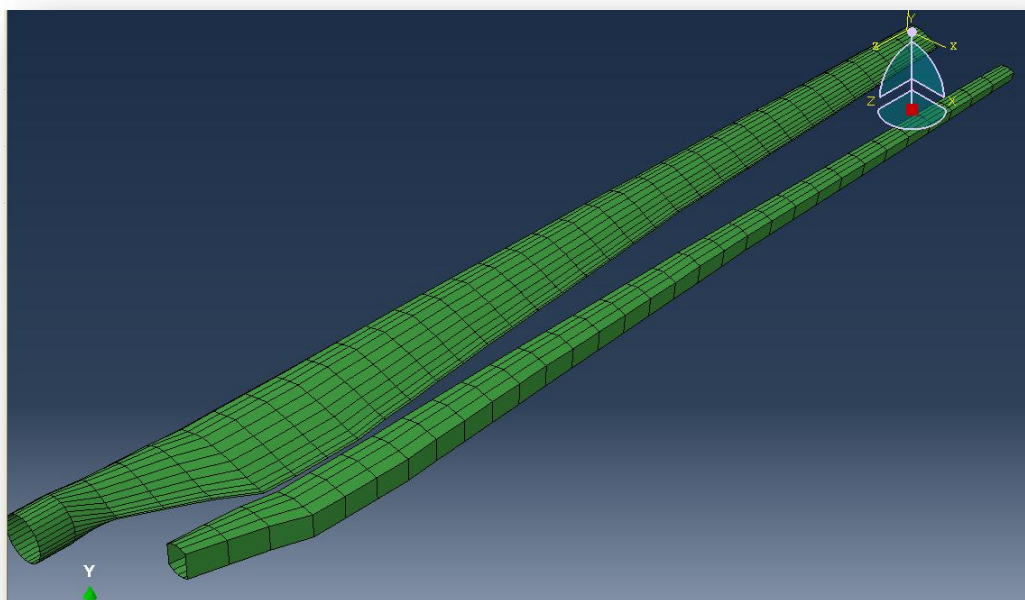
Figur 6.13 Sammensetting av Part-1 og Par-2

Vi får da Figur 6.13 opp. Part-1 og part-2 er huden og stiveren av bjelken, merker dem velg deretter ok. Vi får sammensetting av huden og bjelken. Se Figur 6.14.



Figur 6.14 blad NACA 63.214-63.235

Figur 6.14 ser det ut som vi kun ser huden av bladet, men hvis vi krysser av **Auto-offset from other instances** vil vi ha muligheten til å kunne dele opp de to partene bladet inneholder hver for seg. Se Figur 6.15



Figur 6.15 Hud og Stiver i vindturbinbladet NACA 63-200

Etter som bladet er sammensatt og alle egenskaper for geometrien er satt sammen, setter vi opp laster og randbetingelser for bladet.

6.4 Last

Laster som ble brukt i analysen av vindturbinbladet er egenvekten av bladet og en påført last. Verdiene av den påførte lasten har vi fått ut av rapporten fra 88-12-08/AB V27 Encl. 5. A1. Se vedlegg A (s. A-7)

6.4.1 Påført last

Vind data:

Bruker vindhastigheten som er oppgitt i 88-12-08/AB V27 Encl. 5. A1.

$$V_{Kast} = 50 \frac{m}{s} \quad (6.1)$$

Der, V_{Kast} er det ekstreme vindhastigheten for vindturbinen

Tabell 6.5 Blad data

Korde lengde ved rot ende av blad	$C_{rot} = 1.366 \text{ m}$
Korde lengde ved tupp av blad	$C_{tup} = 0.47 \text{ m}$
Rotor radius til rot ende av blad	$r_{rot} = 1 \text{ m}$
Rotor radius til tuppen	$r_{tup} = 13.5 \text{ m}$
Bladprofilets tykkelse ved rot	$t_{rot} = 0.384$
Bladprofilets tykkelse ved tupp	$t_{tup} = 0.14$
Bladets formfaktor	$k_{formfaktor} = 1.38$

Luftrykk:

$$P_{Trykk} = \left(\frac{1}{2} \times \rho \times V_{Kast}^2 \times k_{ff} \right) = [\text{Newton}] \quad (6.2)$$

Moment:

$$M = \frac{1}{6} \times \rho \times \frac{(C_{rot} - C_{tup}) \times (r_{tup} - X)^3}{r_{tup} - r_{rot}} + \frac{1}{2} \times \rho \times C_{tup} \times (r_{tup} - X)^2 = [\text{kNm}] \quad (6.3)$$

Hvor; ρ er luftens tetthet $\left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right)$; k_{ff} er vindturbinbladets formfaktor; V_{Kast} er vindhastighet i $\frac{\text{m}}{\text{s}}$.

Tabell 6.6 Korde og bladareal

Radius m	Korde m	Areal m ²
0	1.438	12.878
0.5	1.402	12.168
1	1.366	11.476
2	1.294	10.146
3	1.223	8.8875
4	1.151	7.7005
5	1.079	6.5855
6	1.008	5.542
7	0.936	4.570
8	0.864	3.670
9	0.793	2.0815
10	0.721	2.0845
11	0.649	1.3995
12	0.578	0.786
13	0.506	0.244

Verdiene fra tabellen er basert på beregninger fra [15] som baserer seg på samme blad som jeg modellerer. Laster som er påført finner vi ved;

Laster:

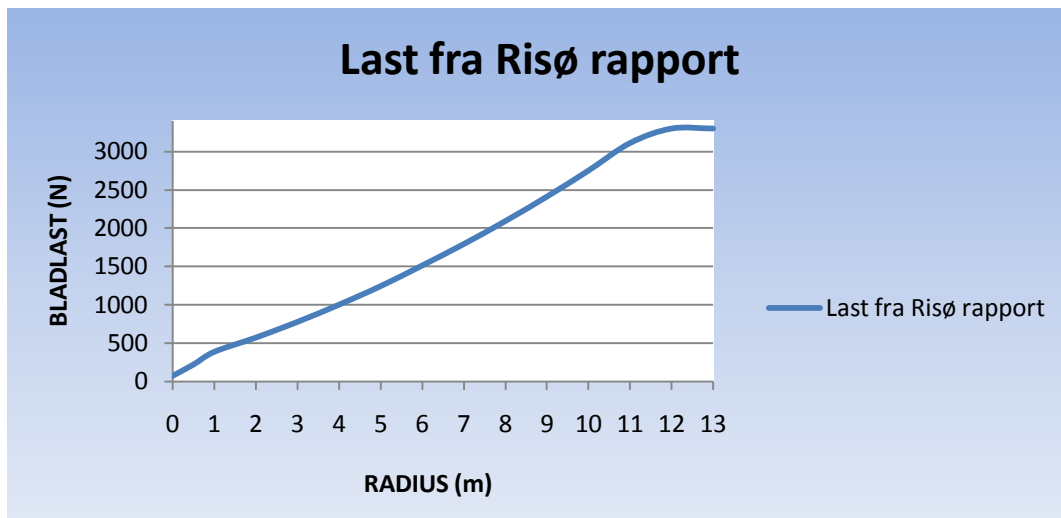
$$F = P_{Trykk} \times A \quad (6.4)$$

Der A er areal av rotorskiven. De laster vi bruker referer jeg til utregningene fra rapport fra Risø rapport (88-12-08/AB Vedlegg A). Lastene og deres plassering er vist i tabell 3 og 4.

Tabell 6.7 Laster fra Risø Rapport

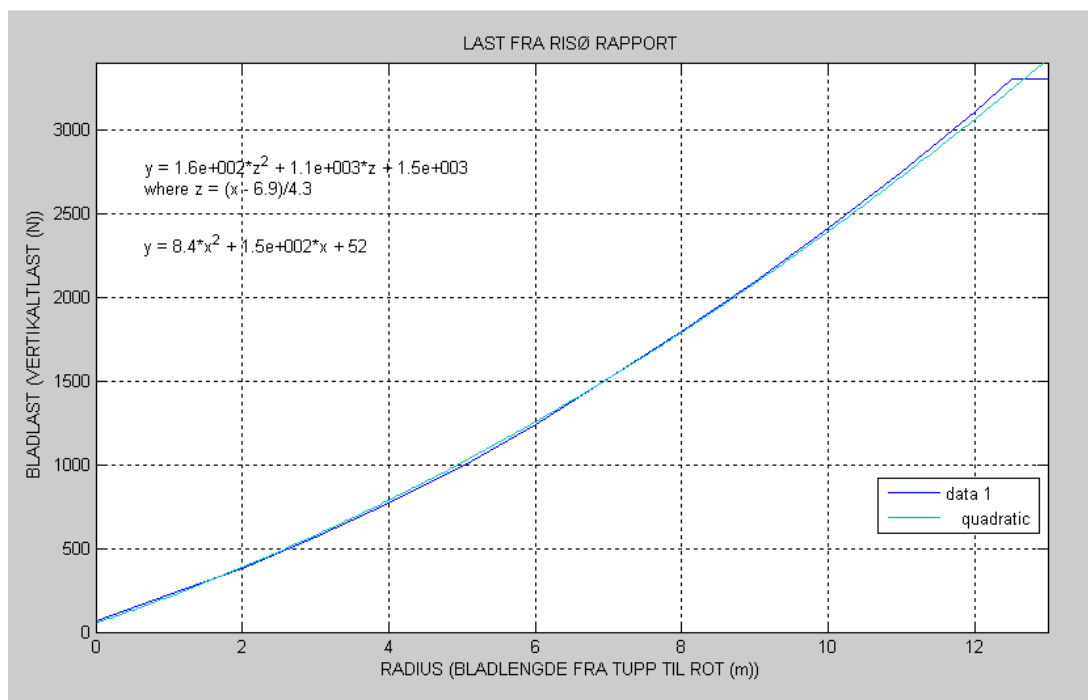
Radius/Lengde (m)	Last (N)
0	70
1	220
2	380
3	570
4	770
5	990
6	1510
7	1790
8	2090
9	2410
10	2750
11	3110
12	3300
13	3300

Lasten som er påført bladet er fordelt i nodene av bladet, satt som funksjon av lasten og er som vist i Figur 6.16.



Figur 6.16 Last fra Risø rapport på bladet

Figur 6.17 illustrerer bladlast som funksjon av bladlengden fra tupp til den andre enden. Ligning (6.5) beskriver denne funksjonen.



Figur 6.17 Beregnet bladlast som funksjon av avstand fra bladets tupp

$$F_y = 8.4 \times Z^2 + 1.5e + 02 \times Z + 52 \quad (6.5)$$

Hvor, Z er bladets horisontale retning i ABAQUS.

Før lasten settes inn i ABAQUS programmet må vi bestemme hvilken randbetingelse vi bruker i analysen, i dette tilfelle vil bladet beregnes som fast innspent. I ABAQUS settes randbetingelsene slik;

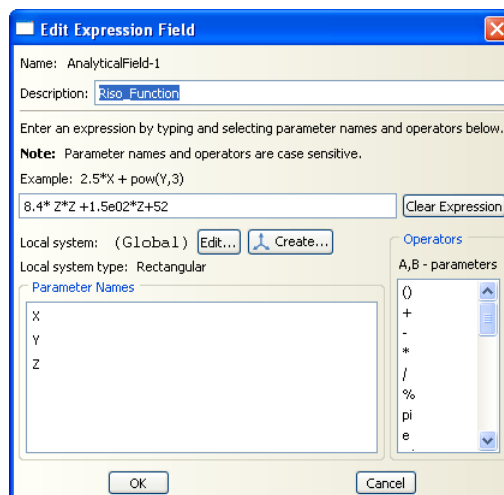
Load → **BCs** → **select regions for the boundary condition** → **done**

Vi får opp denne input boksen se Figur 6.18.



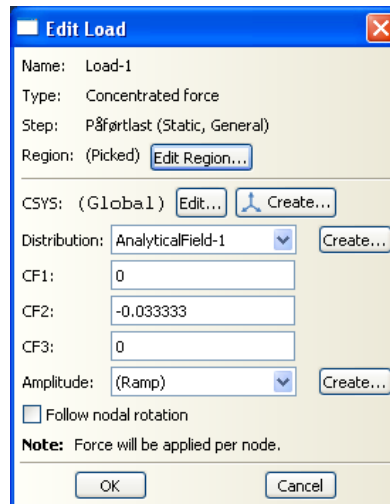
Figur 6.18 Input boks for bladts grensebetingelse

Etter at randbetingelsene er definert vil sette lasten som funksjon ved å benytte **Load** → **Loads** → **select points for the load** → **done**, etter boksen i Figur 6.20 kommer opp → ved distribution **Creat** vi får opp da Figur 6.19



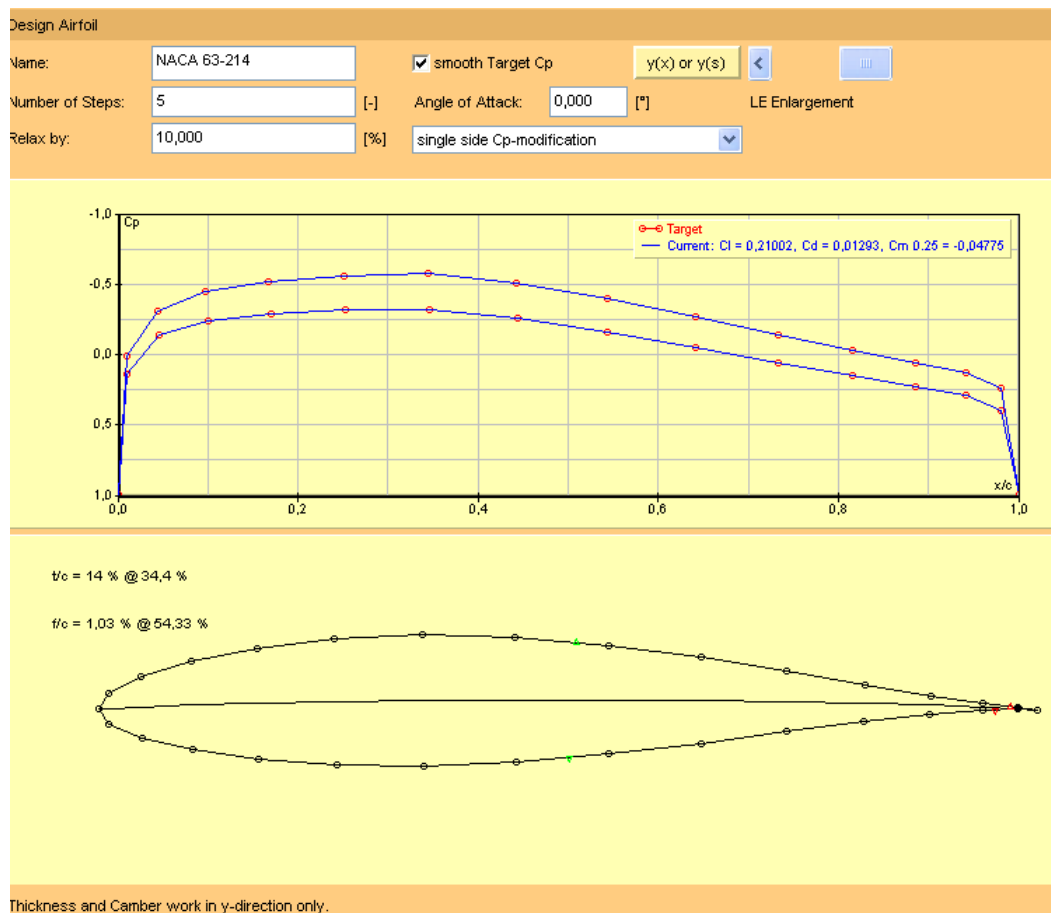
Figur 6.19 Last funksjon

Etter funksjonen er satt inn i input boksen → velg **OK**. Vi kommer dermed til Figur 6.19 som vi setter inn verdien for lasten slik figuren viser. Last verdien 0,0333 er kommet ut i fra de nodene lasten skal fordeles, som er 30 noder. 1/30 er det som står i CF2.



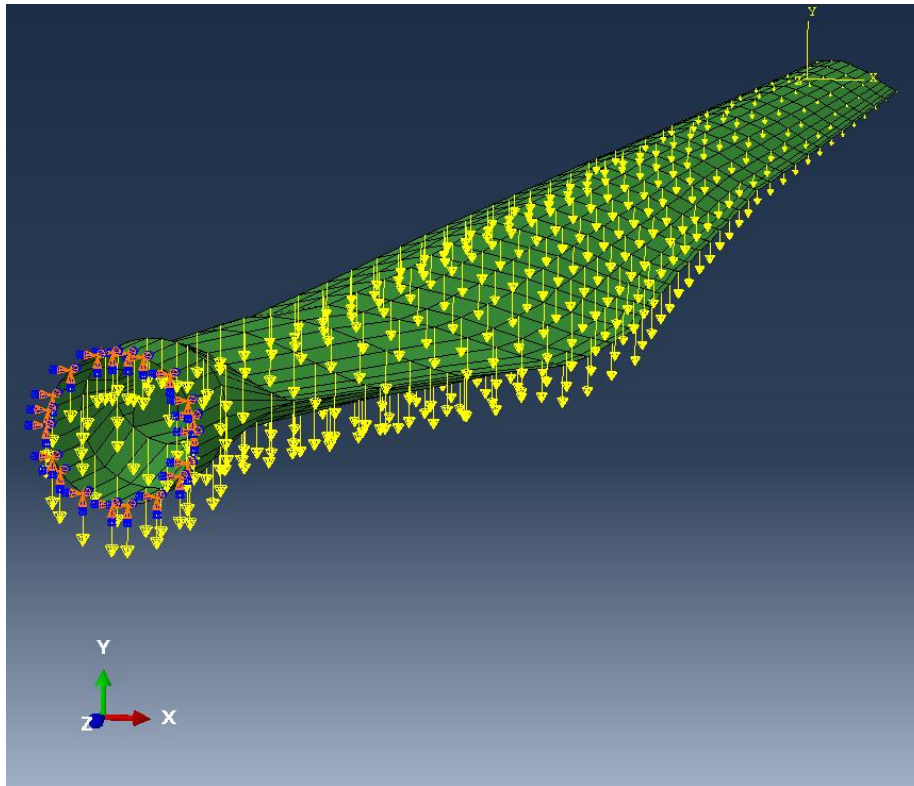
Figur 6.20 Påført last som funksjon

Last på vindturbinbladet er fordelingen ikke foretatt for hver enkelt seksjon, men er fordelt i seksjonens noder slik Figur 6.22 viser. I tilfelle vi burde ha tatt hensyn til lastfordelingen i hver seksjon måtte vi ha utviklet en funksjon som legger til den riktige last fordelingen bladet er utsatt for. Disse funksjonene for hver profil kan man regne ut fra kurver for kraft koeffisienten. Dette kan være en relevant problemstilling senere hvis man vil utvikle modellen til å gi mer nøyaktig analyser. For NACA 63-200 vil en slik kurve se ut som vist i figuren under:



Figur 6.21 Generell kurve for kraftkoeffisient for NACA 63.200

Etter at last-inputtene er definert i programmet vil det grafiske bilde av bladet se ut som vist i Figur 6.22. I tillegg viser figuren også randbetingelsene for bladet. De gule pilene indikerer lasten, mens randbetingelsen er gitt ved de orange fargene. Bladets randbetingelse er antatt som fast innspent utkraget bjelke.



Figur 6.22 Blad med last og randbetingelser

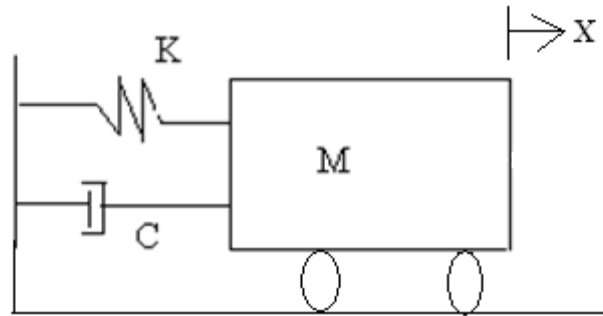
Nå som både egenskapene og randbetingelsene er oppgitt vil modellen være klar for analyse. Som nevnt tidligere skal bladet analyseres for statiske laster som gir spenninger og deformasjoner, samt egenfrekvenser og svingeformer.

6.5 Egenfrekvens og egsvingeformer

Egenfrekvenser og svingeformer for bladet er foretatt i ABAQUS med den samme elementmodellen som den statiske analyse modellen. I motsetning til vanlige statiske analyser hvor bare systemstivheten og lastene bidrar, er det her systemets stivhet og masse som bidrar i analysen for å finne systemets egenfrekvenser. Dette blir brukt for å estimere deformasjoner og svingningene bladet er utsatt for. Den dynamiske responsen til hele bladet beregnes ved å lage en strukturmodell ved hjelp av prinsippet for virtuelt arbeid.

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F \quad (6.6)$$

hvor K er stivhetsmatrise, C er dempingsmatrise, M er massematrise og X er forskyvningen for hver frihetsgrad. F er kraftvektor for eksterne krefter. Antall elementer tilsvarer antall frihetsgrader i systemet. For å spare beregningstid er det hensiktsmessig å redusere antall frihetsgrader i et system.



Figur 6.23 System med en frihetsgrad

Fri-vibrasjonen (det vil si $F(t) = 0$) for et udempet system (udempet; det vil si $C = 0$) med en frihetsgrad som beskrives av stivhetsmatrisen K og massematrisen M vil ha et sett egenfrekvenser ω_n av formen:

$$M\ddot{X} + KX = 0 \quad (6.7)$$

Antar her,

$$X(t) = A \sin(\omega t) \quad (6.8)$$

hvor A er Amplituden og ω er frekvens oscillasjon. Ved å derivere med hensyn på (t) , finner vi \dot{X} , \ddot{X} og setter inn i formel 7.1. Videre er relasjonen mellom vinkel egenfrekvensen φ og egenfrekvensen gitt i uttrykket:

$$(K \div \omega^2 M)\varphi = 0 \quad (6.9)$$

Videre blir uttrykket:

$$|K \div \omega^2 M| = 0 \quad (6.10)$$

når

$$\omega_n = \sqrt{\left(\frac{K}{M}\right)} \quad (6.11)$$

$$f = \frac{\omega}{2\pi} \quad (6.12)$$

Hvor ω_n er systemets egenfrekvens og f er systemets periode. Stivhets- og massematrisen har dimensjonen antall frihetsgrader. Når egenfrekvensene er funnet kan man finne de tilhørende egenvektorer eller svingformer.

I vår oppgave kan vi kontrollere bladets egenfrekvenser ved å benytte uttrykk for vinkel egenfrekvensen for en bjelke av lineærelastisk materiale med konstante tverrsnitt og masse per lengdeenhet. Uttrykket er gitt ved:

$$\omega_n = \frac{D}{l^2} \sqrt{\left(\frac{EI}{\mu}\right)}, \quad n = 1, 2, 3 \dots \quad (6.13)$$

Hvor, EI er bøyingsstivheten, μ er massen av tverrsnittet, l er bladet/bjelkens lengde, D er for $n = 1, 2, 3, 4$ og $5 \rightarrow D_1 = 3.52, D_2 = 22.4, D_3 = 61.7, D_4 = 121.0, D_5 = 200$

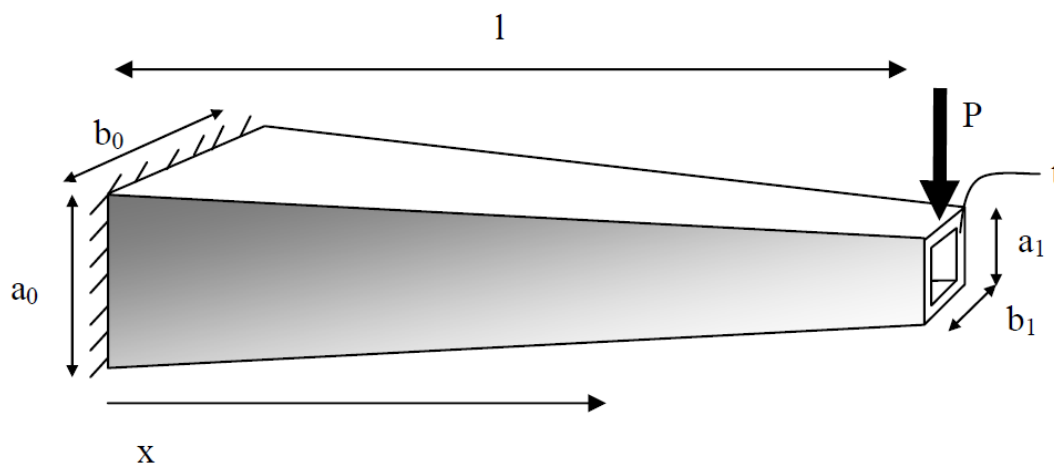
D -verdiene benyttes kun når vi utfører den forenklete beregningen.

For disse forutsetninger for tverrsnittet vil arealet og treghetsmomentet av bjelke profilen beregnes av formelen:

$$A = b \times h \div (b \div t) \times (h \div t) \quad (6.14)$$

$$I = \left(\frac{b \times h^3}{12}\right) \div (b \div t) \times \frac{(h \div t)^3}{12} \quad (6.15)$$

hvor b er bredden av tverrsnittet, h er høyden av tverrsnittet, t er tykkelsen av tverrsnittet.



Figur 6.24 Bjelke med varierende tverrsnitt

For å finne bøyingsstivheten for et varierende tverrsnitt kan vi benytte oss dette uttrykket:

$$I(x) = \frac{(b_0 + (b_1 - b_0)\frac{x}{l})(a_0 + (a_1 - a_0)\frac{x}{l})^3 - ((b_0 + (b_1 - b_0)\frac{x}{l}) - 2t)((a_0 + (a_1 - a_0)\frac{x}{l}) - 2t)^3}{12}$$

$$A(x) = (b_0 + (b_1 - b_0)\frac{x}{l})(a_0 + (a_1 - a_0)\frac{x}{l}) - ((b_0 + (b_1 - b_0)\frac{x}{l}) - 2t)((a_0 + (a_1 - a_0)\frac{x}{l}) - 2t)$$

hvor a_0, a_1, b_0, b_1 er tverrsnittets høyde og bredde, se Figur 6.24 for framvisningen av tverrsnittdata.

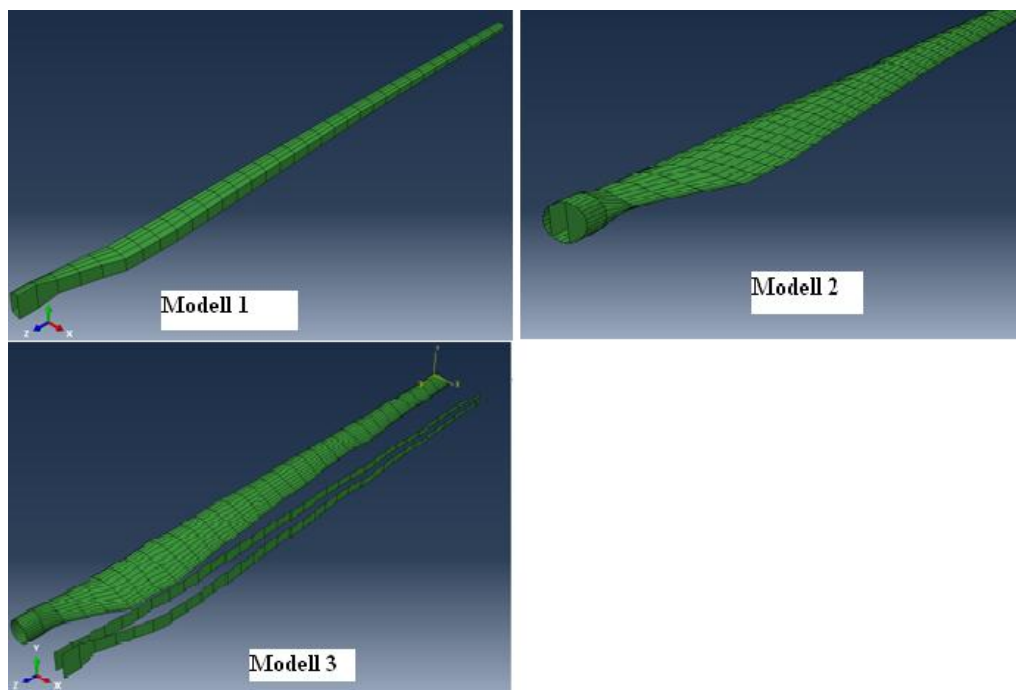
I ABAQUS regner programmet selv stivhetene. Vi er interessert å se på egenfrekvensene for de første 5 eller 10 modene.

7 Analyse og resultater

Analysen i denne oppgaven er gjennomført med elementmodellen som var beskrevet i kapittel 6. Modellen er modellert i ABAQUS ved hjelp av 1360 skallelementer av typen homogene kontinuum skall. Modellen holdes fast mot samtlige forskyvninger og rotasjoner ved innfestningen. Belastningen av bladmodellen er fordelt på hele bladet ved å sette konsentrert last i bladets noder som er totalt 1360 i antall. Figur 6.21 viser hvordan belastningen er fordelt i bladets modell. Etter at en modell er produsert, har man mulighet til å foreta flere interessante parameterstudier og analyser. I dette studiet har vi hatt som plan å utvikle en god modell i riktig størrelse av vindturbinbladet NACA 63-200. Noen begrensninger har vi tatt underveis i forhold til tidsperspektiv av masteroppgaven. Derfor har vi i denne oppgaven, som tidligere nevnt, valgt å se på tre ulike modeller av bladet:

1. Modell med bare stiver / bjelke
2. Modell med sammensetting av blad hud og bjelke
3. Modell med sammensetting av blad hud og bjelke, der bjelke flenser blir fjernet

Disse analysene er lineære med hensyn på geometri og materialegenskaper. Figurene under viser de grafiske modellene og grafiske analysene i ABAQUS, der det framvises forskyvningsplott, spenningsplott og egenfrekvens for node- inndelingen. Figur 7.1 viser bladmodellene som er analysert i ABAQUS.



Figur 7.1 Modellene som er blitt analysert i ABAQUS

Tabell 7.1 Materialeenskaper for de 3 bladmodellene

Data -	Bjelke tverrsnitt	Skall generelt	Skall (6 siste seksjoner)	Bjelke uten flens
<i>E-modul Mpa</i>	30032	12566	12566	30032
<i>Tykkelse m</i>	15	3	30	15
<i>Densitet kg/m³</i>	1759	1632	1632	1759
<i>Poisson ratio</i>	0,2	0,2	0,2	0,2

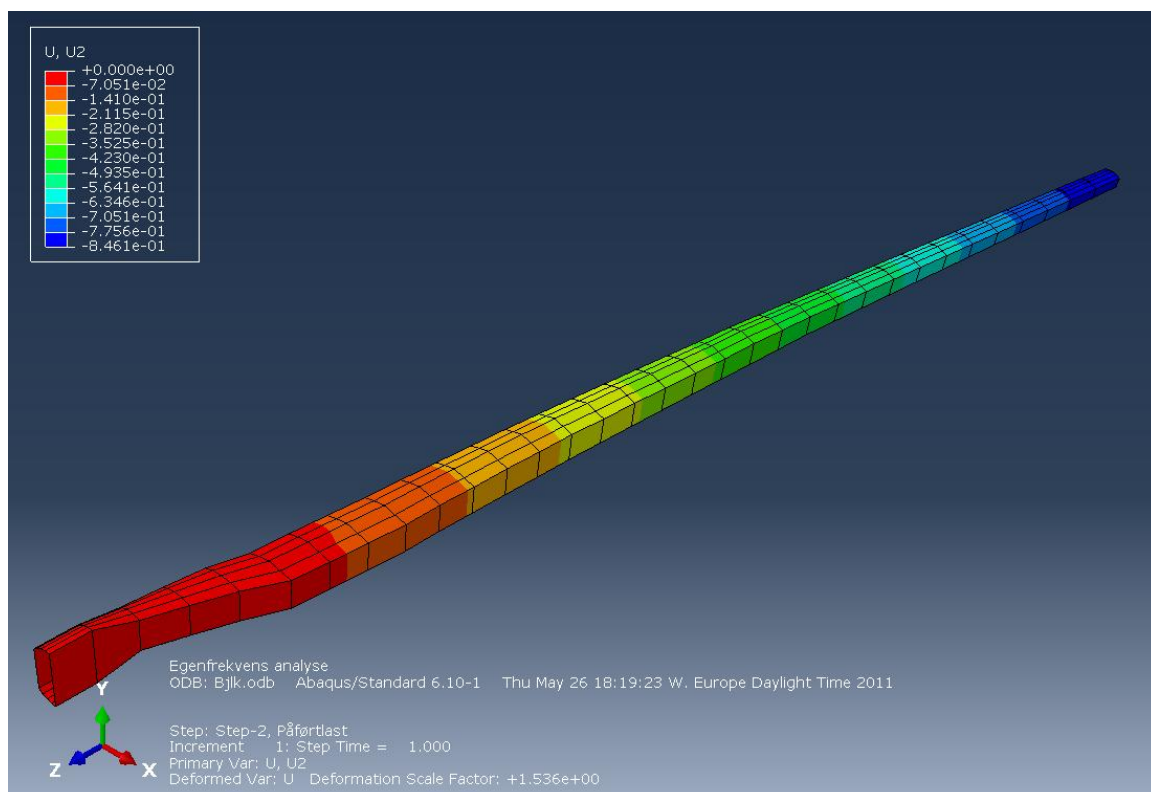
7.1 Resultater

All modellering av oppgaven er som nevnt tidligere gjort i ABAQUS CAE. Resultatene vi får i analysen fra ABAQUS bekrefter at modellen er god nok, og at analyseresultatene er i nærheten av resultater fra Risø, men at det vil forekomme noen avvik ved sameligning.. Forenklingene berører bladgeometrien og materialeegenskapene. Dette vil påvirke analysene vi utfører i ABAQUS. Hvor store avvikene blir, framvises i resultatene som drøftes i kapittel 7 og vedlegg C. I tillegg viser Vedlegg A resultater fra Risø.

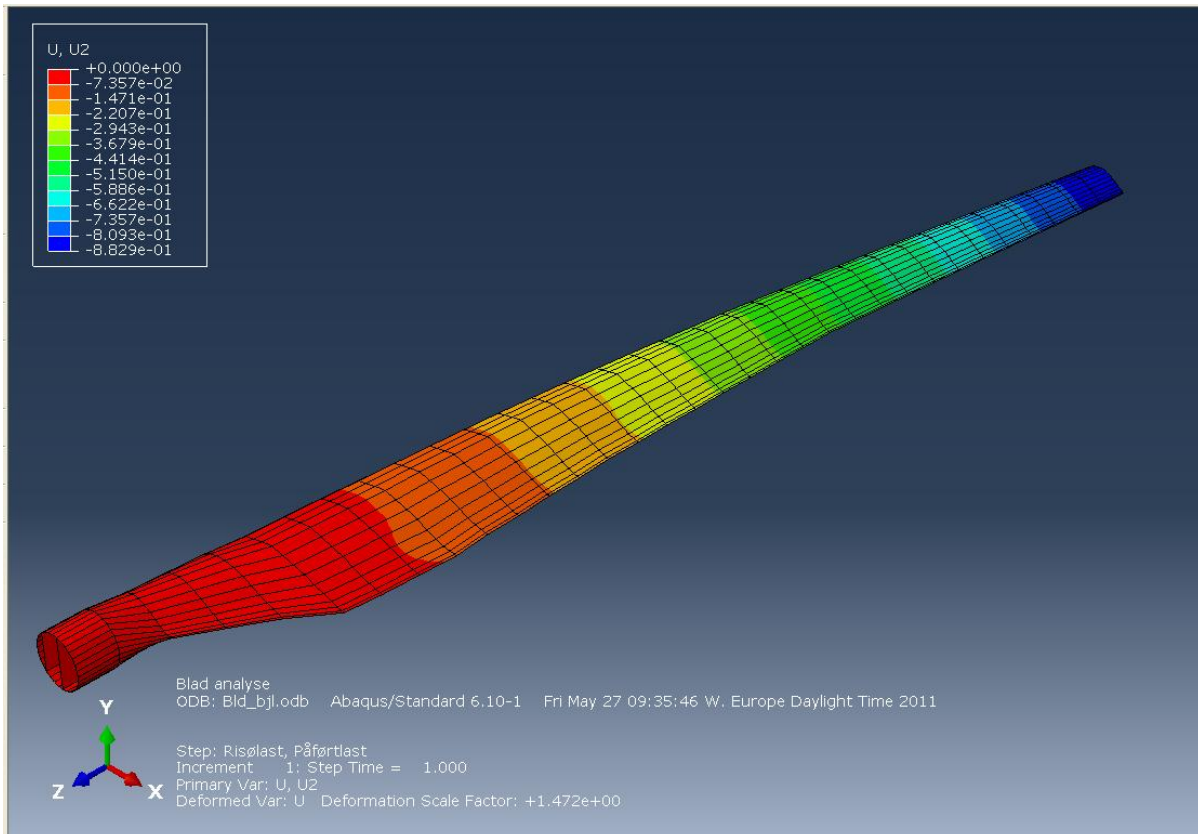
De resultatene vi har satt oss som mål å få ut av elementmetodeprogrammet er forskyvning, spenninger og egenfrekvenser. Som nevnt tidligere er det gjort tre forskjellige analyser der vi analyserte kun bjelken av bladet, neste for komplett blad med både hud og bjelke og tilslutt en modell som består fortsatt hud og stiver, men vi fjernet flensene av bjelken der vi gjerne vil undersøke at koplingen mellom bjelken og huden er sammenføyd. Figur 7.2, 7.3 og 7.4 viser forskyvningsplott i ABAQUS for den statiske lasten.

Hensikten med analysene er å undersøke hvilke av modellene i ABAQUS som gir den beste modelleringsanalyse i forhold til forskyvning, spenninger og egenfrekvenser. Både grafisk og numeriske verdiene av resultatet i ABAQUS blir vist i vedlegg C.

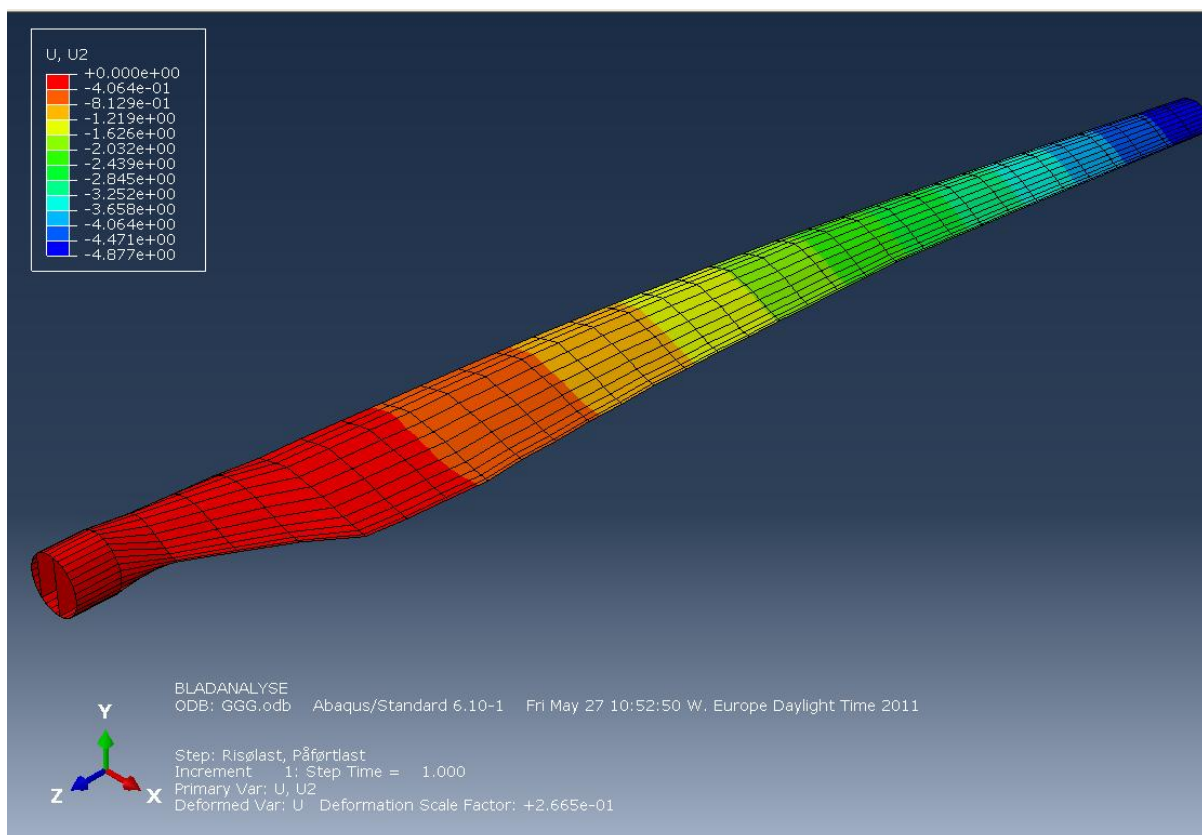
Benevningen i ABAQUS for lasten er $[N]$ og for forskyvningen $[m]$. Forskyvningen er den vertikale retningen i Y akse, det vil si forskyvning $U2$ i programmet. Forskyvningsverdiene er 1/1000 del av det man ser i modellen. $U2$ er den vertikale forskyvningen i ABAQUS.



Figur 7.2 Forskyvningsanalyse for bjelken i bladet (forskyvningene er angitt i[m])

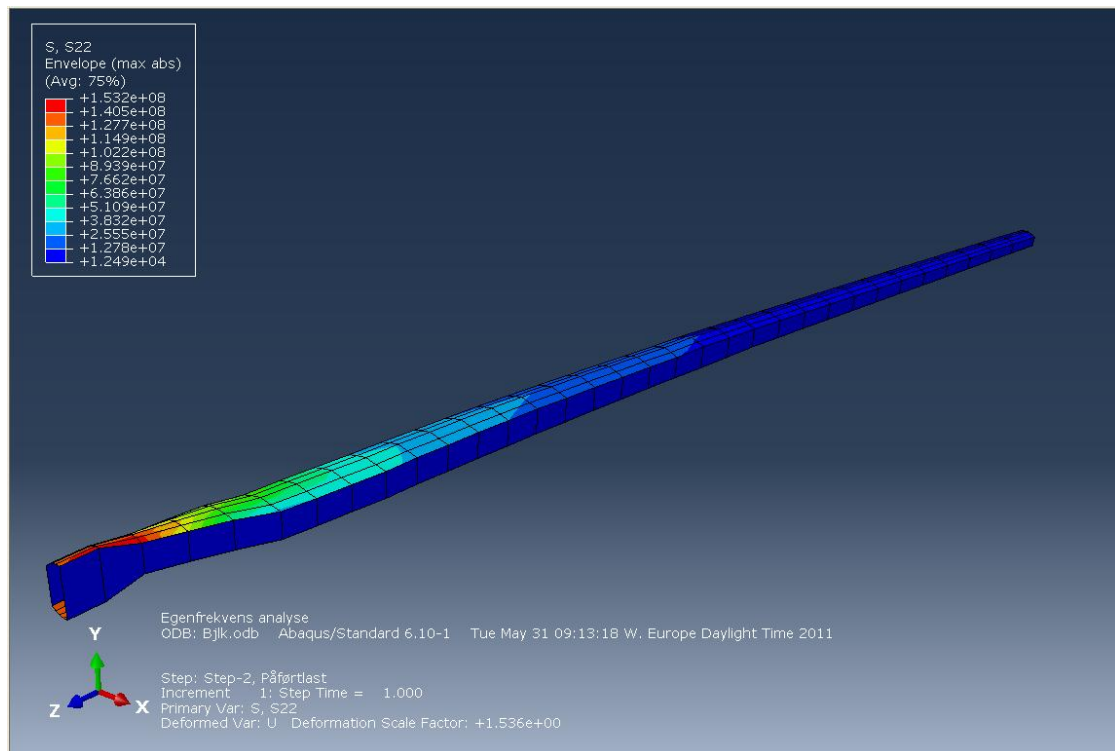


Figur 7.3 Forskyvningsanalyse for sammensatt av skall og bjelke (forskyvningene er angitt i[m])

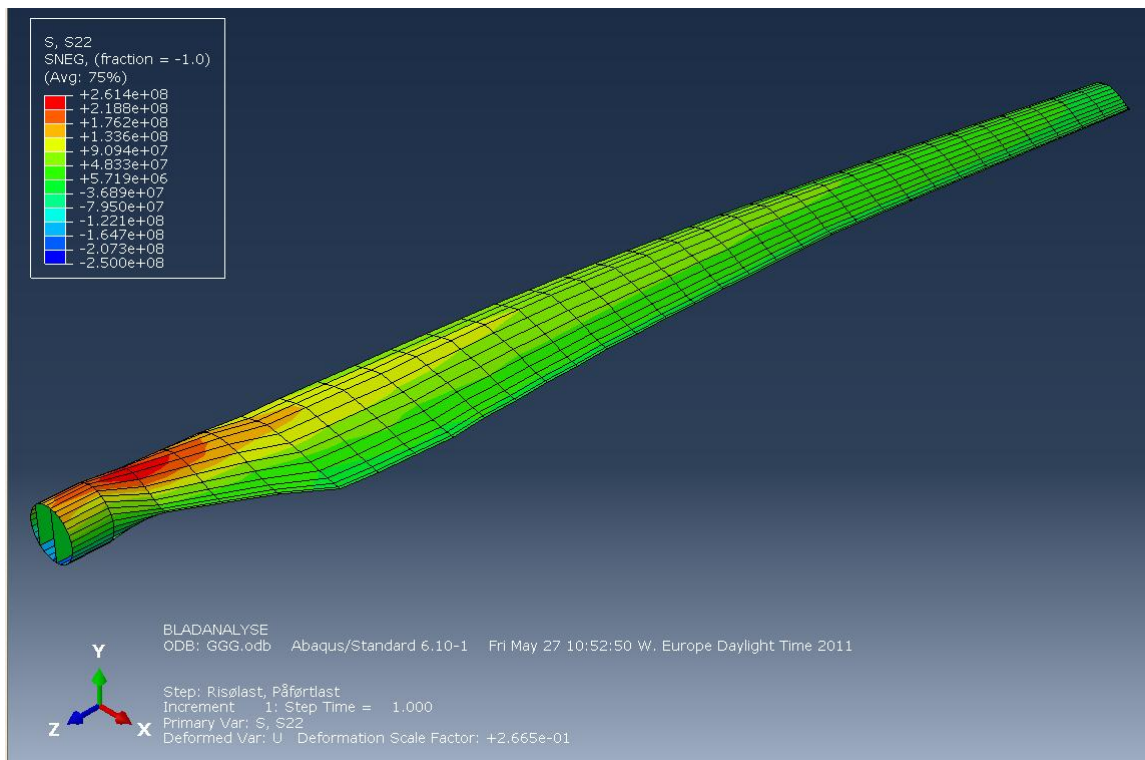


Figur 7.4 Forskyvningsanalyse for sammensatt av skall og bjelke uten bjelke flenser (forskyvningene er angitt i[m])

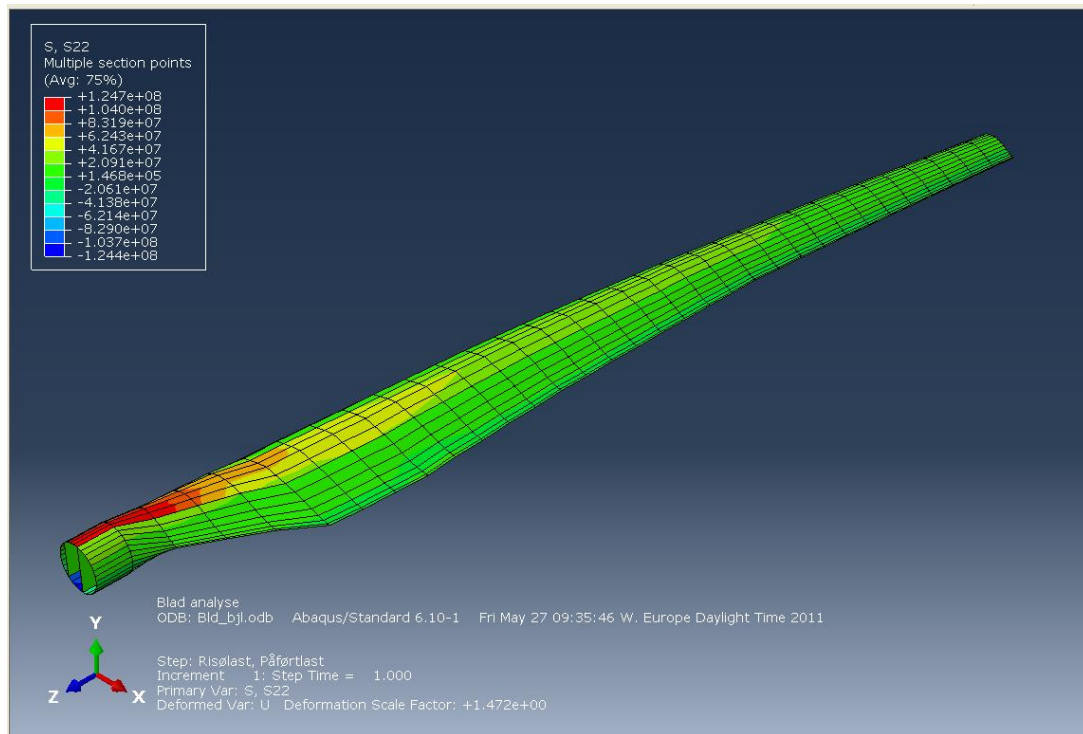
Videre viser Figur 7.5, 7.6 og 7.7 spenningsplott som indikerer hvor mye krefter som tas opp av vindturbinbladet. Spenningsbenevningen i ABAQUS er angitt i $[Pa]$. Spenningsverdiene er 1/1000 del av de man ser i modellen.



Figur 7.5 Spennings analyse for bjelke (spenningene er angitt i[Pa])



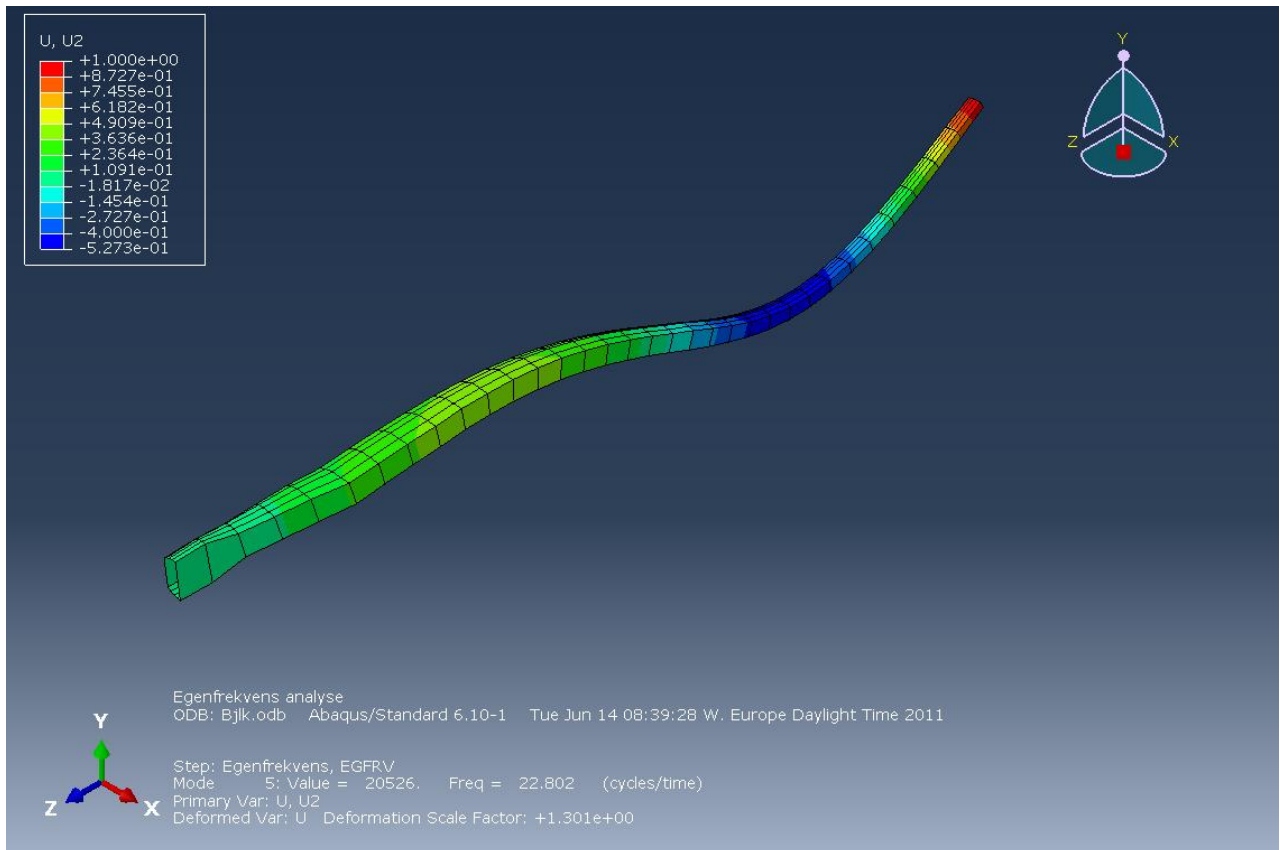
Figur 7.6 Spenningsanalyse for blad skall og bjelke modell (spenningene er angitt i[Pa])



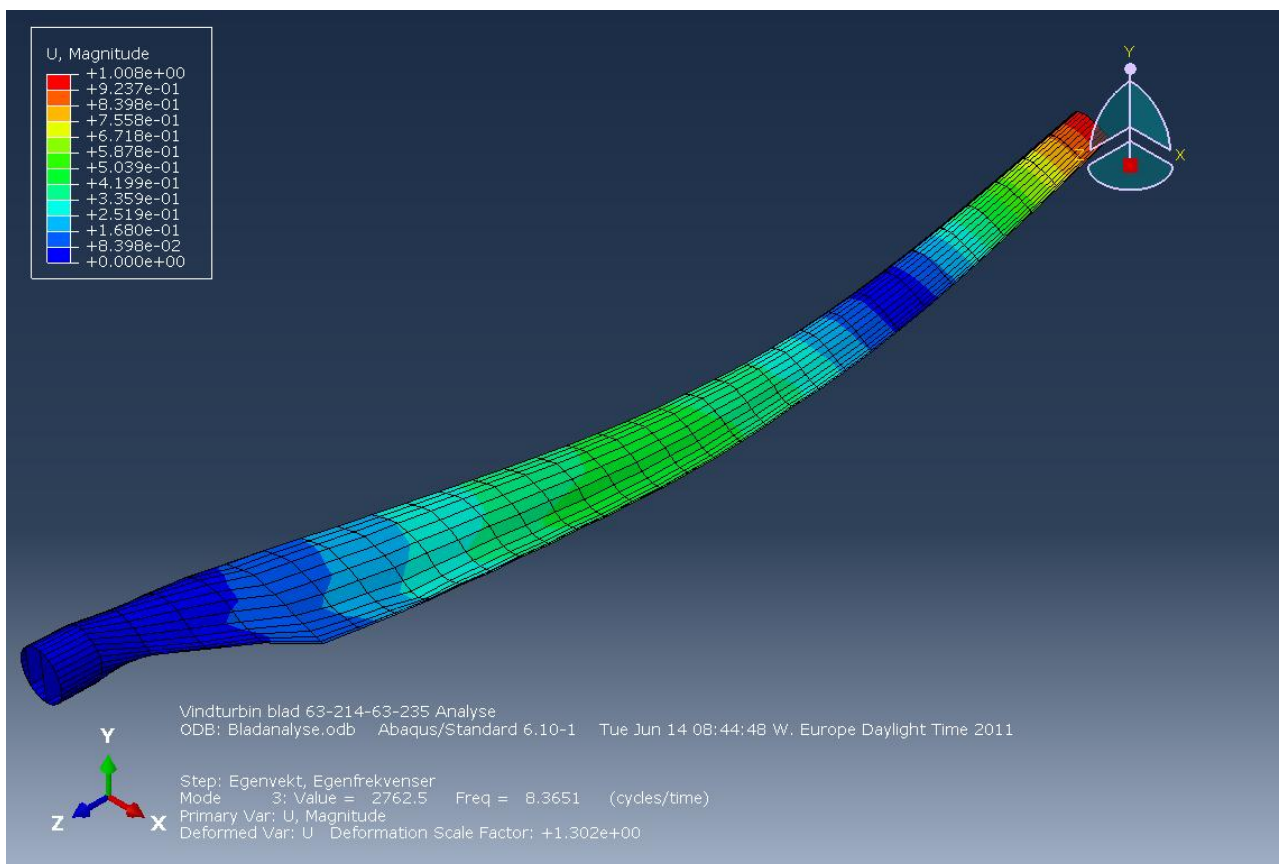
Figur 7.7 Spenninger for hud og bjelke modell uten bjelke flenser (spenningene er angitt i [Pa])

Videre ser vi på egenfrekvensplott. I motsetning til i vanlig statiske analyser hvor det bare er systemstivheten og lastene som gir løsningen, er det systemets stivhet og masse som bidrar i modalanalysen. Modalanalysen indikerer systemets egenfrekvens, dvs. frekvenser som gjør at konstruksjonen akkumulerer energi over tid og dermed kollapser. Her er det valgt å vise grafisk plotting for kun første moden til bladet og bjelken, se Figur 7.8 og 7.9. Det henvises til vedlegg C for andre grafiske svingformer.

Bladgeometriens forenklinger kan forårsake at en del av massen ikke er 100 % riktig, men dette antas å ikke ha stor innvirkning på resultatene. De 10 første egenfrekvensene for bjelkemodellen og de to andre modellene er gjengitt i Tabell 7.4, 7.6 og 7.8.



Figur 7.8 Grafisk framvisning av mode 5 for bjelke (frekvensen er angitt i[HZ])



Figur 7.9 Grafisk framvisning av mode 3 for bladskall og bjelke (frekvensen er angitt i[HZ])

7.2 Sammenligning med test resultater

Verdiene av spenninger, forskyvninger og egenfrekvens vi får av analysene i ABAQUS blir sammenlignet med de resultater gitt i rapporter utarbeidet av Risø [2] og vedlegg A.

Risø er Nasjonal Laboratoriet for bærekraftig energi ved Danmarks tekniske Universitet DTU. Risø utfører vitenskapelig og teknisk-vitenskapelig forskning som kan gi nye muligheter for teknologisk utvikling. I følge [28] kjennetegnes Risø som store strategiske forsknings- og utviklingsprosjekter og forskningskvalitet på internasjonalt nivå. Deres forskning sikter mest på energiforskning, energibruk og helse relatert teknologi. Risø har store testfasiliteter og tverrfaglig forskningsmiljø som gjør de i stand til å løse problemstillinger på tvers av tradisjonelle faglige grenser.

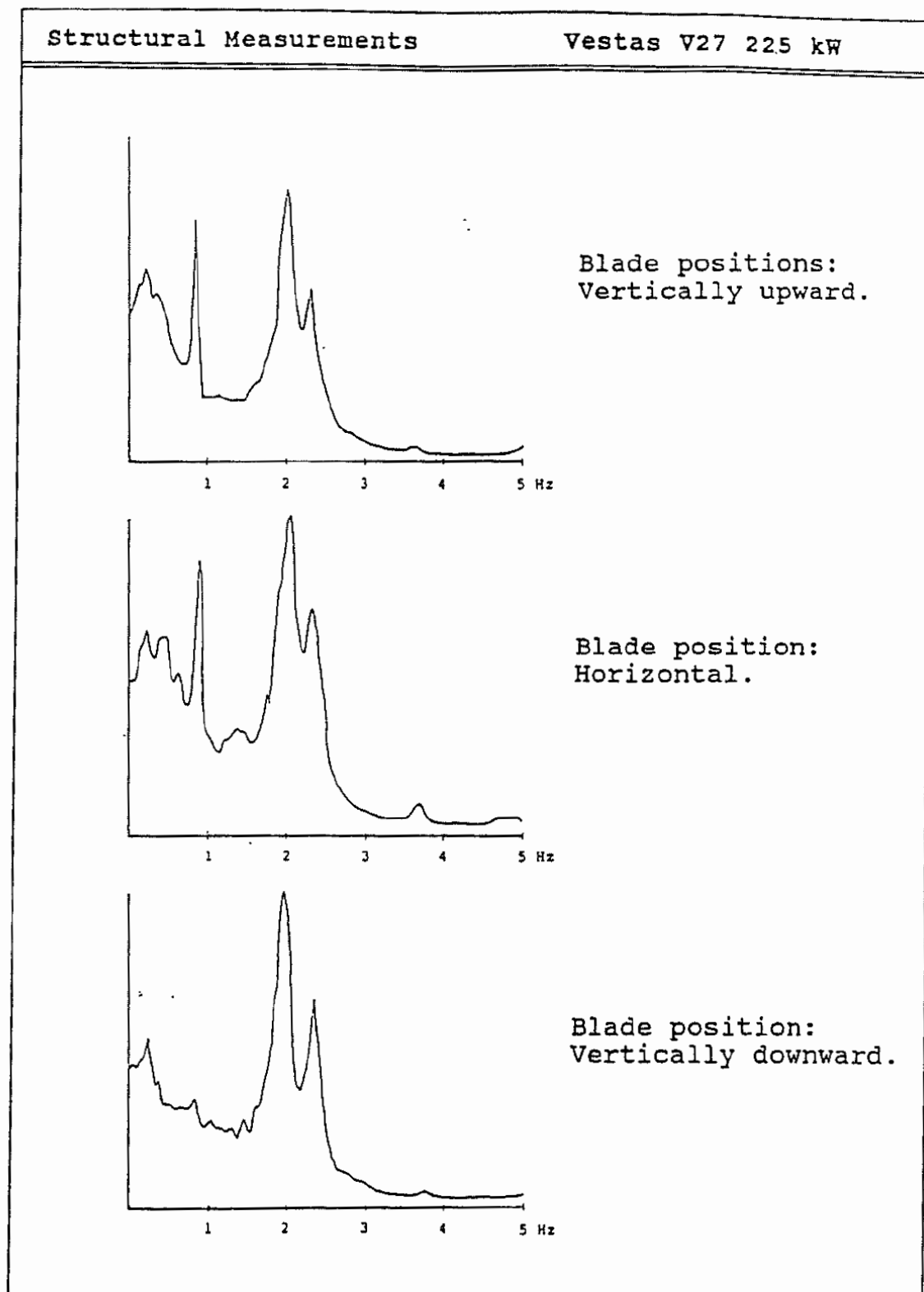
Modelleringen av vindturbinen i oppgaven baserer seg på input data fra Risø, både geometri, laster og resultater gjort i ABAQUS, sammenlignes med de resultater Risø har framstilt i rapport 88-12-08/AB. Se vedlegg A.

Rapporten beskriver grunnleggende analyser utført på en Vestas V27-225 kW oppstrøms vindturbin. De parametere vi har interesse av i oppgaven består av den strukturelle analysen i rapporten, som deformasjon, spenninger og strukturelle dynamikk. De største verdiene vi skal kontrollere for ABAQUS analysen er gitt i tabell 7.2. Disse verdiene er fra gitt i Risøs rapport 88-12-08/AB Vedlegg A.

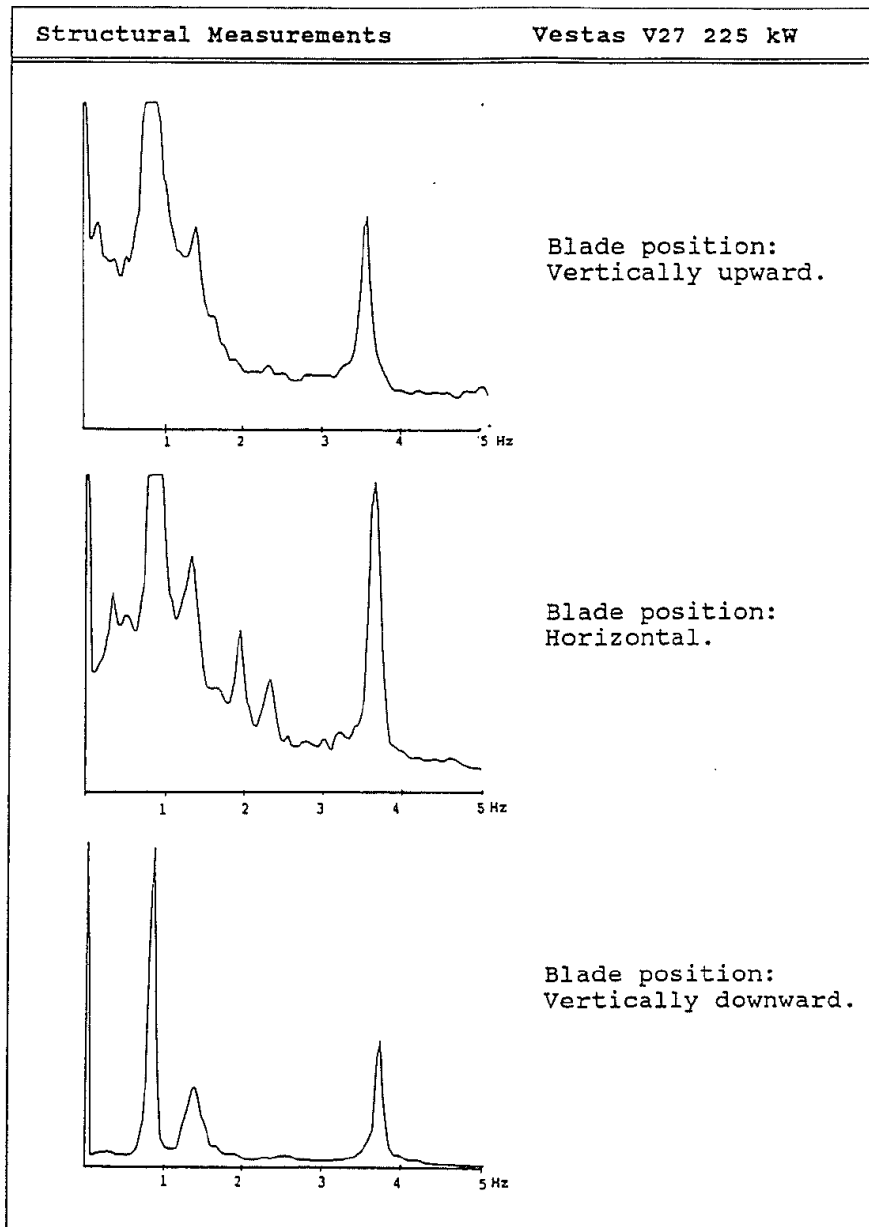
Tabell 7.2 Risøs analyseverdier

Radius/Lengde m	Deformasjon m	Spenning Pa
1	0,883	9,95E+06
2	0,725	2,09E+07
3	0,578	3,26E+07
4	0,449	3,97E+07
5	0,339	4,38E+07
6	0,250	4,60E+07
7	0,178	4,69E+07
8	0,122	4,55E+07
9	0,080	4,37E+07
10	0,048	4,14E+07
11	0,026	3,90E+07
12	0,011	3,74E+07
13	0,003	4,56E+07

Videre ser vi på de strukturelle, dynamiske målinger av Vestas V27 vindturbin ut i feltet. Analysen som Risø har foretatt er basert på målinger av (edgewise og flapewise) bladets bøyemoment på ett blad rot, rotorakselen dreiemoment, tårnets bøyemoment og tårnet torsjon [2]. For oss er det de fem viktigste modene (de fem laveste egenfrekvensene) som kan observeres i frekvensområdet. Disse blir identifisert på bakgrunn av kartleggingen av modale former av vindturbinen. Egenfrekvens av de første modene leser vi fra Figur 7.10 og 7.11 gir oss et bilde av hvilke områder egenfrekvensanalysen av bladet bør ligge.



Figur 7.10 Frekvensspekter avmålt flapwise rot-bøyemoment av blad i tre forskjellige retninger for stille stående Vestas V27 vindturbin [2]



Figur 7.11 Frekvensspekter avmålt flapwise rot-bøyemoment av blad i tre forskjellige retninger for stille stående Vestas V27 vindturbin [2]

Fra Figur 7.10 og 7.11 leser vi ut de første egenfrekvensene for bladet, hvor verdiene vises i tabell 7.4

Tabell 7.3 Egenfrekvens og egensvingeform fra Risø's analyser

Dynamiskemålinger	Egenfrekvens[HZ]
Mode 1(Flapwise)	2,36
Mode 2(Edgewise)	3,73

Disse resultatet i Tabell 7.3 er det vi kommer til å kontrollere i forhold til de egenfrekvensresultatene vi får av analysen for vindturbinbladet som er modellert i ABAQUS.

7.3 Resultater for bjelke modell

Først fikk vi ut verdiene av egenfrekvensene for bjelke modellen. Disse vises i Tabell 7.4 for de 10 første egenfrekvensene. Modellen har mange frihetsgrader og dermed også mange svingeformer. Disse har vi beregnet med de ti første svingeformene i konstruksjonen. Mode 1 for bjelkeanalysen er 2,0232 [HZ], mens Risø sine analyser for Mode 1 er 2,36 [HZ].

Tabell 7.4 Egenfrekvenser for bjelke modell

Mode nr.	Egenfrekvens [HZ]
1	2,0232
2	2,1263
3	9,0645
4	10,286
5	22,802
6	27,606
7	42,072
8	52,782
9	57,791
10	72,681

Videre har vi fått ut forskyvningsresultatene $U1$, $U2$ og $U3$ fra bjelkeanalysen, se tabell 7.5. Hvor, $U1$, $U2$ og $U3$ er retningene deformasjonen framkommer i bladet. Minus tegnet forteller om retningen av deformasjonen i forhold til koordinatens retninger, vi er interessert å se på den vertikale retningen, der verdiene er i $U2$ på tabell 7.5. Den grafiske framvisningen av forskyvningen fra ABAQUS for bjelke modellen er på Figur 7.2. Største forskyvning i vertikalretningen er $U2 = 0,8461$ [m]. Største deformasjon av Risøs rapport er $U = 0,883$ [m].

Tabell 7.5 Bjelkeforskyvninger:

U1(ABAQUS) [m]	U2(ABAQUS) [m]	U3(ABAQUS) [m]
-2,161E-03	-8,461E-01	-1,157E-02
-1,825E-03	-7,756E-01	-9,640E-03
-1,489E-03	-7,051E-01	-7,713E-03
-1,153E-03	-6,346E-01	-5,786E-03
-8,167E-04	-5,641E-01	-3,859E-03
-4,807E-04	-4,935E-01	-1,932E-03
-1,447E-04	-4,230E-01	-5,426E-03
1,913E-04	-3,525E-01	1,921E-03
5,273E-04	-2,820E-01	3,848E-03
8,633E-04	-2,115E-01	5,775E-03
1,199E-03	-1,410E-01	7,702E-03
1,535E-03	-7,051E-02	9,629E-03
1,871E-03	0,000E+00	1,156E-02

7.3.1 Resultater for blad skall og bjelkemodell

I Tabell 7.6 vises verdiene for egenfrekvensene for de ti første modene av sammensettingen for bladskall og bjelkemodell. Mode 1 for bladskall og bjelkeanalysen er 2,4120[HZ], mens Risø sine analyser er det angitt for Mode 1 for bladet er 2,36 [HZ]

Forskyvningene for modellen er vist i Tabell 7.7.under. Modelleringen av denne modellen er det foretatt for at de siste seks seksjonene med en tykkelse som er større enn resten av skallet av bladet. Grunnen til dette er forklart i diskusjons- og konklusjonskapittelet. Vi leser ut verdier for $U1$, $U2$ og $U3$, hvor, $U1$, $U2$ og $U3$ er retningene deformasjonen framkommer i bladet. Den største forskyvningen i vertikalretningen er $U2 = 0,9815$ [m], deformasjon av Risø sin rapport er $U = 0,883$ [m]. Grafiske framvisningen av ABAQUS er på Figur 7.3.

Tabell 7.6 Egenfrekvenser for bladskall og bjelkemodell:

Mode nr.	Egenfrekvens [HZ]
1	2,4120
2	3,7772
3	9,7326
4	13,9640
5	22,1960
6	29,1780
7	31,7070
8	31,9650
9	33,5010
10	35,2700

Tabell 7.7 Bladskall og bjelke forskyvninger:

U1(ABAQUS) [m]	U2(ABAQUS) [m]	U3(ABAQUS) [m]
-2,243E-02	-9,815E-01	-1,218E-02
-2,020E-02	-8,997E-01	-1,018E-02
-1,797E-02	-8,179E-01	-8,173E-03
-1,574E-02	-7,361E-01	-6,169E-03
-1,352E-02	-6,543E-01	-4,164E-03
-1,129E-02	-5,725E-01	-2,159E-03
-9,063E-03	-4,907E-01	-1,544E-04
-6,835E-03	-4,090E-01	1,850E-03
-4,608E-03	-3,272E-01	3,855E-03
-2,381E-03	-2,454E-01	5,855E-03
-1,535E-04	-1,636E-01	7,865E-03
2,074E-03	-8,179E-02	9,869E-03
4,301E-03	0,000E+00	1,187E-02

7.3.2 Resultater for bladskall og bjelkemodell uten bjelkeflenser

I dette tilfelle har vi fjernet bjelkeflensene fra bjelken i bladet, (se Figur 7.1 modell 1) for å kunne undersøke om koplingen i modellen (skallet og bjelken) samvirker i analysen. Dette har påvirket resultatene for egenfrekvensene og forskyvningene. Dette har gitt resultatene der største deformasjonen er $U_2=14,09$ [m]. Egenfrekvensene for Mode 1 får vi egenfrekvensverdi på (0,8482 [HZ]). Dette gir oss svar på at når man setter sammen skallet og bjelken fungerer dette som en modell. Figur 7.4 viser en grafisk presentasjon av forskyvningen.

Tabell 7.8 Egenfrekvenser for modell uten bjelkeflenser:

Mode nr.	Egenfrekvens [HZ]
1	0,8482
2	2,4357
3	3,8755
4	9,4573
5	13,224
6	16,23
7	20,614
8	25,08
9	28,727
10	28,745

Tabell 7.9 Forskyvninger for bladmodell uten bjelkeflens

U1(ABAQUS) [m]	U2(ABAQUS) [m]	U3(ABAQUS) [m]
-3,526E-01	-1,409E+01	-1,933E-01
-3,200E-01	-1,292E+01	-1,615E-01
-2,873E-01	-1,174E+01	-1,297E-01
-2,547E-01	-1,057E+01	-9,796E-02
-2,220E-01	-9,395E+01	-6,618E-02
-1,894E-01	-8,220E+00	-3,439E-02
-1,567E-01	-7,046E+00	-2,612E-03
-1,241E-01	-5,872E+00	2,917E-02
-9,142E-02	-4,697E+00	6,095E-02
-5,877E-02	-3,523E+00	9,273E-02
-2,611E-02	-2,349E+00	1,245E-01
6,542E-03	-1,174E+00	1,563E-01
3,920E-02	0,000E+00	1,187E-01

7.3.3 Resultater for spenninger av alle tre modeller

Spenningsanalysene vil gi oss et bilde av hvor mye av lasten materialet av bladet tar opp. De største spenningene befinner seg på enden av bladet. Dette er forårsaket blant annet av forenklinger av bladgeometrien, spesielt enden ved overgangen mellom sirkel og NACA profilene ved roten av bladet.

Alle spenningene er oppgitt i [Pa] i ABAQUS. De største spenningene er $S_{22} = 153,2$ [MPa] for bjelkemodell, $S_{22} = 261,4$ [MPa] for blad skall og bjelke og $S_{22} = 124,7$ [MPa] for blad skall og bjelke uten flenser og til slutt $S_{22} = 82,56$ [MPa] for blad modell med økt tykkelse. Største spenningen gitt i Risø rapporten er $S = 45,6$ [MPa]. Grafiske framvisning av spenningene er på Figur 7.5, 7.6 og 7.7 og Vedlegg C.

7.4 Resultat for egenfrekvens kontroll (Håndberegning)

Ved å benytte Formell 6.13 i kapittel 6 som er for en bjelke av lineærelastisk materiale med konstante tverrsnitt og masse per lengdeenhet, det vil si at resultatene er avhengige av hvilken seksjon det blir valgt for å bestemme stivheten, i dette tilfelle har vi brukt seksjonen i massesenteret til bladet der egenfrekvensresultatet ble 1.9925 [HZ]. Dette ligger omtrent i samme området som utregnet i ABAQUS. Samtidig er det ikke langt unna det Risø oppgir for den første egenfrekvens perioden.

7.5 Diskusjon

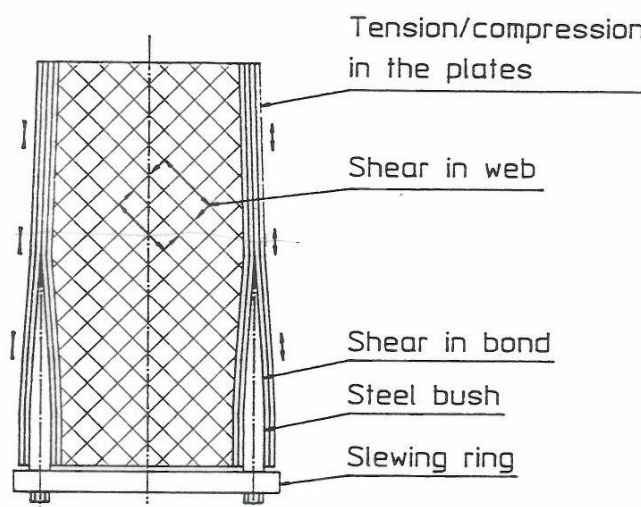
De numeriske analysene av vindturbinbladet som er foretatt viser at det er en del avvik i forhold til spenningene, deformasjonene og avvik i egenfrekvens analysene. Vi har i utgangspunktet hatt en viss mistanke om at vi ikke fikk nøyaktig samme resultater som angitt i Risø rapporter 88-12-08/AB Vedlegg A og [29]. Dette kan forklares med blant annet forenklingene (forenklinger i både geometri og materialegenskapene) som er gjort under modelleringen av bladet. Dette drøftes i kapittel 6.

Resultatene angitt i kapittel 7 baserer seg på modellene som er beskrevet i samme kapittel (Kapittel 7), der det er utført tre forskjellige analyser. Den første analysen er gjort med modellen der skallet og bladet er sammensatt. Analysen har vært suksessfull (gjennomførbar) og gitt resultater. Fra disse resultatene har vi lest ut store deformasjoner og spenninger. Deformasjonen var på 1,5 [m] og spenning på 214 [MPa], her er det store avvik sammenlignet med Risø sine resultater, der den største vertikale deformasjonen er (0,883 [m]) og største spenningen på (45.6 [MPa]). For å få kjenneskap til hva som har forårsaket de store avvikene, har vi gjennomført to andre analyser med andre modellvarianter. Av de to modellene består den ene av kun en bjelke, og den andre både skall og bjelke uten bjelkeflenser (se figur 7.1).

For modellen med kun bjelken ble deformasjonen 0,8461 [m] og en spenning på 153,2 [MPa], som er et mer akseptabelt resultat, selv om spenningene fortsatt er høye. Dette vekket en mistanke om at det kanskje ikke er noen kopling mellom bladets skall og bjelke som har bidratt med upresist resultat. Derfor genererte vi den siste bladmodellen ved å fjerne bjelkeflensene. Denne analysen ga en deformasjon på 14,09 [m]. Her har deformasjonen økt betraktelig og dette ga oss en bekreftelse på at det ikke var noe bekymring for koplingen mellom skallet og bjelken.

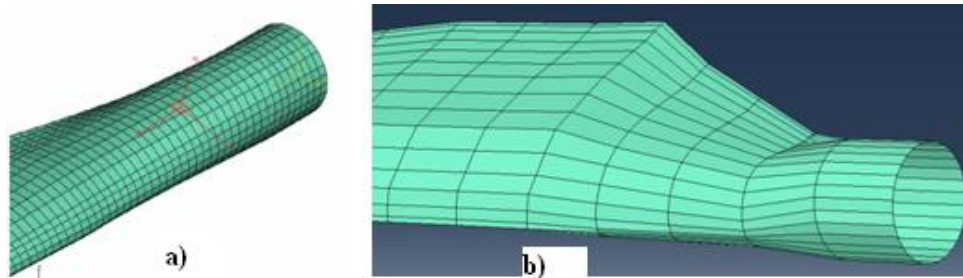
Videre undersøkte vi om det er noe sammenheng mellom geometriegenskapene og avviket i resultatene. Etter gjennomgang av Risø sin rapport om at det er noe vi har oversett ved modelleringen av geometrien eller innsettingen av materialegenskapene, har det vist seg at under modelleringen at vi ikke har tatt hensyn til at det på bladenden er noen bolter som forårsaker at tykkelsen av de siste seksjonene er større en det som er generert i ABAQUS.

Figur 7.12 viser rot-koblingen av bladet.



Figur 7.12 Rot kobling av bladet

For å illustrere dette så viser Figur 7.13 a) et slik bladenden skulle ha vært modellert [30], mens i Figur 7.13 b) viser slik bladenden er modellert i modellene vi har analysert i ABAQUS.



Figur 7.13 a) Riktig modellert blad ende b) blad ende modellert i ABAQUS

Under en ny analyse har vi økt tykkelsen på de siste seksjonene av bladskallet. tidligere Tidligere var tykkelsen 3 mm over hele bladet, mens når vi setter inn så mye som 50 mm får vi de verdier som er i nærheten av det som er oppgitt i Risø sin rapport (ref.[2]og Vedlegg A), for deformasjoner.

Spenningene er fortsatt litt høye, men mer presise enn tidligere. De høye spenningene kan komme av torsjonseffekter som følge av asymmetriske lastvirkninger på bladet. Spesielt der hvor kordlengden er størst.. En annen faktor kan være lastfordelingen som er brukt under modelleringen av bladet. Denne kan skape momentvirkninger om alle akser, derfor vil denne forenklingen i lastfordelingen bidra til høye spenninger. Egenfrekvensene er også i nærheten av det vi har lest fra rapporten.

Dette forklarer delvis avviket mellom resultatene fra ABAQUS og Risø sin rapport. Vi får dermed bekreftet at våre antagelser om uforutsette avvik ville oppstå på grunn av forenklinger som ble gjort både i geometrien og materialeegenskapene.

8 Konklusjon

I denne masteroppgaven er det benyttet beregningsprogrammet ABAQUS for modellering av et NACA 63.200 vindturbinblad. Oppgaven har som målsetning å utvikle en modell, og deretter validere modellen ved å sammenligne resultatene i analysen med resultater fra Risø.

Bladmodellen er bygget opp av mange seksjoner som har en langsgående bjelke. Modellen er delt opp i små og håndterbare elementer. Modellen består av hud og en stiver. Som verktøy er det benyttet Excel til å utforme bladets geometri. Bladgeometrien er deretter importert inn i ABAQUS. Bruken av elementmetodeprogrammet ABAQUS til å modellere vindturbinbladet har vært utfordrende til å starte med. Dette tok mye tid under oppgaveprosessen, og her måtte jeg først sette meg inn i hvordan ABAQUS fungerer, og deretter utvikle inputfilen for bladgeometrien som er importert inn i ABAQUS.

Når man har fått kjenneskap til programmet, har det vist seg at funksjoner i ABAQUS CAE er enkle å benytte. Programmet gir mange muligheter for beregning av vindturbiner. Det er ikke bare vindlaster som påvirker konstruksjonens utforming, men også andre faktorer i forhold til miljø spiller en rolle. Dette gjelder for eksempel temperaturforandringer og luftens densitet. Modelleringsdelen av oppgaven har vært vellykket og gitt resultater som er i samsvar med resultatene fra Risø etter noen justeringer.

Resultantene i oppgaven er fra de tre modellene som er analysert i ABAQUS. Disse resultatene sammenlignes med Risøs resultater. Det har blitt registrert i analysen fra bladmodell 2 (se Figur 7.1) et avvik på over 30 %. Dette ble løst ved å gjøre to andre modelleringer av bladmodell 1 og 3 (se Figur 7.1). Deretter ble tykkelsen av bladets siste seks seksjoner økt fra 3 til 50 mm, for å ta hensyn til innfestingen i roten av bladet. Dette reduserer avviket betraktelig, og gir rundt 1 % avvik, i forhold til Risøs resultater.

Forenklingene som er gjort under modelleringen av bladets geometri og materialeegenskaper, som ofte har blitt drøftet i oppgaven, kan ha hatt konsekvenser for om bladanalysen er korrekt, slik at vi får fram asymmetriske lastvirkninger som Risø ikke har i sine resultater. Avviket er et resultat av at Risø sine resultater er ikke helt nøyaktige. Risø sine resultater er basert på en relativt enkel bjelkemodell av bladet. En annen faktor som har forårsaket avvik er lastfordelingen som er brukt under modelleringen for hele bladet. Denne tar ikke høyde for vind, løft og drag påvirkninger på samme måte som virkeligheten, selv om lasten gir samme reaksjonsmoment ved roten. Dette har hatt konsekvenser på momentene på alle akser, og bidrar dermed til de høye spenningene vi ser på bladmodellen (skall og stiver), for modellen hvor tykkelsen ikke økes betraktelig.

Med dette vil jeg derfor konkludere med at den delen av programmet (ABAQUS CEA) som er benyttet for modelleringen, kan brukes til å beregne sammensatte og kompliserte profiler som dette bladet. Likevel må en oppvise forsiktighet ved bruk av skallelementer i tilfeller der geometrien ikke er lineær.

Alt i alt har modelleringen av vindturbinbladet NACA 63.200 gitt et fornuftig analyseresultat, dermed kan man håpe at resultatene kan brukes til videre dokumentasjon for vindturbinbladet.

Referanser

1. **Bø, Ø.L.** *Midlertidig vindturbin for forskning og teknologiutvikling i Risavika*. 2010 [20.04.2011]; Available from: www.solvind.no/.../J1%20-20Prosjektbeskrivelse%20Wind-IRIS.doc.pdf.
2. **Petersen, S.M.**, *VESTAS V27-225kW WIND TURBINE TEST*. 1990.
3. **Inge, J.**, *Energi og etikk*. Etske perspektiver på elforsyning. 2006.
4. **Nerheim, Å.** *Masteroppgave ved Institutt for sosialantropologi*. Desember 2007 [15.02.2011]; Available from: <https://bora.uib.no/bitstream/1956/2881/1/42649925.pdf>.
5. **Renatesenteret**. *To på tur*. 18.02.2011]; Available from: <http://www.renatesenteret.no/topaatur/Vindenergi/Hvordanoppstarvind.html>.
6. **energi, N.v.** *Vindkraft*. 2010 [cited 22.02.2011; Available from: <http://www.vindenergi.no/vindkraft>.
7. **Oljedirektoratet**. *Produksjonsmuligheter og vindforhold*. 11.10.2010 [15.02.2011]; Available from: <http://www.npd.no/no/Publikasjoner/Rapporter/Havvind1/3-Teknisk-okonomiske-forhold/>.
8. **Jakobsen, J.B.** *Wind load on structures*. 2010 [17.03.2010]; Available from: <https://www.itlearning.com/main.aspx?TextURL=%2ffile%2fdownload.aspx%3fFileID%3d617194%26FileVersionID%3d-1>.
9. **Christian Bak, H.A.M., Uwe Schmidt Paulsen, Mac Gaunaa, Peter Fuglsang, Jonas Romblad, Niels A. Olesen, Peder Enevoldsen, Jesper Laursen, Leo Jensen**, *DAN-AERO MW: Detailed aerodynamic measurements on a full scale MW wind turbine*. 2007.
10. **Renate Kroken, O.O., Marte Reenaas, Erlend Rotmo Slapgård, Frode Ystgaard Lie og Pål Bjerkevoll**. *Fornybar energi i husholdningene*. 2004 [28.01.2011]; Available from: www.ivt.ntnu.no/igb/forskning/.../2004_gr5_prosjekt_fagrappport.pdf.
11. **Wikipedia**. *Vindmølle*. 2011 [14.03.2011]; Available from: <http://no.wikipedia.org/wiki/Vindm%C3%B8lle#Historikk>.

12. **Energidepartementet, O.o.** *Hydrogen som fremtidens energibærer*. 2004 02.04.2011]; Available from: <http://www.regjeringen.no/nb/dep/oed/dok/NOU-er/2004/NOU-2004-11/7.html?id=149974>.
13. **Thorsen, T.** *Oppskalering av vindmøller*. 2004 22.01.2011]; Available from: <http://www.nve.no/Global/Konsesjoner/Vindkraft/Seminarer/Vindkraftseminar%202004/Lindesnes%2004%20nr%2009.pdf>.
14. **Carstensen, C.**, *Technical solutions, challenges and opportunities*. 2009, University of Stavanger.
15. **Byre, A.**, *Vindlaster og respons av en VESTAS V27 vindmølle*, in *DET TEKNISK-NATURVITENSKAPELIGE FAKULTET*. 2010, Universitetet i Stavanger.
16. **Living, T.E.o.A.E.a.S.** *Darrieus turbine* Available from: http://www.daviddarling.info/encyclopedia/D/AE_Darrieus_machine.html.
17. **J. F. Manwell, J.G.M., A.L. Rogers** *Wind Energy Explained, Theory, Design and Application*, . 2002: John Wiley & Sons Ltd, 2002.
18. **Gunner C. Larsen, M.H.H., Andreas Baumgart, Ingemar Carl'en Risø**, *blad elementer i 3D fra Risø* 2002, Risø National Laboratory Roskilde, Denmark.
19. **K.B.Sørensen, R.S., J. W. Larsen**, *Aerolastisk og turbulent*, in *Bygg og anleggskonstruksjoner*. 2002, Aalborg University.
20. **Stiesdal, H.** *THE WIND TURBINE COMPONENTS AND OPERATION*. 1999 15.02.2011]; Available from: www.windmission.dk/workshop/BonusTurbine.pdf.
21. **Stølsmark, R.**, *Dynamic Response of a Floating Offshore Wind Turbine*, in *Faculty of Science and Technology*. Spring semester, 2010, Stavanger University.
22. **Laboratory, D.N.V.a.R.N.**, *Guidelines for Design of Wind Turbines*. 2002.
23. **Jensen, F.M.**, *Ultimate strength of a large wind turbine blade*, in *Department of Civil Engineering*. May 2008, Technical University of Denmark.
24. **Power, A.a.L.W.** *LM Wind Power Wind Tunnel* 2011 02.06.2011]; Available from: <http://www.alstom.com/power/news-and-events/press-releases/alstom-and-lm-wind-power-develop-the-largest-wind-turbine-blade-in-the-world/>.

25 **Andreas Fischer, W.J.D.** *Aerodynamic Measurements on a Wind Turbine Airfoil.* 03.06.2011]; Available from: www.dept.aoe.vt.edu/~aborgolt/.../AOE3054_2011_Exp7_2011-04-18.pdf.

26. **Laboratory, N.R.E.**, *Announcement of a Cooperative Research and Development Agreement (CRADA) Opportunity for a Large-Scale Blade Test Facility Partnership.* 2006.

27. **David Cripps, G.** *Fibre Properties.* 2008 03.05.2011]; Available from: <http://netcomposites.com/education.asp?sequence=28>.

28. **Laboratory, R.N.** *Risø National Laboratory for Sustainable Energy Activity on LinkedIn* 2011 25.05.11]; Available from: <http://www.linkedin.com/company/riso-national-laboratory-for-sustainable-energy>.

29. **Petersen, S.M.**, *WIND TURBINE TEST VESTAS V27-225 kW.* 1990.

30. **Paul A. Bonnet, a.G.D.**, *Parametric Modelling Of Large Wind Turbine Blades.* 2007.

VEDLEGG

Vedlegg	A	RAPPORT FRA RISØ-----	A1-A12
Vedlegg	B	JAVAFOIL- DATA-----	B1-B11
Vedlegg	C	ABAQUS RESULTATER-----	C1-C14
Vedlegg	D	INPUTFILER OG BLADMODELLER (PÅ CD)-----	D1-D60

VEDLEGGD INPUTFILER OG BLADMODELLER (PÅ CD)

1. Inputfiler:

- Noder og elementer

2. Modeller:

- Modell 1
- Modell 2
- Modell 3

RAPPORT FRA RISØ

I vedlegg A, inneholder data fra Risø sine rapporter for vindturbin Vestas V27-225 kW. Dette vedlegget er det samlet de viktigste dataene fra Risø sin rapport for vindturbinbladet denne masteroppgaven handler om. Dataene er hentet fra rapport 88-12-15/AB og rapport Risø-M-2861

Geometry

The basic geometric layout of the blade are based on rules from Risoe-M-2153 report about basic wind turbine theory. The final geometry of the blade has been determined by computer simulations and calculations.

Rotor and blade datas.

Number of blades	3
Tip radius	13.50 m
Tip cord	0.47 m
Tip thickness	14 % of cord
Root radius	2.00 m
Root cord	1.29 m
Root thickness	35 % of cord
Root base radius	0.5 m
Profiled blade lenght	11.5 m
Profiled blade area	10.1 m ² each
Blade lenght	13 m
Blade surface	11.5 m ² each
Swept rotor area	573 m ²
Solidity	6.01 %
Aspect ratio	14.74
Tip speed	62.2 m/s
Reynolds Number at tip	2000000
Beam centerline	32 % of cord from l.e.
Blade rotation axis at tip	8 % of cord from l.e.
Blade rotation axis at root	32 % of cord from l.e.
Angle: beam & rotation axis	0.5 deg.
Blade weight	600 kg
Radius at center of mass	4.8 m
Moment of mass	29000 Nm
Moment of inertia	22000 kgm ²
1.Flapwise mode	2.4 Hz
Root fasteners	Bonded stainless steel bushes
P.C.D.	508 mm
Quantity	30 ps
Screw size	M20
Air foil sections	NACA 63.200 modified
Blade material	GRP

Airfoil data

The outer shape of the blade is based on airfoils in the Naca 63.200 family. The trailing edge has been modified in order to increase the moment coefficient. The modification is a deflection of the trailing edge. The edge have been lowered after this equation: $s = \text{cord} * (\text{profile thickness percent} - 8 \text{ percent}) / 10$. This chancement give 350 Nm extra to the Mbz of the blade. In the aerodynamic calculations, lift and drag coefficients have been fitted to match known powercurves from known rotors. The datas are presented in encl 5.A2. The pitchmoment of the blade has been calculated on a modified aerodyn programme, which has a more precise Mbz calculation. The longitudinal axix (z) in the blade is tiltet 0.5° forward, so the rotation center at the tip is 8% of cord from the leading edge. The pitchmoment as function of windspeed can be seen in encl. 5.A3.

Blade structure

In structural terms, the blade is a cantilevered beam. It has a closed hollow box at the load carrying part, to which a airfoiled skin has been bonded. See fig 5.6.1

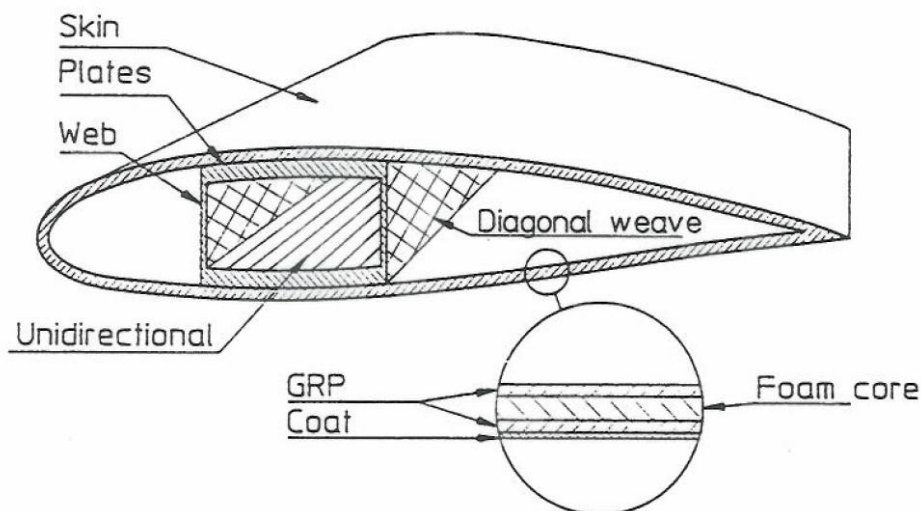


Fig.5.6.1 Cross section of blade.

The skin is 2 full sandwich panels in glass reinforced polyester, which are bonded together at leading and trailing edges. They are bonded to the beam, which are placed 32 % of cord from leading edge. The skin is outside protected by a 0.5 mm thick layer of gelcoat. This gelcoat protects the laminat against environmental degradation, mainly water, ultra violet radiation and erosion. The laminat is based on 4 types of reinforcedment + a foam core. See drawing 831760. The M300 mat is used as a contact layer for the gelcoat. The M100 U300 M100 weave is giving the skin flexure stiffness and stabilised the skin against buckling. The UD450 $\pm 45^\circ$ give the blade torsional stiffness and transverse strength in the skin. The UD1200 and UD300 stringer is placed in the skin to give the blade a higher flexure stiffness.

The beam is bonded together of 4 parts: 2plates and 2 webs. See also fig.5.6.1. Drawing 831761 (plate) and 831762 (web). The plates have a curved cross section, which match the curvature of the skin. They are mainly made of unidirectional weave (UD1200) for having high tensile strength and stiffness. Outside and inside they have a layer of M300 to cover the rovings and make a better surface for bonding. At the root end of the plate, 10 bushes in a GRP part are bonded into the laminat of the plate. The webs are U-shaped and the flanges are bonded to the plates. The main reinforcement in the web is UD450 $\pm 45^\circ$, which laves $\pm 45^\circ$ to the longitudinal axis of the web. This reinforcement give a high shear load capacity in the web. At the root end, each web have 5 bushes as by the plates. Some UD1200 stringers have been layed in the root end to transmit load from the bushes into the web.

The root base of the blade is circular and have 30 bushes sticking 5 mm out of the GRP. A bush is a 200 mm long stainless steel tube, which is tapered at one end and have a thread inside the other end. The tapered end is bonded into the laminat and the thread allowed the blade to be fastened to the slewing ring by ordinary screw connection. See fig. 5.6.2

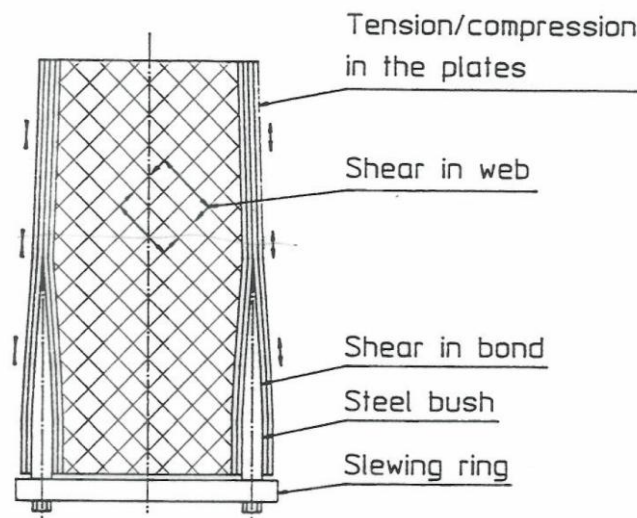


Fig. 5.6.2 Root connection of blade.

Material values

Most of the material used for the blade are polymers and fibers. The material proportions of glass reinforced polyesters (GRP) depends of the composition of the laminate and of the fiber volume fraction. The skin and the plate laminates have been computered in encl. 5.A4.

The polymers are belonging to 2 chemical categories: 1. Polyester 2. Epoxides. The polyesters are used in 3 applications: 1. resin to be used as matrix in the laminates, 2. pasta used for bonding GRP parts together and 3. gelcoat for surface finish and environmental protection. The epoxides are used to bond the steel bushes to the laminate in the root of the blade.

5.7.1 Glass fibers

The fiber reinforcement is based on E-glass fibre. The fibers are all sized with silane. These fibers are used in various kind of mats and weave.

1. M300 Chopped strand mat. 300 g/m²
40 tex fibre, 50 mm long, emulsion bound.
In plane random fiber orientation.
2. Needle mat. 450 g/m²
Chopped fibre worked together, no binders.
In plane random fiber orientation + a fraction perpendicular to the plane (3D).
3. M100 UD300 M100 Combimat.
300 g/m² unidirectional flat layed roving with 100 g/m² chopet strands at each side. Powderbound.
300 g/m² 1 dimensional + 200 g/m² random fiber orientation.
4. UD450 ±45° Non woven roving.
2 ply unidirectional roving, 600 tex, stitch together with thin polyester/glas yarn.
225 g/m² in 45° and 225 g/m² in -45° direction.
5. UD1200 Roving tape.
1200 g/m², 4800 tex rovings, woven with thin glass yarn.
1200 g/m² 1 dimensional.

In the stiffness calculation of the laminate, the glass fibers have a density of 2550 kg/m³ and E-modulus of 70000 N/mm².

Tests

A number of tests has been performed to evaluate the material and the structure. There have been performed tests on, samples of the material, parts of the structure and full scale tests of rotor blades. Some of the tests have been performed on blades from other turbines with the same blade structural concept and material. These results are also for the V27 blade with respect for the scale effect.

5.9.1 Static test at Risoe

The test station at RISOE have performed a static test on one blade. The blade root is with the slewing ring and the blade is attached horizontal to a foundation. A number of strain gauges is placed on the upper and the lower side of the blade. The load is applied to the blade by lifting with a crane or pushing with a cylinder. The forces act flapwise. In encl.5.A1p13 the forces and the radii of attach for correct moment and shear in 3 sections, respectively $r=0.4\text{m}$, $r=5\text{m}$ and $r=10\text{m}$. The strain measured at force for 100% moment should be approximately the same as in in the strain calculation in encl. 5.A1p6.

V27 Rotor blade

Red. AB 881208

Wind clima

```

V_ho   =           50 m/s
ho     =           10 m
V_h    =   (h/ho)E0.1 * V_ho
V_31.5 =           56.08 m/s   hubheight
rho    =           1.25 kg/m^3   Airdensity
C_s    =           1.38         shape factor
p_h    = rho/2 * V_h * C_s      Air pressure
M_x    = p_h/6 *(c_root-c_tip)*(r_tip-r_x)E3/(r_tip-r_root)
        + p_h/2 *c_tip*(r_tip-r_x)E2

```

Blade shape

```

c_tip   =      0.47 m
t_tip   =      14 %
r_tip   =     13.5 m

c_root  =     1.366 m
t_root  =     38.4 %
r_root  =      1 m

```

Profile end at root end of blade:

```

r_cut   =      2 m
c_cut   =     1.294 m
t_cut   =     34.84 %

```

Profiled surface area:

```

A_blade =     10.14 m²

```

Hyperbolic thickness distribution:

```

C2      =      12      C1 = 647.088      C3 = -11.376
Tip speed ratio =      7

```

Materiale værdier for skal og bjælkelaminat i V27 vinge.

Vingeskallen er baseret på flg. lamimat:

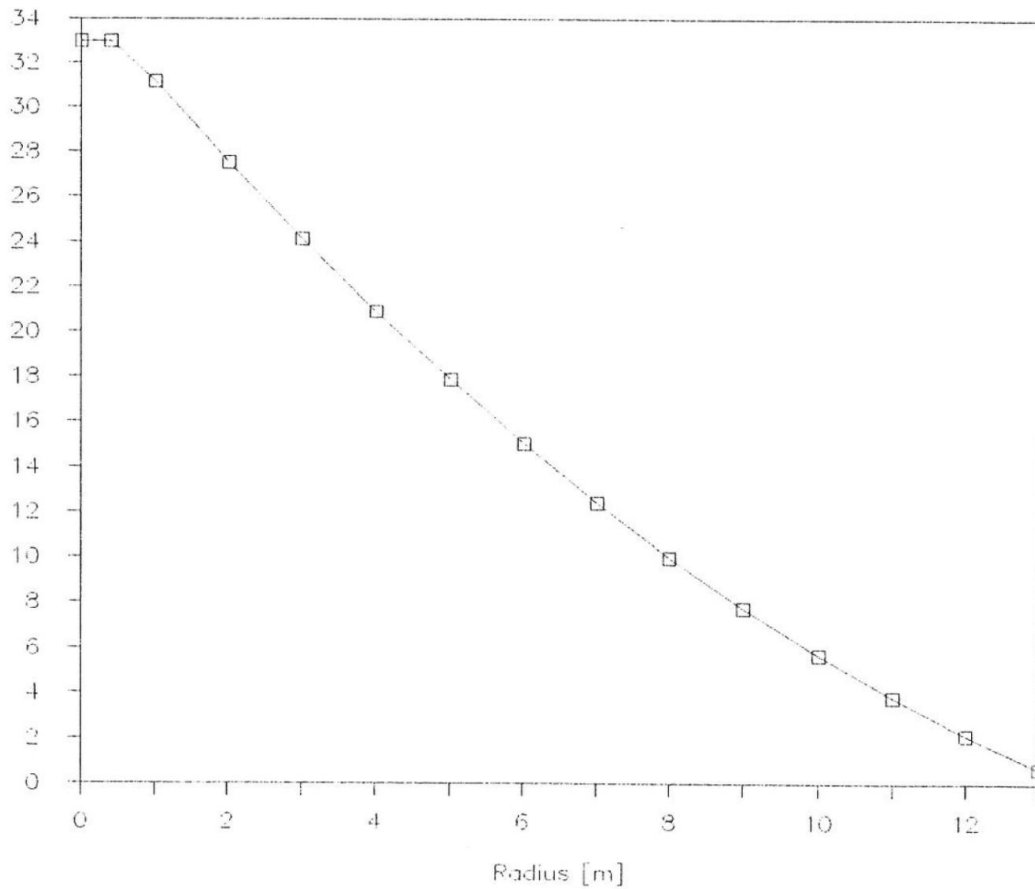
	Vægt g/m ²	Smelttyk mm	Stivhed N/mm		
M 300	300	0.118	2059		
M 100	100	0.039	686		
UD300	300	0.118	8235		
M 100	100	0.039	686		
UD450 +-45 grader	450	0.176	3088		
Skum	75	0.000	0		
UD450 +-45 grader	450	0.176	3088		
M 100	100	0.039	686		
UD300	300	0.118	8235		
M 100	100	0.039	686		
Sum glas	2275	0.892	27451		
Pol 50% vægt =	2275	1.896	7583		
Composit u skum	4550	2.788	35034	E-modul 12566 MPa	Vægtfylde 1632 kg/m ³
Skaltykkelse for E = Hovedbjælke:			t =	1.17 mm	
Skaltykkelse for E = Hovedbj. m. string.:			t =	1.19 mm	

Hovedbjælkelaminat		Vægt g/m ²	Smelttyk mm	Stivhed N/mm		
lag	Type				E-modul MPa	Vægtfylde kg/m ³
	M 300	300	0.118	2059		
6 x	UD1200	7200	2.824	197647		
	M300	300	0.118	2059		
6 x	UD1200	7200	2.824	197647		
	M300	300	0.118	2059		
Sum glas		15300	6.000	401471		
Pol 60 m%glas		10200	8.500	34000		
Komposit		25500	14.500	435471	30032	1759
					MPa	kg/m ³

Wind forces and moments + cord and profile thickness

R m	M Nm	delta F N/m	Sum F N	C m	t %
0	1.96E+05		3.30E+04	1.438	42.55
0.5	1.79E+05		3.30E+04	1.402	40.39
1	1.63E+05	3.71E+03	3.11E+04	1.366	38.40
2	1.34E+05	3.51E+03	2.75E+04	1.294	34.84
3	1.08E+05	3.32E+03	2.41E+04	1.223	31.76
4	8.53E+04	3.12E+03	2.09E+04	1.151	29.07
5	6.60E+04	2.93E+03	1.79E+04	1.079	26.69
6	4.95E+04	2.73E+03	1.51E+04	1.008	24.57
7	3.58E+04	2.54E+03	1.24E+04	0.936	22.68
8	2.47E+04	2.34E+03	9.98E+03	0.864	20.98
9	1.59E+04	2.15E+03	7.73E+03	0.793	19.44
10	9.20E+03	1.96E+03	5.68E+03	0.721	18.04
11	4.49E+03	1.76E+03	3.82E+03	0.649	16.76
12	1.54E+03	1.57E+03	2.16E+03	0.578	15.59
13	1.64E+02	1.37E+03	6.86E+02	0.506	14.51

Blade force



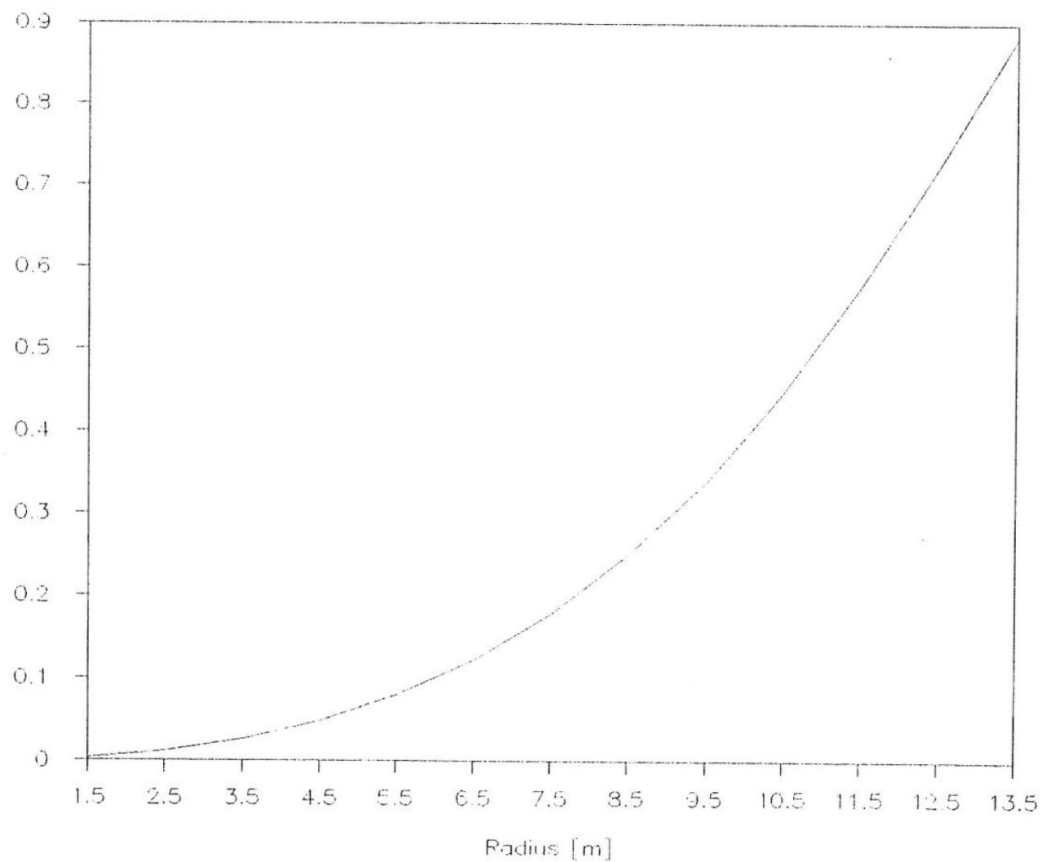
Bladedeflection and curvature

R	I_{x-x} m ⁴	M_x Nm	r m	1/r /m	angle rad	sum rad	deflect m
1	9.37E-04	1.63E+05	1.73E+02	0.006	0.006	0.006	0.003
2	8.06E-04	1.34E+05	1.81E+02	0.006	0.006	0.011321	0.011
3	5.37E-04	1.08E+05	1.49E+02	0.007	0.007	0.018015	0.026
4	3.44E-04	8.53E+04	1.21E+02	0.008	0.008	0.026275	0.048
5	2.17E-04	6.60E+04	9.89E+01	0.010	0.010	0.036383	0.080
6	1.35E-04	4.95E+04	8.15E+01	0.012	0.012	0.048645	0.122
7	8.12E-05	3.58E+04	6.79E+01	0.015	0.015	0.063362	0.178
8	4.87E-05	2.47E+04	5.92E+01	0.017	0.017	0.080264	0.250
9	2.79E-05	1.59E+04	5.28E+01	0.019	0.019	0.099216	0.339
10	1.51E-05	9.20E+03	4.91E+01	0.020	0.020	0.119571	0.449
11	7.50E-06	4.49E+03	5.01E+01	0.020	0.020	0.139539	0.578
12	3.33E-06	1.54E+03	6.47E+01	0.015	0.015	0.154986	0.725
13	6.06E-07	1.64E+02	1.11E+02	0.009	0.009	0.164025	0.883
Tipdeflection:							0.883

Material stress and strain

R m	M Nm	C m	I _{x-x} m ⁴	S _{max} m	W _{x-x} m ³	stress Pa	strain m/m (E=30GPa)
1	1.63E+05	1.366	9.37E-04	2.62E-01	3.57E-03	4.56E+07	0.0015
2	1.34E+05	1.29432	8.06E-04	2.26E-01	3.57E-03	3.74E+07	0.0012
3	1.08E+05	1.22264	5.37E-04	1.94E-01	2.76E-03	3.90E+07	0.0013
4	8.53E+04	1.15096	3.44E-04	1.67E-01	2.06E-03	4.14E+07	0.0014
5	6.60E+04	1.07928	2.17E-04	1.44E-01	1.51E-03	4.37E+07	0.0015
6	4.95E+04	1.0076	1.35E-04	1.24E-01	1.09E-03	4.55E+07	0.0015
7	3.58E+04	0.93592	8.12E-05	1.06E-01	7.65E-04	4.69E+07	0.0016
8	2.47E+04	0.86424	4.87E-05	9.07E-02	5.37E-04	4.60E+07	0.0015
9	1.59E+04	0.79256	2.79E-05	7.70E-02	3.62E-04	4.38E+07	0.0015
10	9.20E+03	0.72088	1.51E-05	6.50E-02	2.32E-04	3.97E+07	0.0013
11	4.49E+03	0.6492	7.50E-06	5.44E-02	1.38E-04	3.26E+07	0.0011
12	1.54E+03	0.57752	3.33E-06	4.50E-02	7.41E-05	2.09E+07	0.0007
13	1.64E+02	0.50584	6.06E-07	3.67E-02	1.65E-05	9.95E+06	0.0003

Blade deflection



5.9.2 Dynamic tests at Vestas

3 blades have been through a full scale dynamic test. A v25 blade was in summer 1986 exposed to 14.3 mill flapwise bending cycles, a V20 blade was in summer 87 to spring 88 exposed to 30 mill flapwise bending cycles and a V27 blade have in summer 88 been through 10 mill cordwise cycles. The test performed with the V27 blade focussed more on the load in the slewing ring as in the blade. The test is described in chapter 6.2.5. However, the blade was intact after the test, except from the corner between the root cylinder and the trailing edge. This detail has been altered. The test on the V20 blade is the longest and the most survive test, which have been done on this family of blade, as the V20, V25 and V27 blades includes. 30 mill cycles with a peak to peak strain of 1682 microstrain. With the E-modulus of 30 GPa, the peak to peak tensile stress was 50 MPa.(50N/mm²). The blade did not fail for this test, there were no sign of fatigue. By assuming, that curve B in Danish Standard 412 for welded steel can describe the fatigue strength for the combined structure in the rotorblade, a Miner-Palmgreen analyse has in encl.5.A6 been calculated for the flapwise blademoments. The V20 stresslevel consume 9 times more life as the operational loads multiplied with a safetyfactor of 1.95.

6.1. Eigenfrequencies of the fundamental modal shapes.

By stopping the rotor the only force exciting the structure will be the wind. Due to the broad and flat frequency spectrum of the wind, the structure will mainly vibrate in its structural vibrational modes. That facilitates the identification of the modal shapes. The measurements are performed with the rotor in three different positions as indicated in the figures. The instrumented blade is either horizontal, pointing vertically upward or downward. The pitch angle during the measurements is -1 deg witch is the pitch setting during normal operation.

The five important modes (the five lowest eigenfrequencies) that can be observed in the frequency spectra, Fig. 6.1.6, has been identified on the basis of the survey of modal shapes of a wind turbine presented in Ref. 6. The shape and eigenfrequency of the five modes are described below.

Vibrational mode 1.

Mode 1 is dominated by the first tower bending mode. In the first tower bending mode the tower moves roughly as a massless cantilevered beam with a fixed mass at the end. The tower mode is coupled with the first symmetric rotor mode, in which the nacelle is rigidly fixed, and the three blades oscillates in phase in the first flapwise blade mode, Fig. 6.1.1.

The eigenfrequency is lowered slightly by the in-phase coupling with the first symmetric rotor mode. From Fig. 6.1.6 and Fig. 6.1.8. the eigenfrequency can be seen to be 0.84 Hz.

Vibrational mode 2.

This mode is dominated by the first asymmetric rotor mode but couples in phase with the first tower torsional mode, Fig. 6.1.2. The blade movement will be minimum in the vertical positions and maximum in the horizontal positions. From Fig. 6.1.6 and Fig. 6.1.9 the eigenfrequency can be seen to be 1.96 Hz.

Vibrational mode 3.

The mode is dominated by the first asymmetric rotor mode, but coupled in-phase with the second tower bending mode. The blade movement will be at a minimum in the horizontal positions and at a maximum in the vertical positions, see Fig. 6.1.3. From Fig. 6.1.6 and Fig. 6.1.10 the eigenfrequency can be seen to be 2.00 Hz. The frequency is almost equal to the frequency to mode 2, because the stiffness vertical and horizontal are almost identical.

Vibrational mode 4.

The mode is dominated by the first symmetric rotor mode. In the first symmetric rotor mode the nacelle is rigidly fixed, and the three blades oscillates in phase in the first flapwise blade bending mode. Fig. 6.1.4.

The eigenfrequency is slightly increased due to counterphase coupling with the first tower bending mode. From Fig. 6.1.6 the eigenfrequency can be seen to be 2.36 Hz.

Vibrational mode 5.

The mode is dominated by the first torsional tower mode but counter phase coupled with the asymmetric rotor mode, Fig. 6.1.5. In the first torsional tower mode the tower vibrates roughly as a massless shaft fixed at one end and having a rotating inertia at the other end. From Fig. 6.1.9 the eigenfrequency can be seen to be 5.04 Hz.

Figurer som viser egenfrekvenser er vist i masteroppgave rapporten kapittel 7

Javafoil -data

I vedlegg B, inneholder plotting av kurver og profildata for bladets inndelings seksjoner. Bladprofilene varierer fra rot til tupp (NACA 63.214-63.235), der kordlengden også variere mellom 0,27 -1,29 m. dette drøftes i kapittel 6 i rapporten. Her i vedlegget er det valgt å vise for NACA 63.214, NACA 63.220 NACA 63.225, NACA 63.230 og NACA 63.235

Geometri (NACA 63-214)

Airfoil Geometry

Name:

Coordinates:

0,46436141	-0,04948923
0,45583492	-0,04475347
0,43909273	-0,03587142
0,41487859	-0,02275534
0,38509219	-0,00431504
0,35011197	0,01741807
0,31122226	0,04151653
0,26595199	0,05935214
0,21976248	0,07757381
0,17448718	0,09548995
0,12868587	0,09291977
0,08748362	0,09063018
0,05261133	0,08840938
0,02984478	0,07310561
0,01421645	0,06269579
0,00667762	0,05769538
0,01178122	0,05002387
0,02237665	0,03463500

CLEAR

Create an Airfoil:

Family:

Number of points: [-]

Thickness t/c: [%]

Thickness location xt/c: [%] (30,40,50,60,70)

Design Lift Coefficient Cl: [-]

a: [-] (a=0 ... 1)

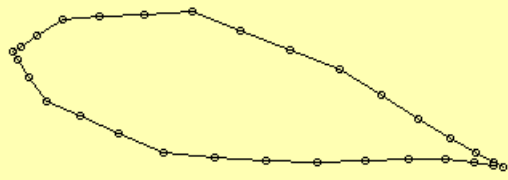
A-modification : [0/1] (63A,64A,65A, a=0.8)

Modify NACA section to have closed trailing edge

Lower drag than 4-digit series

Create Airfoil

Airfoil Shape



For later analysis the trailing edge should be closed.

Update View
Copy (Text)
Paste (Text)
Open
Save
Print...

Koordinatene er utarbeidet av meg, og med små unøyaktigheter for plasseringen av X og Y koordinater, vil det forårsake at kurvene som framvises her i vedlegg B vil få noen stigninger som ikke ser ut som det er vist på Figur 6.21 i rapporten. Dette kan løses ved å fin beregne koordinatplasseringen for seksjonene mer nøyaktig.

Design (NACA 63.214)

Design Airfoil

Name:

Number of Steps: [-] smooth Target Cp [°] LE Enlargement

Relax by: [%] [v]

Target
Current: $C_l = 0,93808$, $C_d = 0,01376$, $C_m 0.25 = 0,09096$

$t/c = 13,7\%$ @ $16,14\%$

$f/c = 1,03\%$ @ $30,88\%$

Geometri (NACA 63-220)

Airfoil Geometry

Name:

Coordinates:

Family:

Number of points: [-]

Thickness t/c: [▲] [▼] [%]

Thickness location xt/c: [▲] [▼] [%] (30,40,50,60,70)

Design Lift Coefficient Cl: [▲] [▼] [-]

a: [▲] [▼] [-] (a=0 ... 1)

A-modification : [▲] [▼] [0/1] (63A,64A,65A, a=0.8)

Modify NACA section to have closed trailing edge

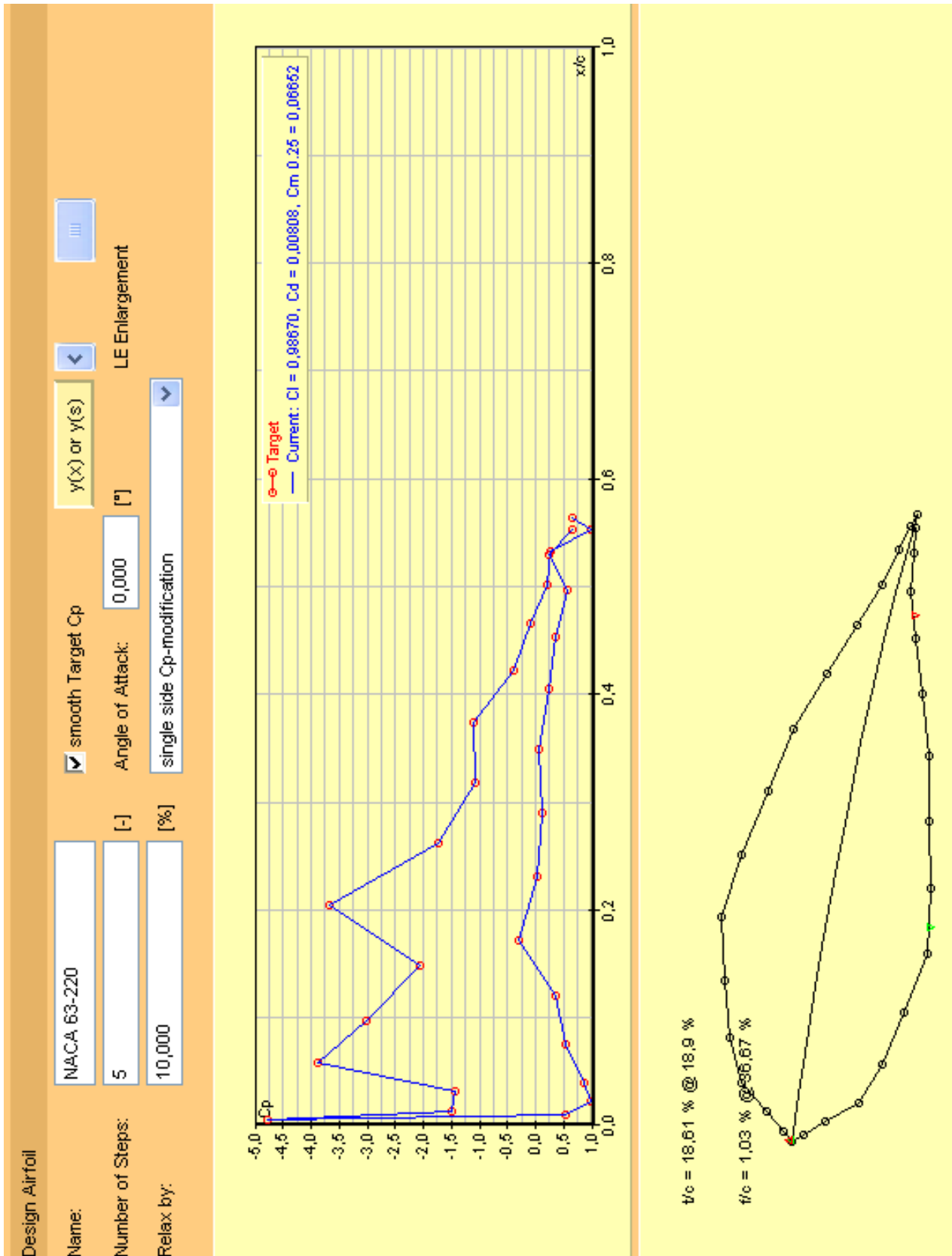
Lower drag then 4-digit series

Airfoil Shape

Airfoil Geometry

0,58483464	-0,05904038
0,57359448	-0,05366005
0,55163627	-0,04314965
0,51985935	-0,02780544
0,48129446	-0,00483136
0,43598840	0,02221631
0,38548090	0,05190474
0,32761843	0,07485680
0,26859597	0,09819653
0,21008207	0,11677027
0,15163934	0,11127140
0,09903002	0,10627911
0,05768878	0,09408165
0,03119375	0,07051772
0,01293767	0,05425746
0,00410037	0,04585840
0,01002824	0,03544975
0,02252210	0,01498054

Design (NACA 63.220)



Geometri (NACA 63-225)

Airfoil Geometry

Name:

Coordinates:

CLEAR

Create an Airfoil:

Family:

Number of points: [-]

Thickness t/c: [▲] [▼] [%]

Thickness location xt/c: [▲] [▼] [%] (30,40,50,60,70)

Design Lift Coefficient Cl: [▲] [▼] [-]

a: [▲] [▼] [-] (a=0 ... 1)

A-modification : [▲] [▼] [0/1] (63A,64A,65A, a=0.8)

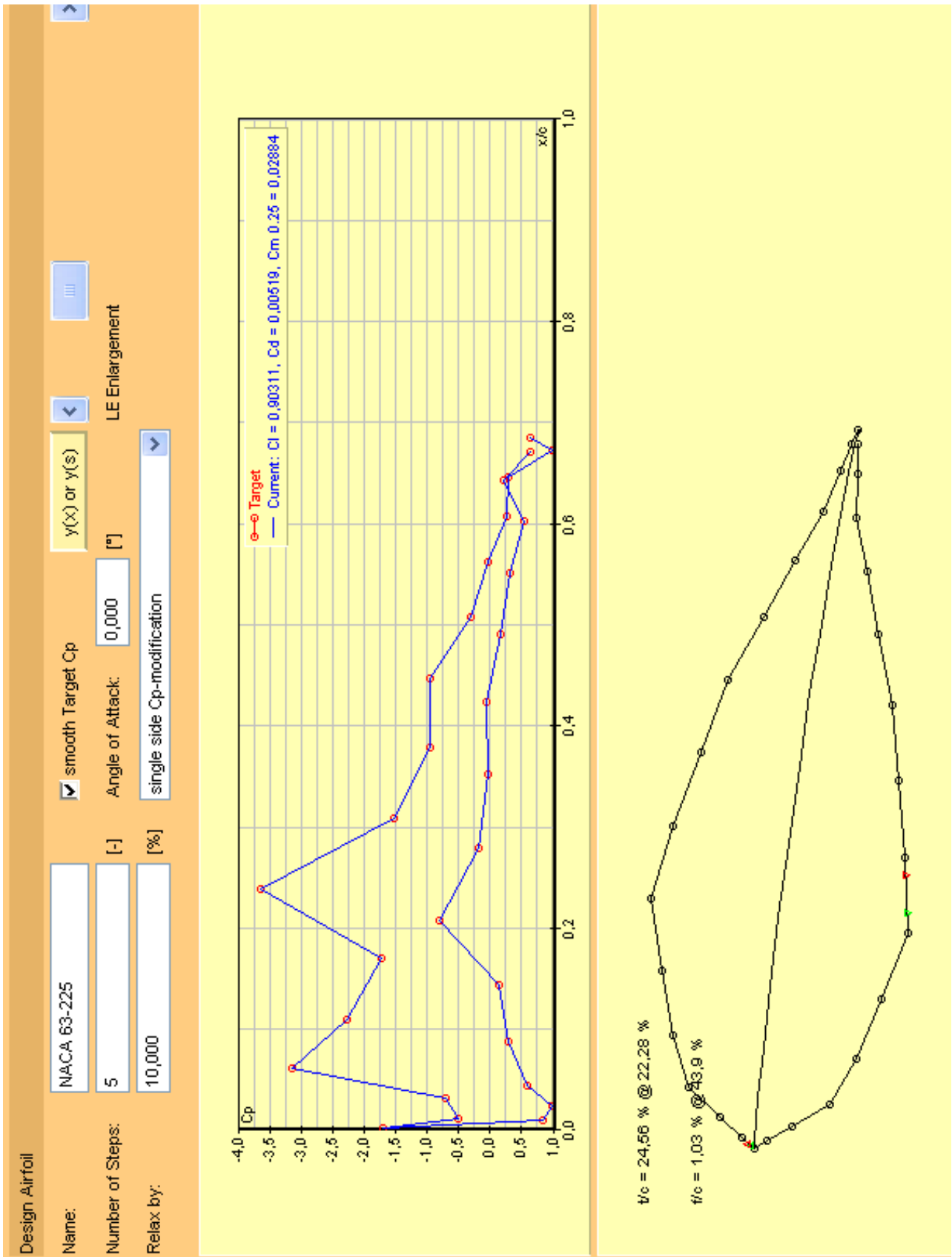
Modify NACA section to have closed trailing edge

Lower drag then 4-digit series

Create Airfoil

Airfoil Shape

Design (NACA 63.225)



Geometri (NACA 63-230)

Airfoil Geometry

Name:

Coordinates:

0,86764071	-0,05403656
0,85023091	-0,04826411
0,81621999	-0,03698796
0,76693577	-0,02058151
0,70699252	0,00719487
0,63659544	0,03999663
0,55834919	0,07632391
0,47085717	0,10351571
0,38157302	0,13102491
0,29392308	0,15637292
0,20938002	0,13870885
0,13327125	0,12258714
0,07044009	0,10557221
0,03611807	0,06630368
0,01247486	0,03919505
0,00099908	0,02527571
0,01039048	0,01012220
0,02991998	-0,01956045

Create an Airfoil:

Family:

Number of points: [-]

Thickness t/c: [%]

Thickness location xt/c: [%] (30,40,50,60,70)

Design Lift Coefficient Cl: [-]

a: [-] (a=0 ... 1)

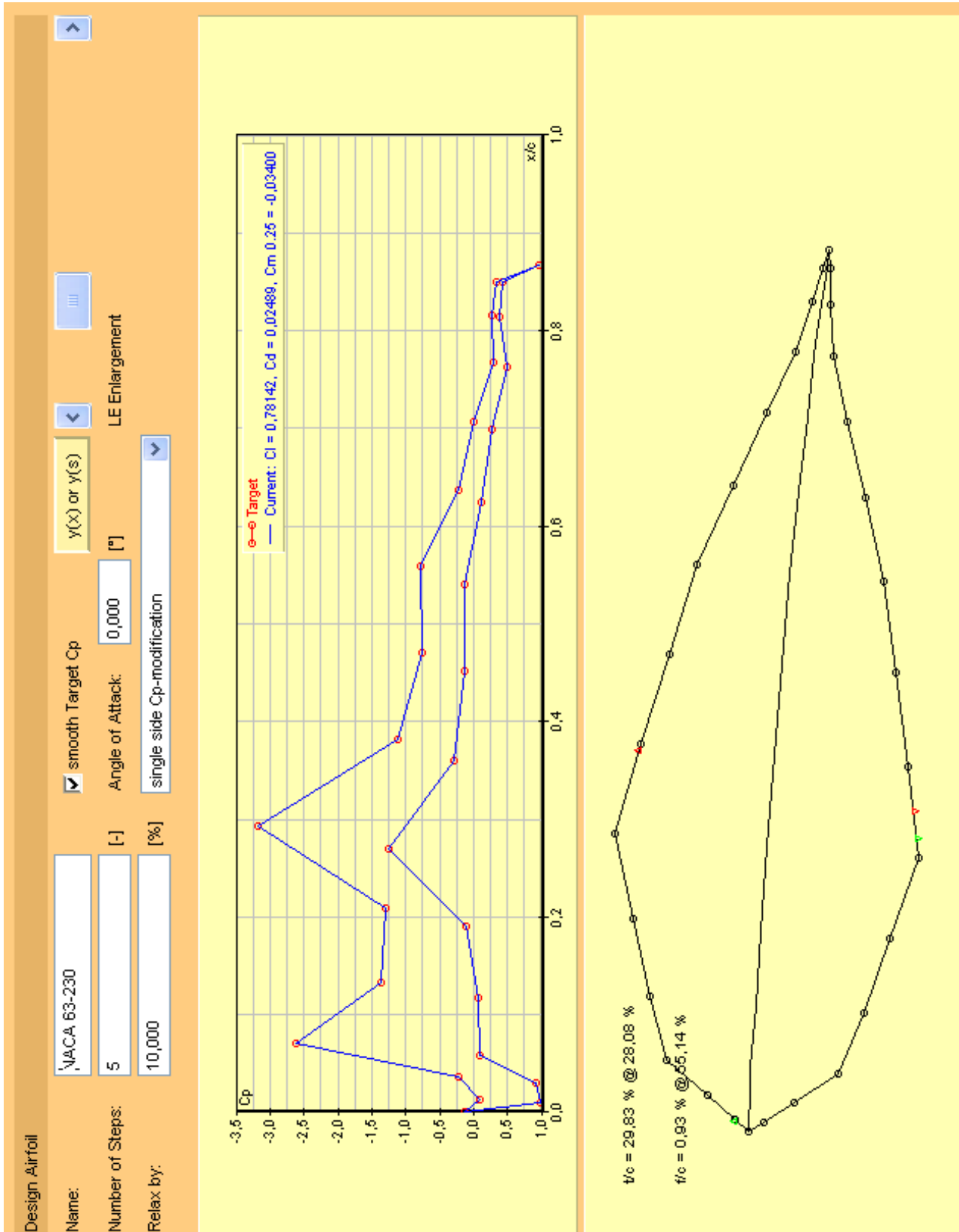
A-modification : [0/1] (63A,64A,65A, a=0.8)

Modify NACA section to have closed trailing edge

Lower drag then 4-digit series

Airfoil Shape

Design (NACA 63.230)



Geometri (NACA 63-235 for kordlengde 1m. Se Figur 6.21)

I Javafoil er profilene begrenset med kordlengden på 1 m, derfor viser jeg her når kordlengden er mer 1 m og akkurat 1 m. I dette plottet ser vi også hvor fint og gjevn grafen følger i forhold til koordinatene, sammelignet med de andre plottene som jeg har selv har kalkulert koordinatene

Airfoil Geometry

Name: NACA 63-235

Coordinates: CLEAR

```

0,00470655 0,02414514
-0,00030291 0,00360648
0,00519130 -0,01655496
0,02815038 -0,05048698
0,07162584 -0,09100139
0,13777185 -0,12763451
0,22261665 -0,15422489
0,32078239 -0,16497727
0,42511492 -0,15457166
0,52891774 -0,12855791
0,62859361 -0,09555014
0,72185595 -0,06255081
0,80646607 -0,03479183
0,87961578 -0,01511094
0,93811394 -0,00396090
0,97898454 0,00012178
1,00000000 0,00000000
                    
```

Create an Airfoil:

Family: NACA 6-digit (e.g. 64012)

Number of points: 31 [-]

Thickness t/c: 35 [▲] [%]

Thickness location x/t/c: 30 [▲] [%] (30,40,50,60,70)

Design Lift Coefficient Cl: 0,2 [▲] [-]

a: 1 [▲] [-] (a=0 ... 1)

A-modification : 0 [▲] [0/1] (63A,64A,65A, a=0.8)

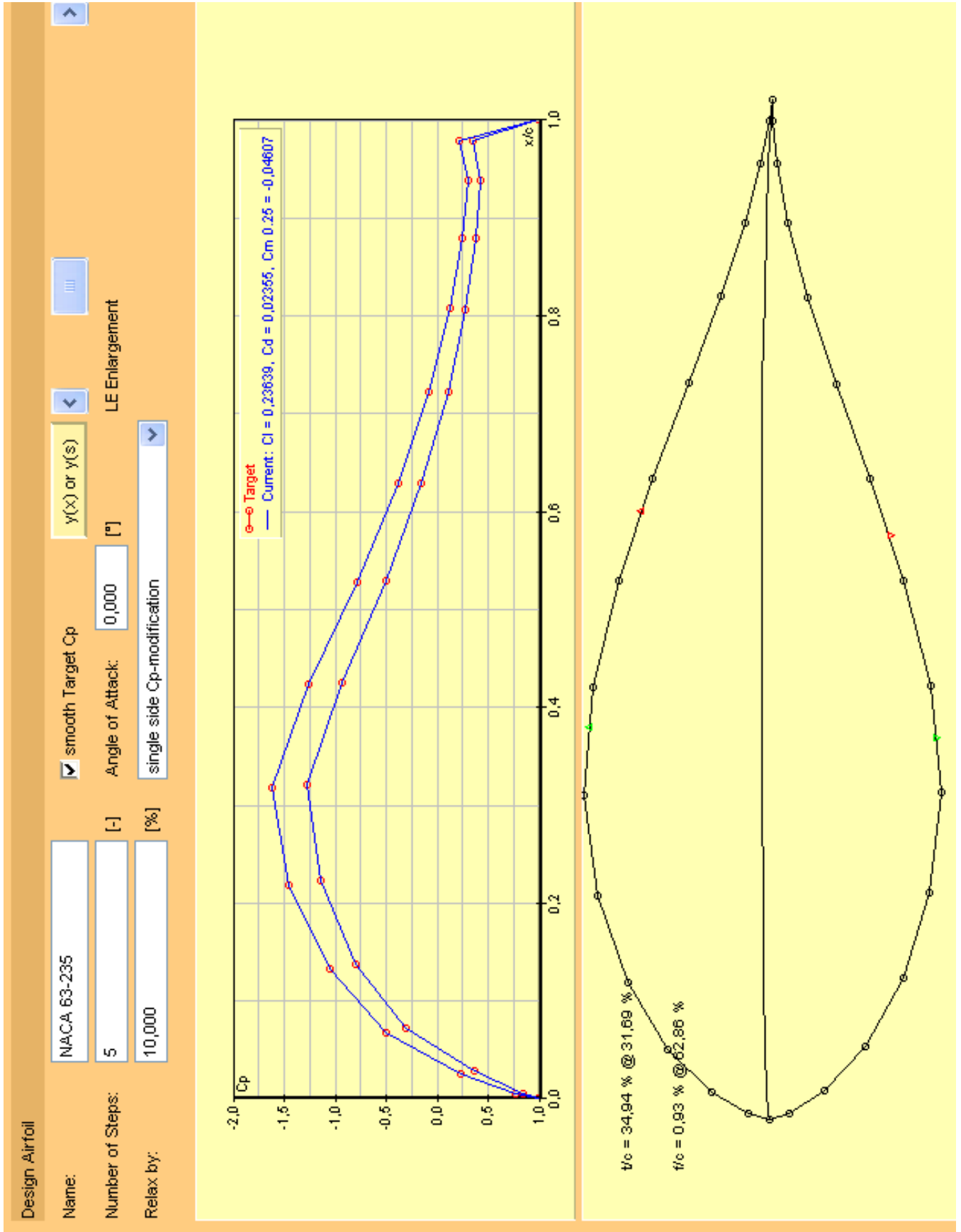
Modify NACA section to have closed trailing edge

Lower drag then 4-digit series

Create Airfoil

Airfoil Shape

Design (NACA 63-235 for kordlengde 1m



Geometri (NACA 63-235 for kordlengde over 1m.

For å presisere litt på kordlengde over 1 m er at seksjonen NACA 63.235 har en kordlengde på 1,07886251 m. slik som nevnt tidligere er kurven litt rar på grunn av koordinat plasseringen.

Airfoil Geometry

Name: NACA 63-235

Coordinates: CLEAR

```

-0,04343884
1,07886251
1,05705951
1,01446629
0,95272225
0,87698986
0,78812031
0,68938138
0,58055155
0,46937164
0,36032135
0,25722409
0,16439616
0,08557597
0,04242929
0,01402643
0,00020467
0,01284543
0,03891684
-0,033646242
                    
```

Create an Airfoil:

Family: NACA 6-digit (e.g. 64012)

Number of points: [-]

Thickness t/c: [%]

Thickness location xt/c: [%] (30,40,50,60,70)

Design Lift Coefficient Cl: [-]

a: [-] (a=0 ... 1)

A-modification : [0/1] (63A,64A,65A, a=0.8)

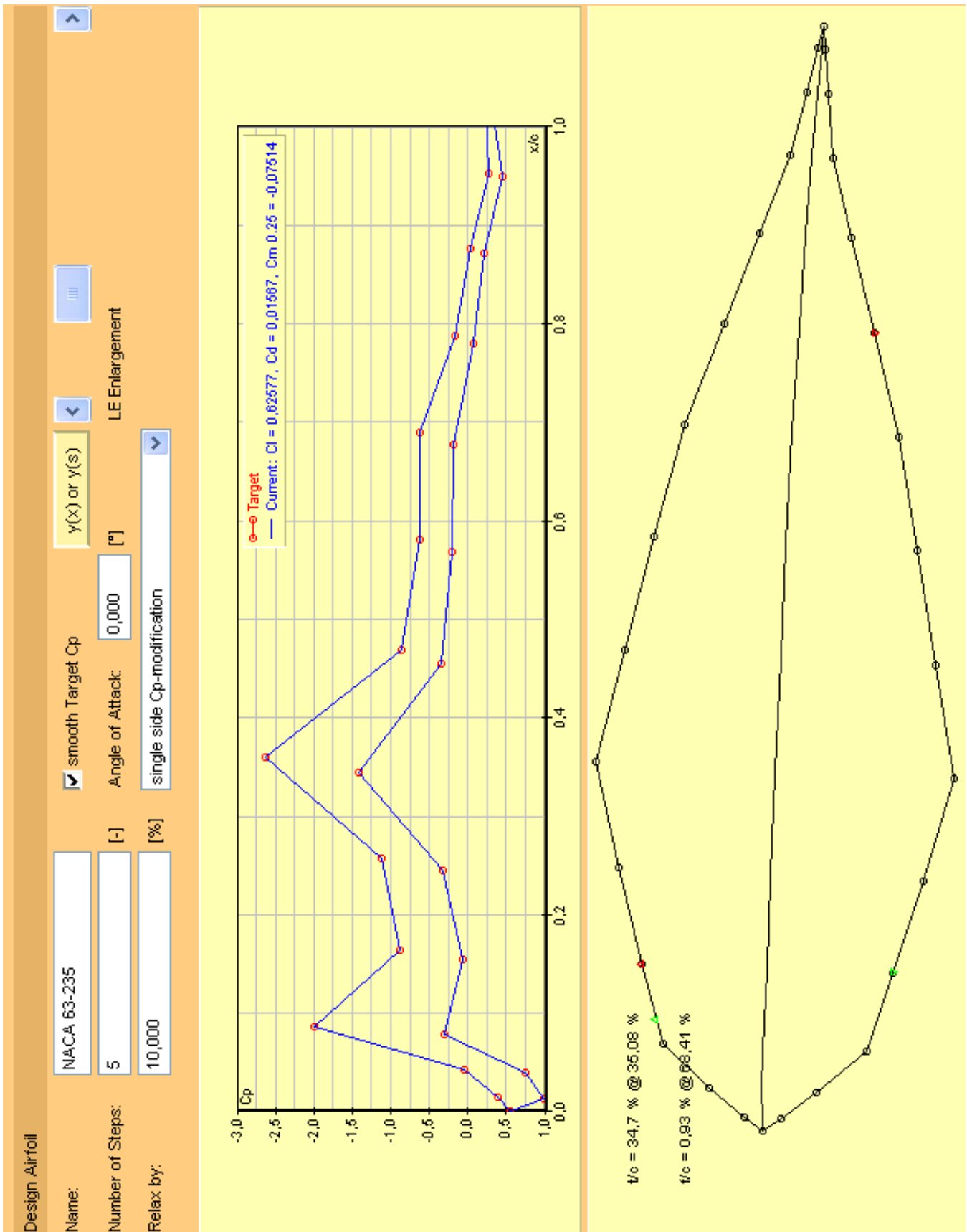
Modify NACA section to have closed trailing edge

Lower drag then 4-digit series

Create Airfoil

Airfoil Shape

Design (NACA 63-235 for kordlengde over 1m



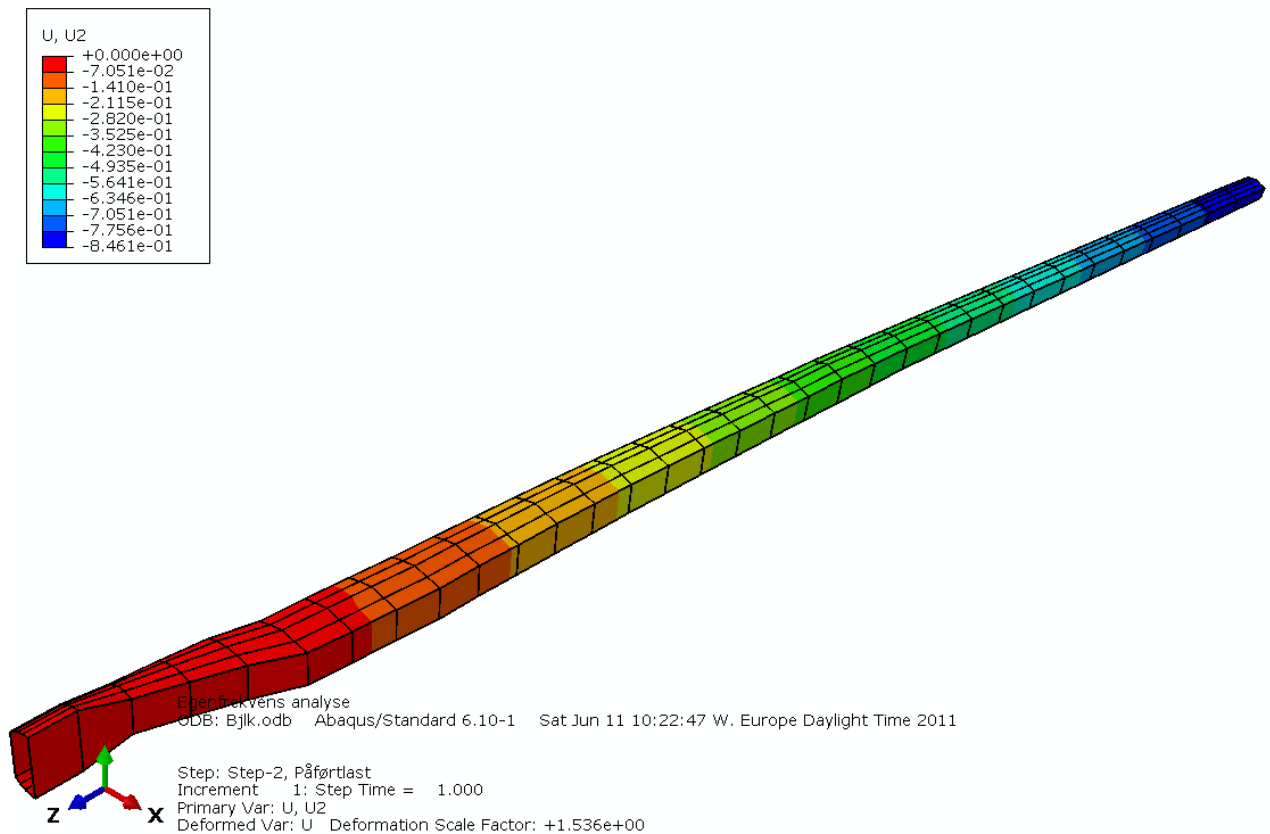
ABAQUS RESULTATER

I disse resultatene fremvises det grafisk, numeriske resultater.

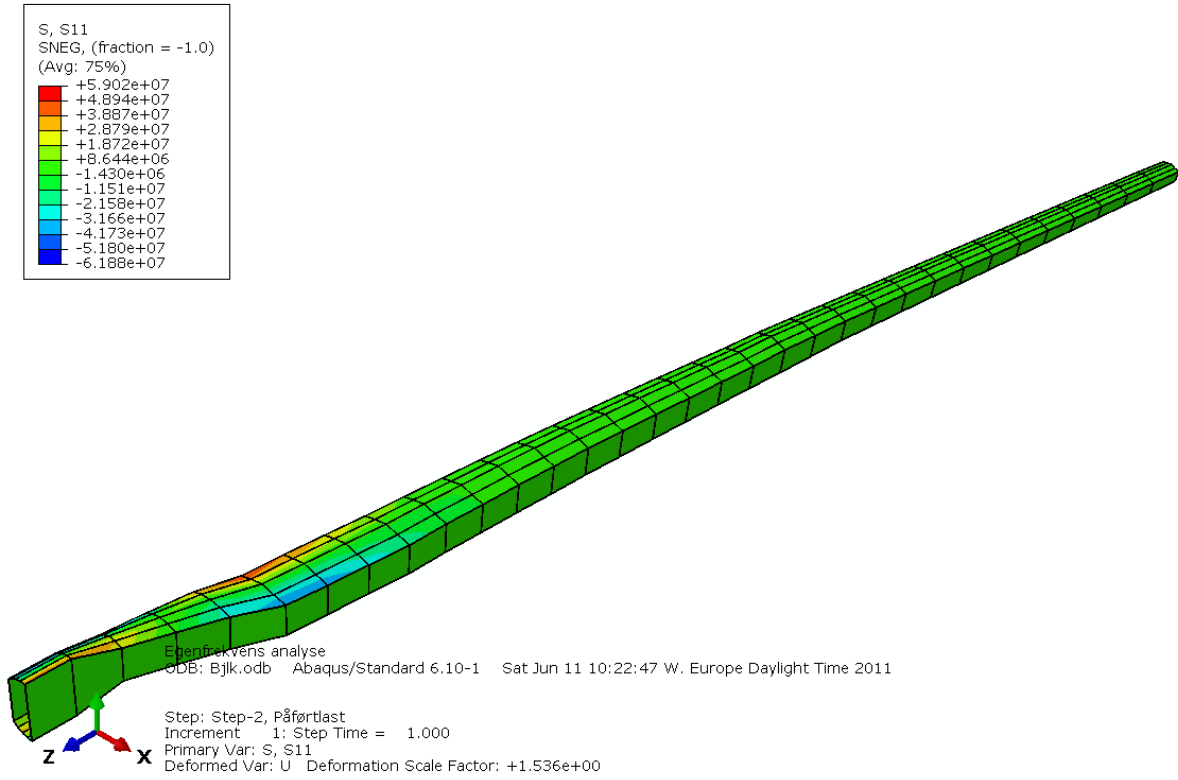
Abaqus 6.10-1

Date 06-Jun-2011 Time 10:22:46

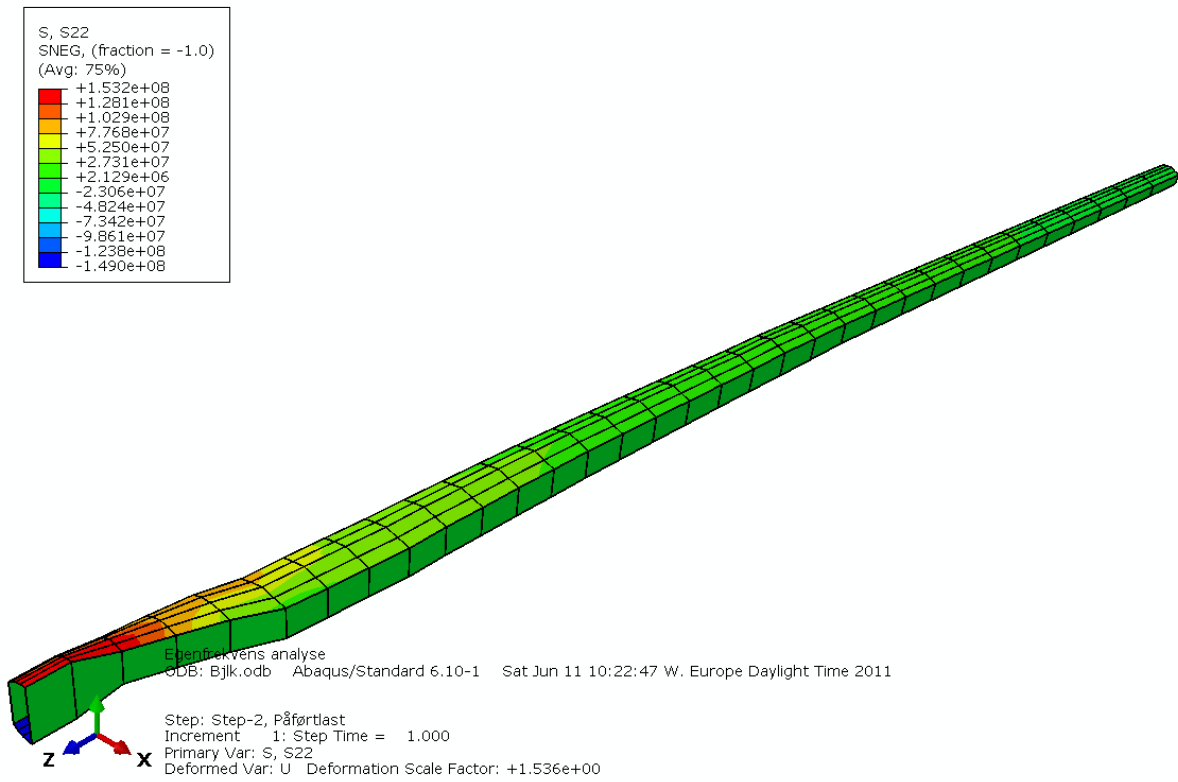
For use at University of Stavanger under license from Dassault Systemes or its subsidiary.

BJELKERESULTATER

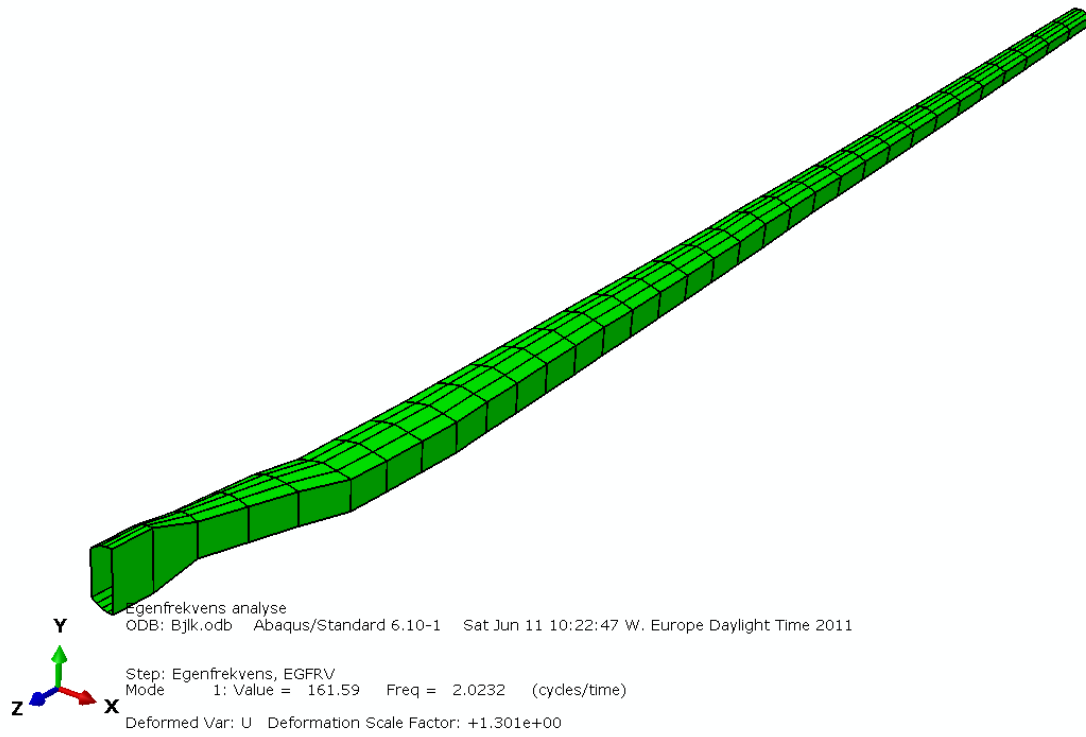
Figur 1: Vertikalforskyvning U2 [m]



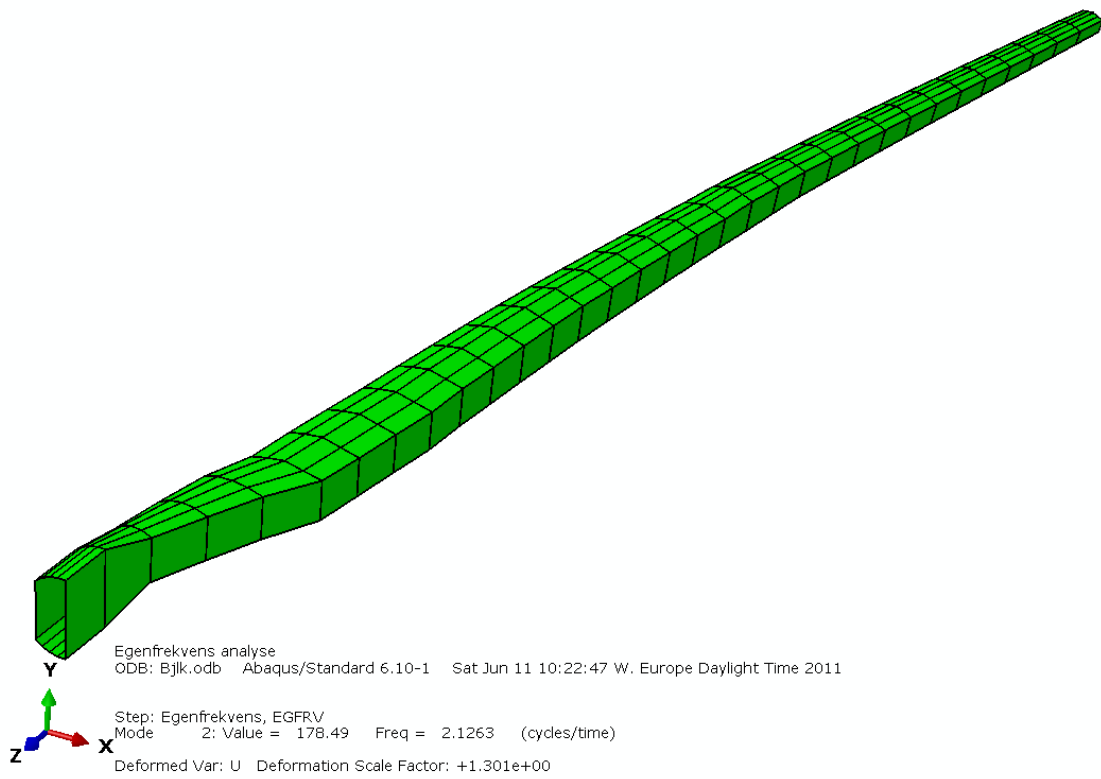
Figur 2: Spenninger S11 [Pa]



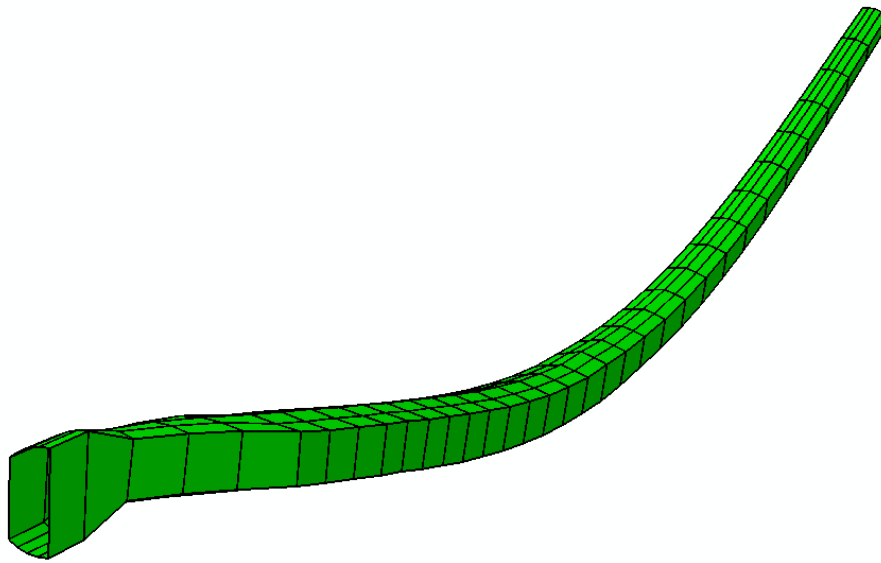
Figur 3: Spenninger S22 [Pa]



Figur 4: Eigenfrekvens for Mode1 [HZ]



Figur 5: Eigenfrekvens for Mode 2. [HZ]

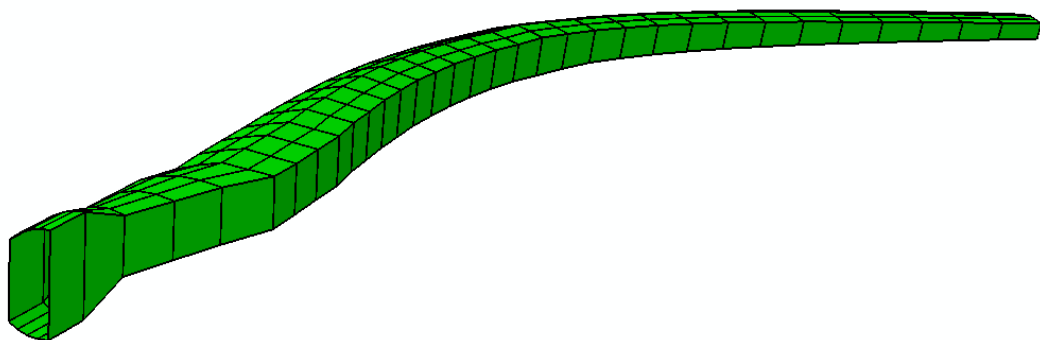


Y
 Egenfrekvens analyse
 ODB: Bjlk.odb Abaqus/Standard 6.10-1 Sat Jun 11 10:22:47 W. Europe Daylight Time 2011

X
 Step: Egenfrekvens, EGFRV
 Mode 3: Value = 3243.7 Freq = 9.0645 (cycles/time)

Z
 Deformed Var: U Deformation Scale Factor: +1.301e+00

Figur 6: Egenfrekvens for Mode 3. [HZ]

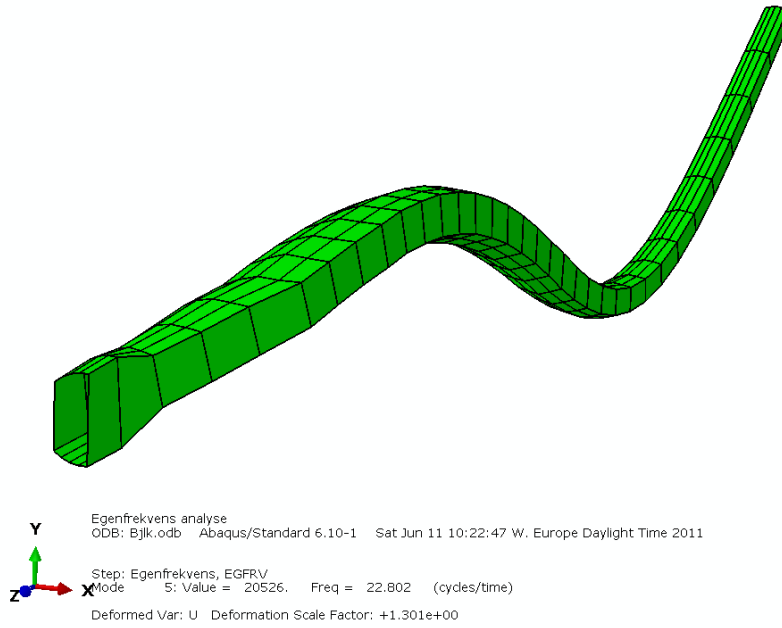


Y
 Egenfrekvens analyse
 ODB: Bjlk.odb Abaqus/Standard 6.10-1 Sat Jun 11 10:22:47 W. Europe Daylight Time 2011

X
 Step: Egenfrekvens, EGFRV
 Mode 4: Value = 4176.8 Freq = 10.286 (cycles/time)

Z
 Deformed Var: U Deformation Scale Factor: +1.301e+00

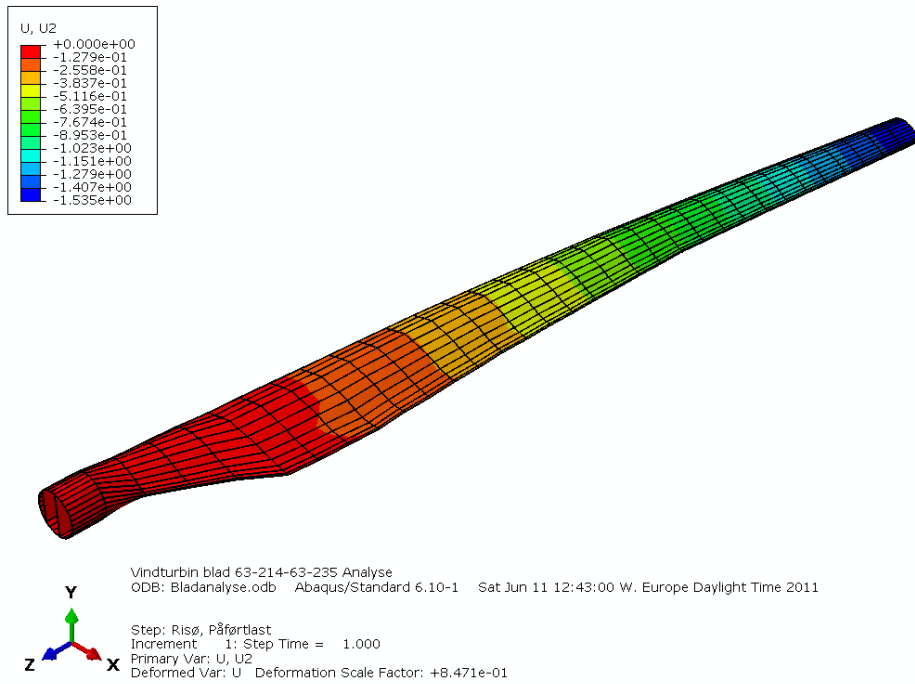
Figur 7: Egenfrekvens for Mode 4. [HZ]



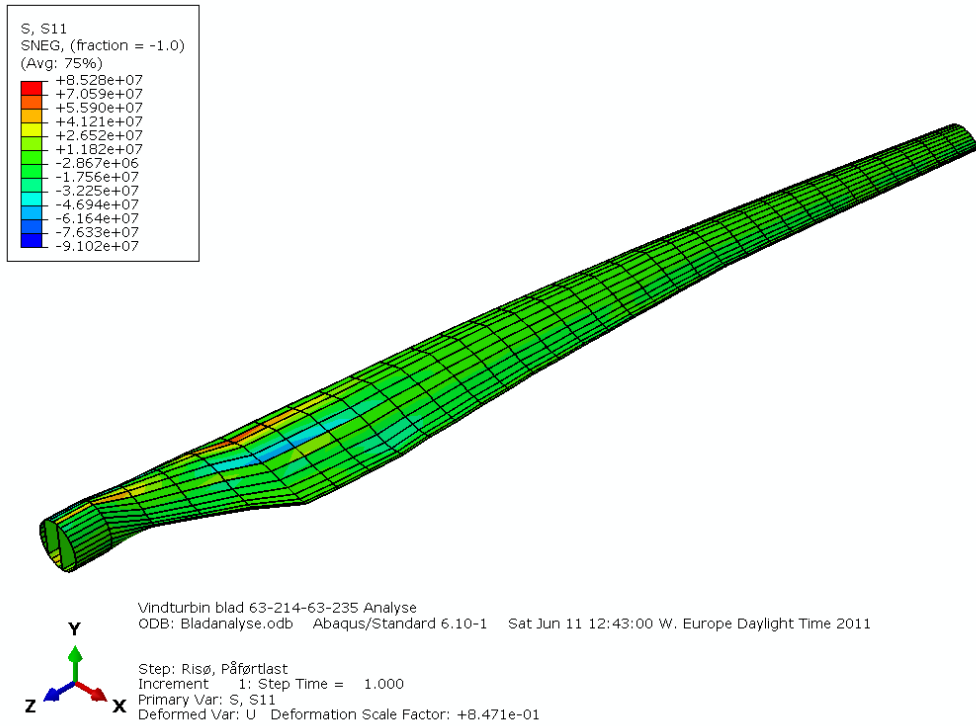
Figur 8: Eigenfrekvens for Mode 5. [HZ]

BLADSKALL OG BJELKE RESULTATER

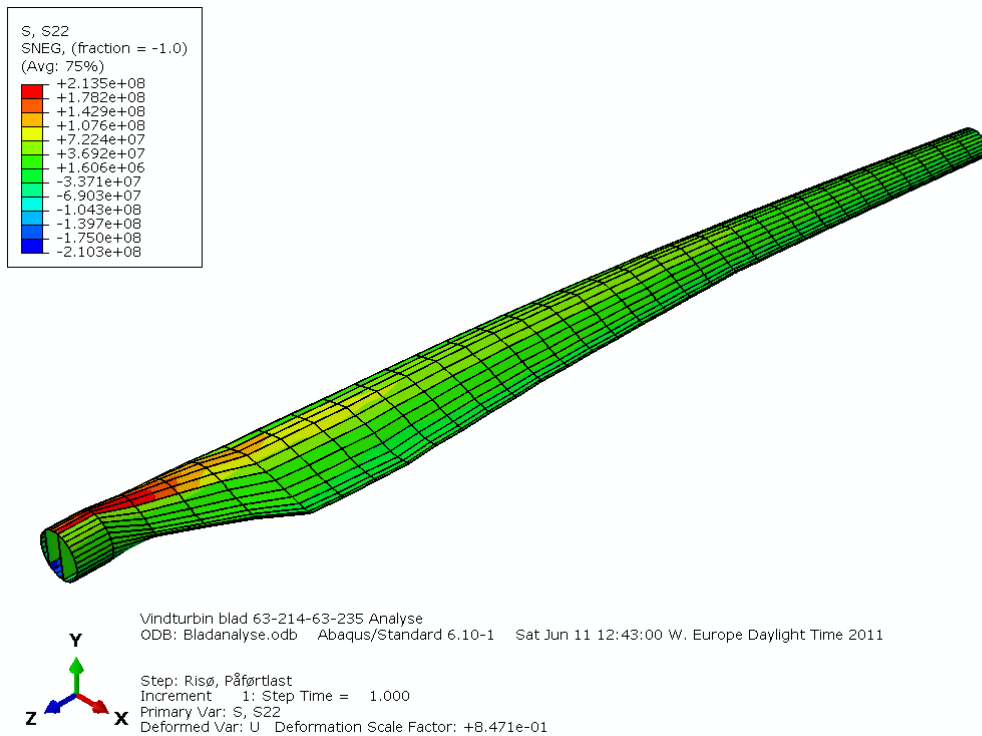
For å dokumentere resultatene for bladmodellen som har gitt de store deformasjoner og spenninger, vil vi vise to grafiske framvisninger med resultater for forskyvning og spenning (se Figur 9 og 10)



Figur 9: Vertikalforskyvning U2 [m]

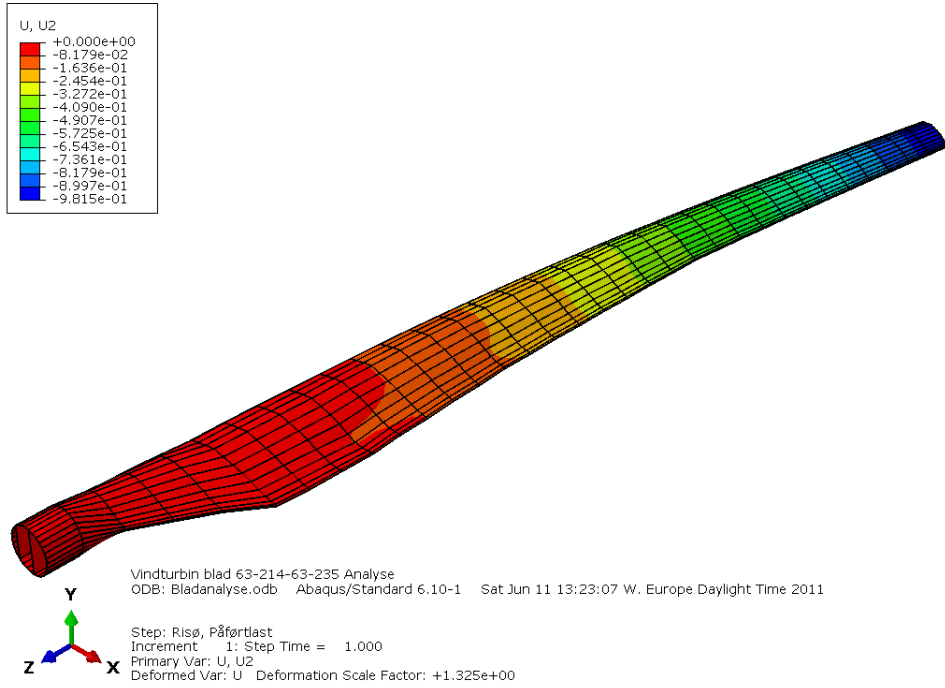


Figur 10: Spenning S11 [Pa]

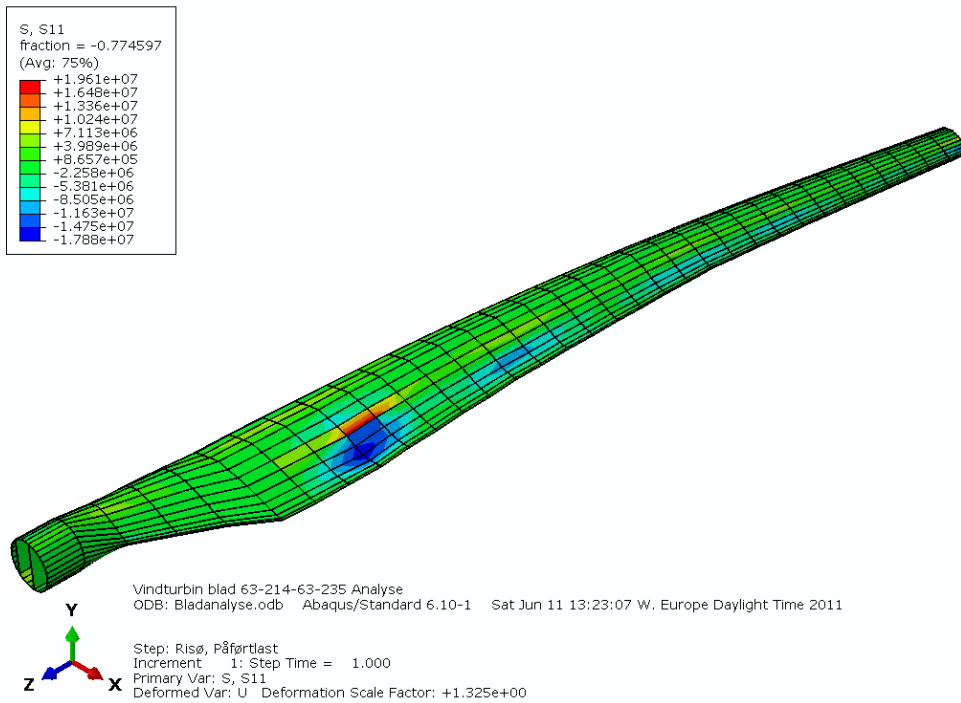


Figur 11: Spenninger S22 [Pa]

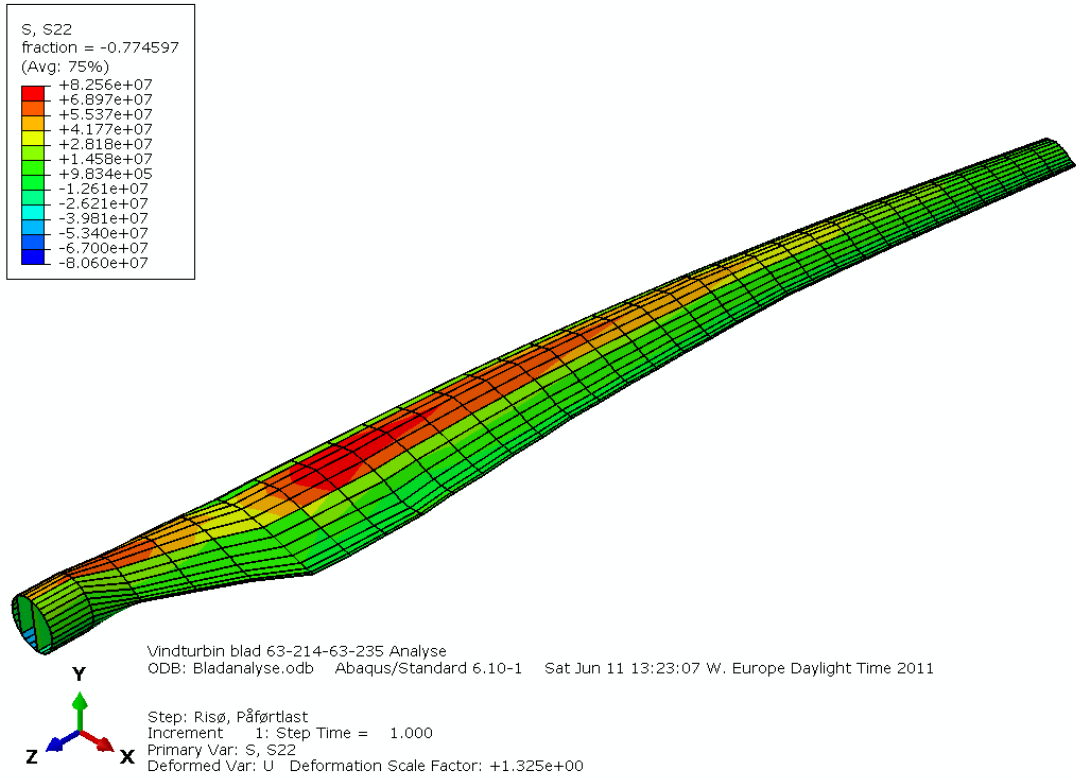
BLADSKALL OG BJELKE RESULTATER (DE 6 SISTE SEKSJONER, MED TYKKELSE 0,050 m)



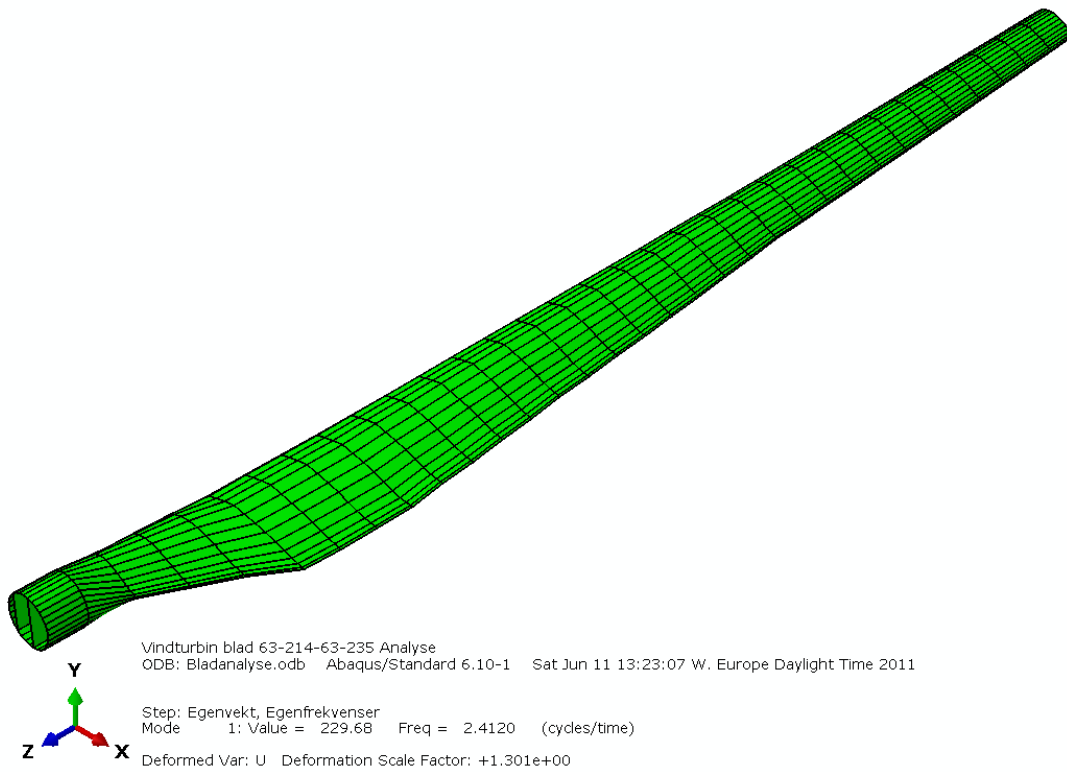
Figur 12: Vertikalforskyvninger U2 [m]



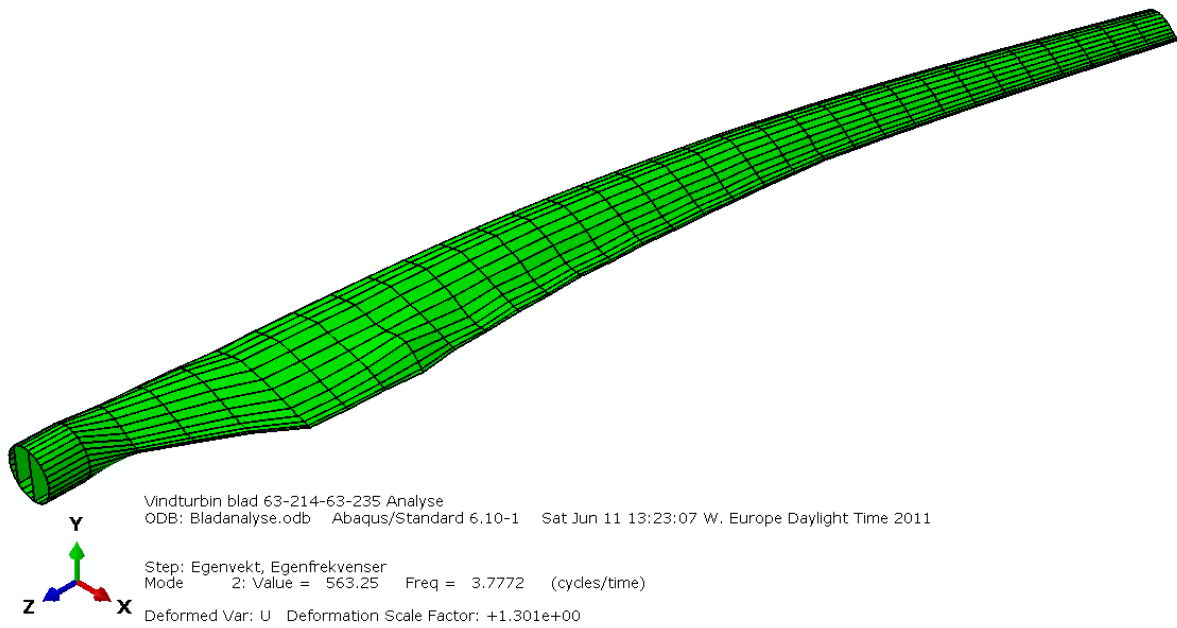
Figur 13: Spenninger S11 [Pa]



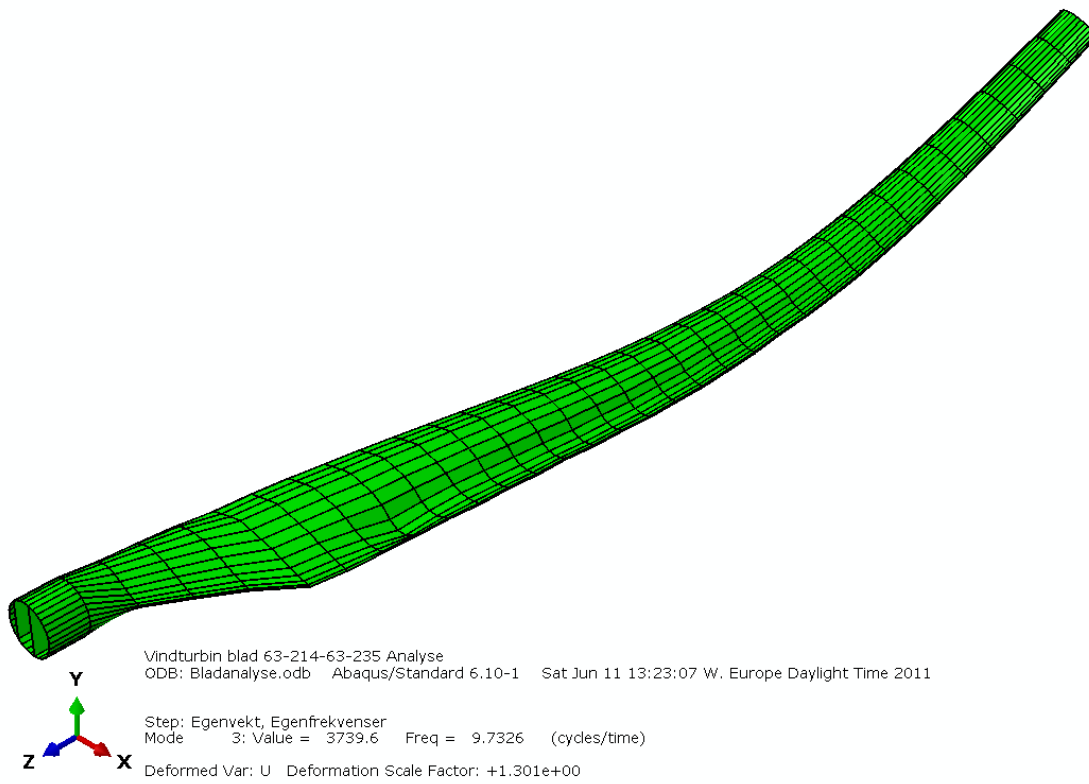
Figur 14:Spenninger S22 [Pa]



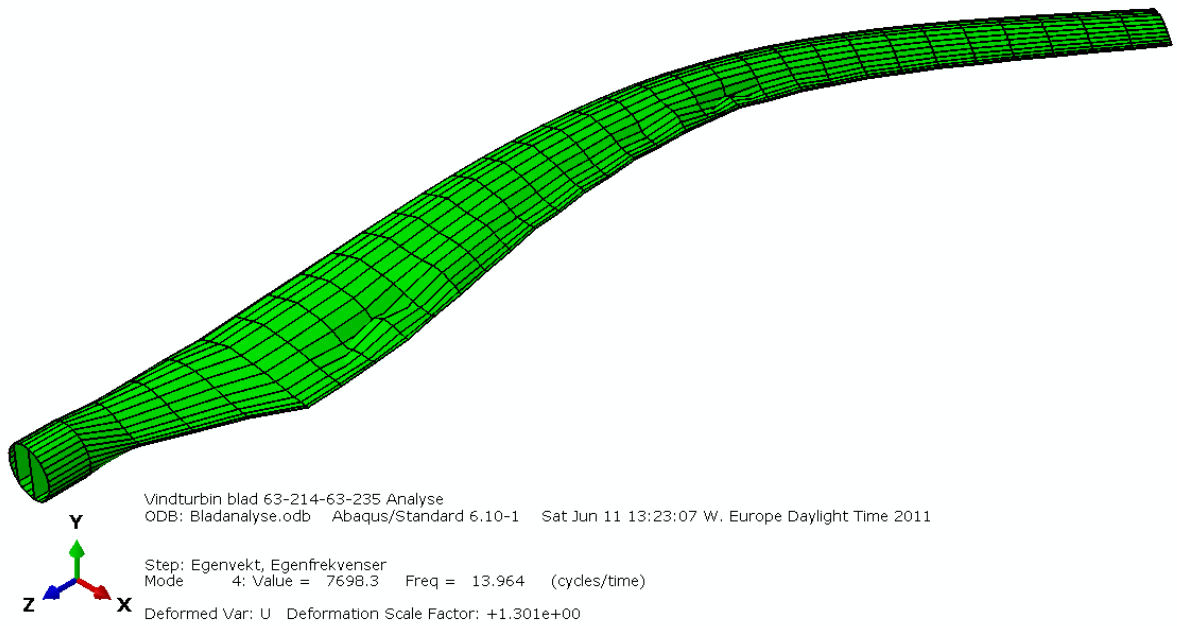
Figur 15: Egenfrekvens for Mode 1 [HZ]



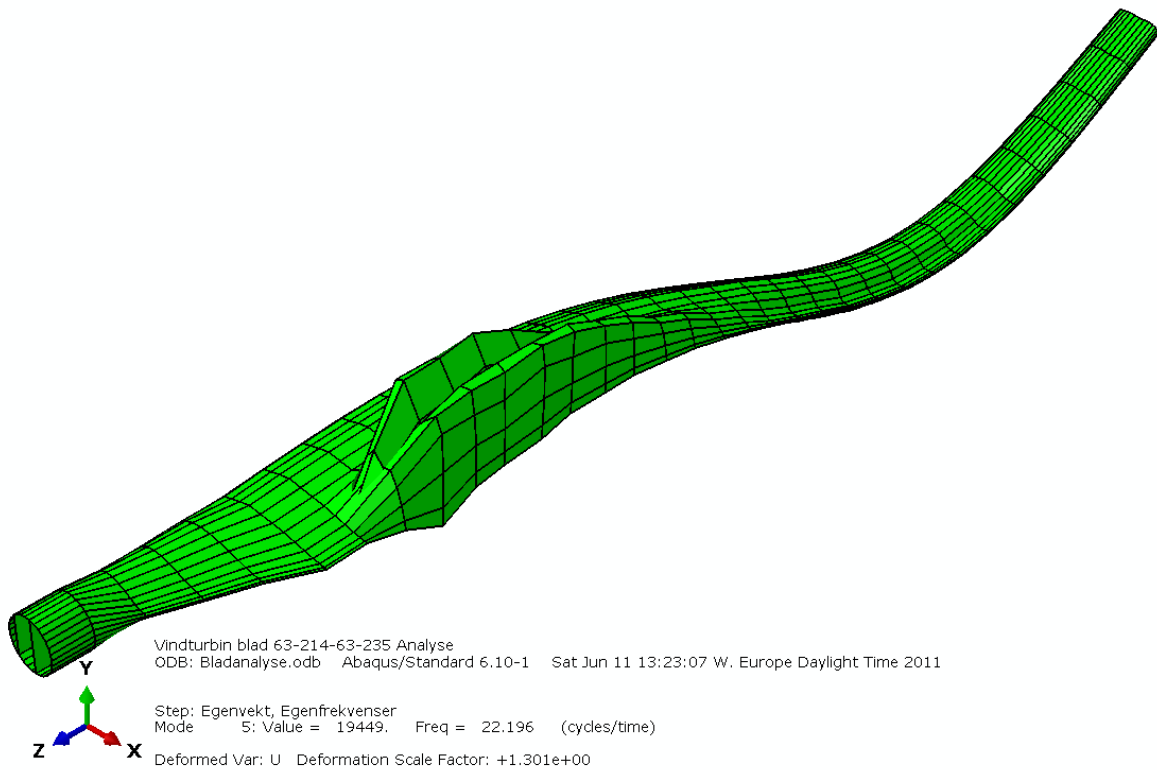
Figur 16: Egenfrekvens for Mode 2 [HZ]



Figur 17: Egenfrekvens for Mode 3 [HZ]

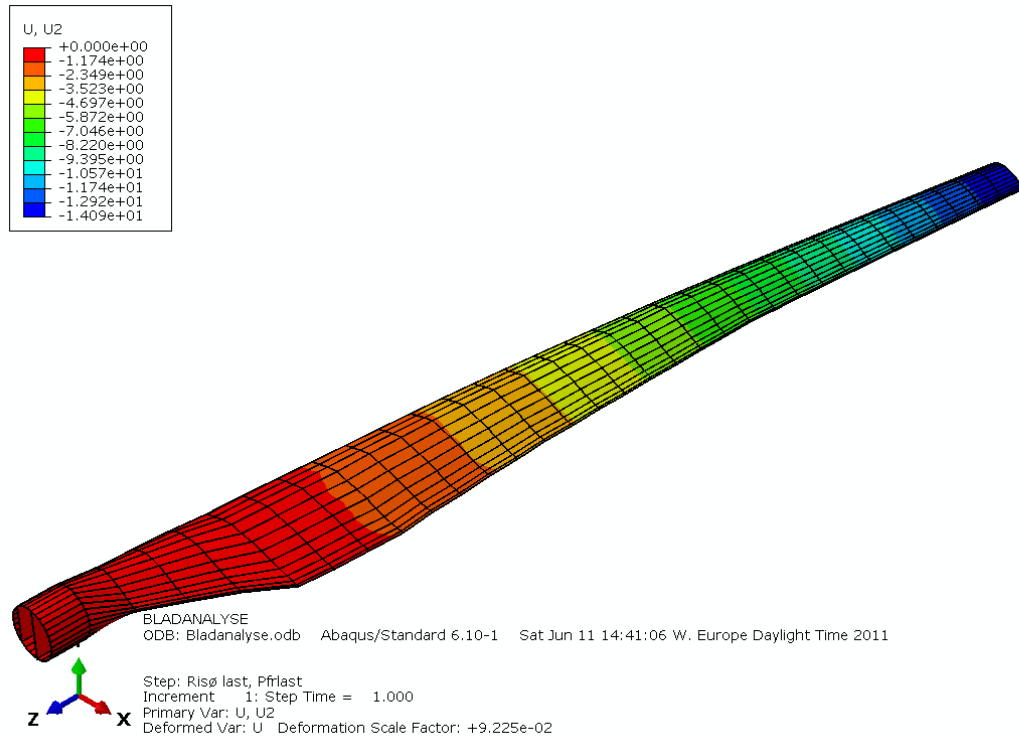


Figur 18: Egenfrekvens for Mode 4 [HZ]

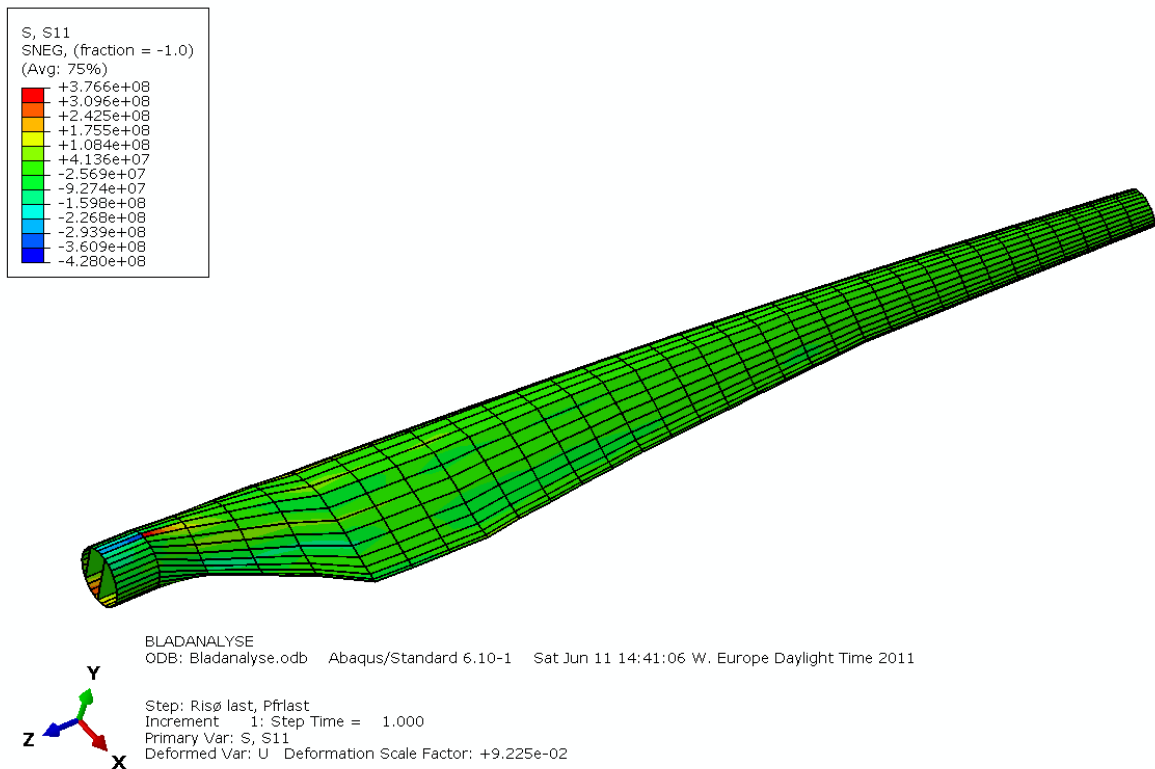


Figur 19: Egenfrekvens for Mode 5 [HZ]

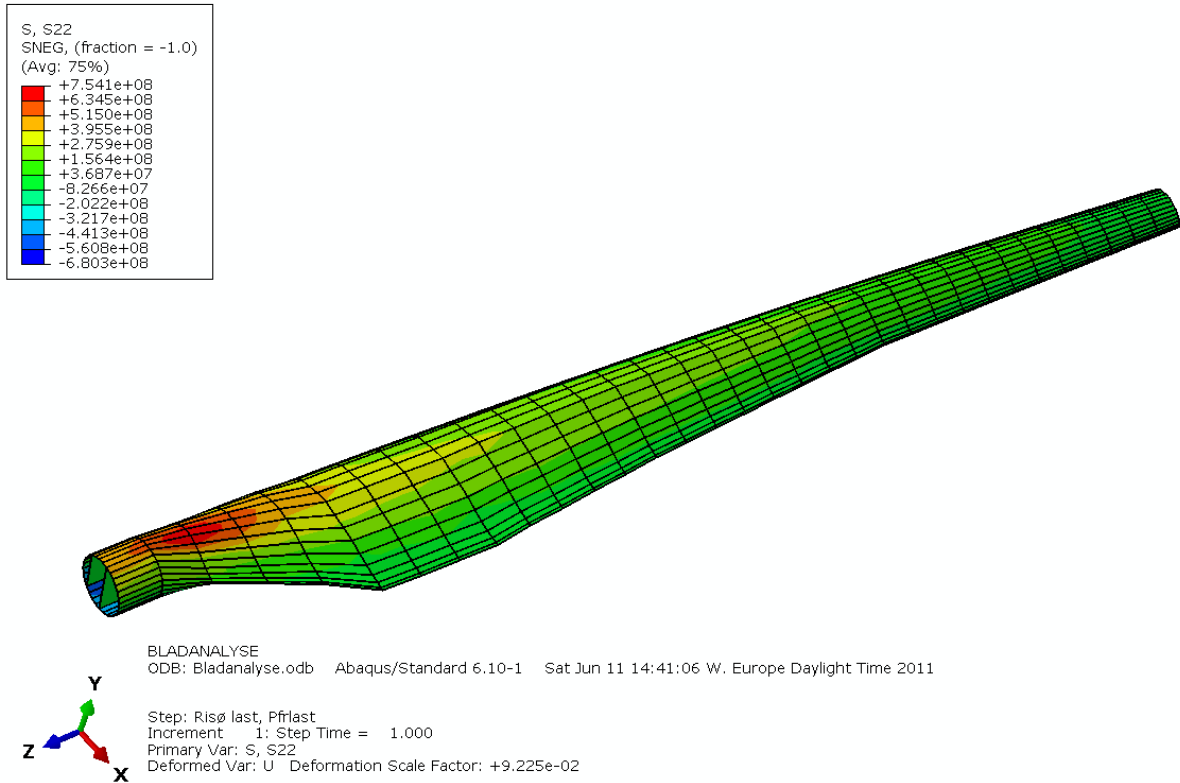
BLADSKALL OG BJELKE RESULTATER UTEN FLENSER



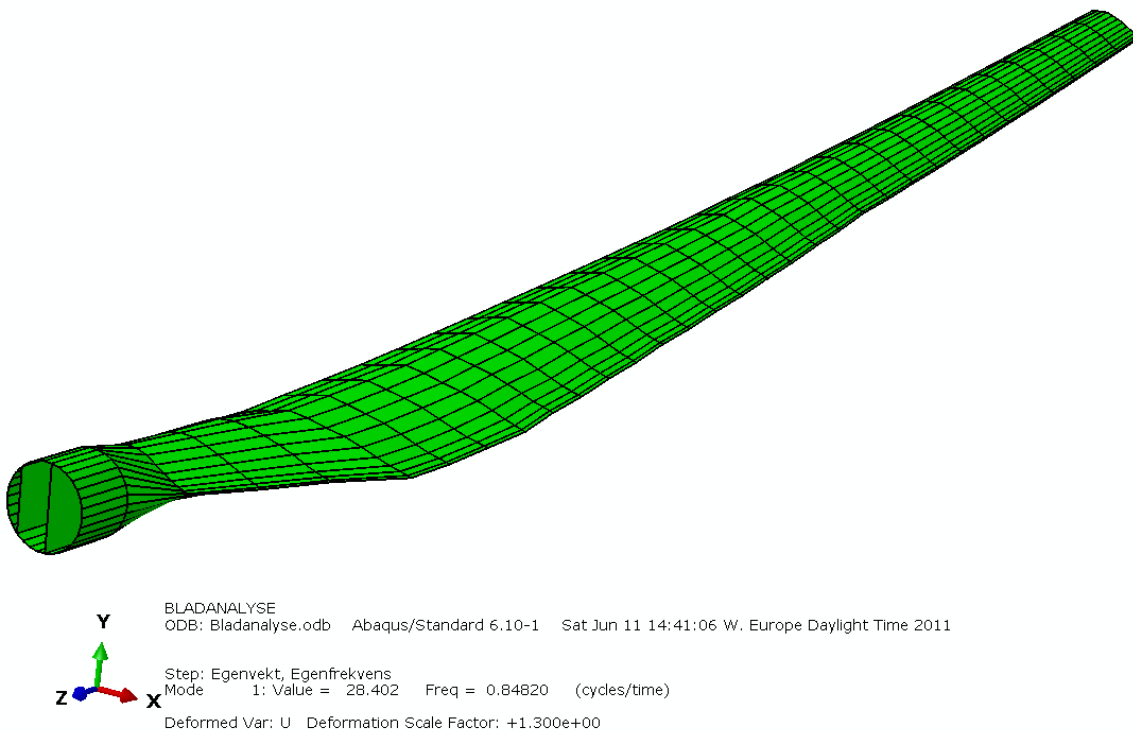
Figur 20: Vertikalforskyvninger U2 [m]



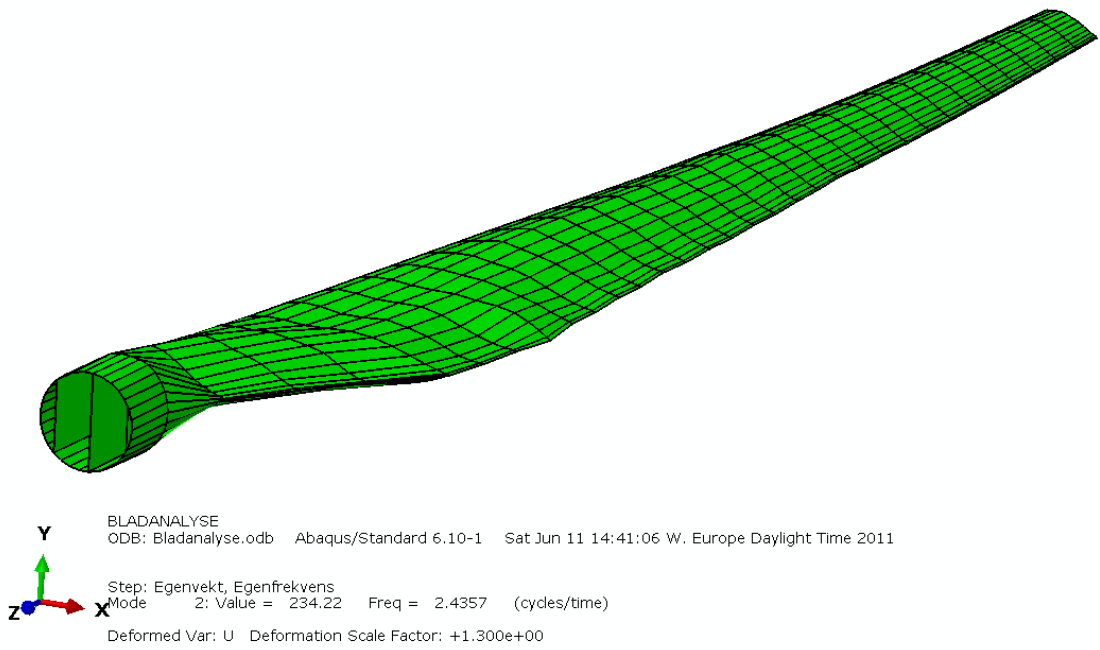
Figur 21: Spenninger S11 [Pa]



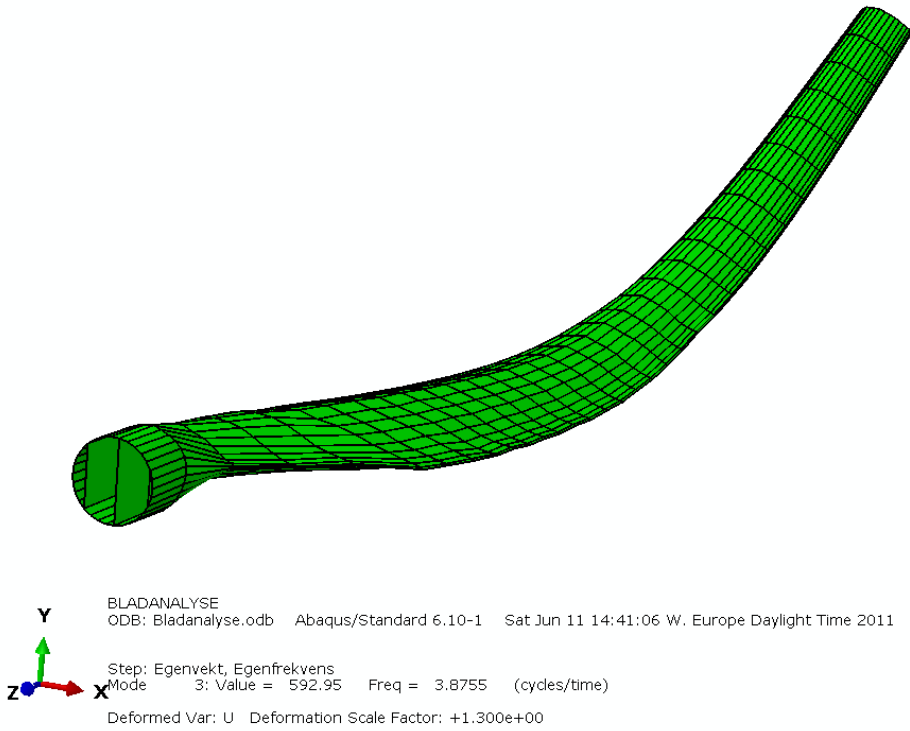
Figur 22: Spenninger S11 [Pa]



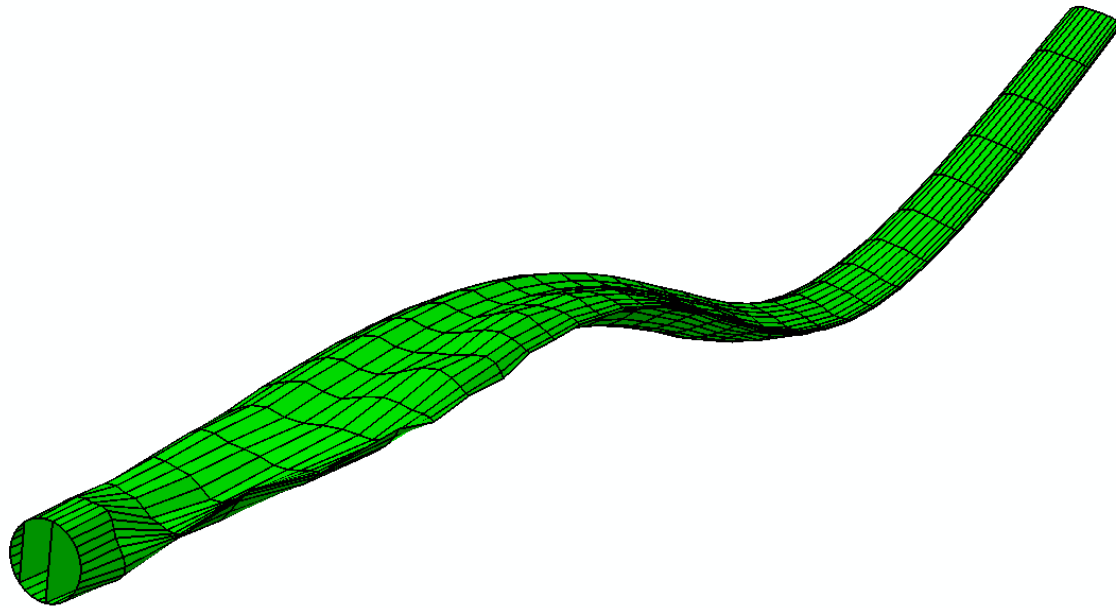
Figur 23: Egenfrekvens for Mode 1 [HZ]



Figur 24: Egenfrekvens for Mode 2 [HZ]



Figur 25: Egenfrekvens for Mode 3 [HZ]

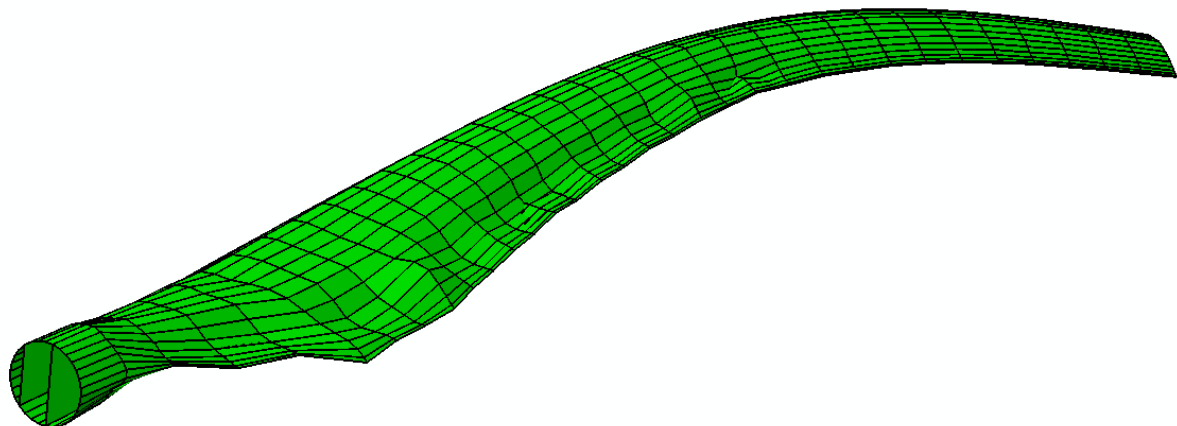


BLADANALYSE
 ODB: Bladanalyse.odb Abaqus/Standard 6.10-1 Sat Jun 11 14:41:06 W. Europe Daylight Time 2011

Step: Egenvekt, Egenfrekvens
 Mode 4: Value = 3531.0 Freq = 9.4573 (cycles/time)

Deformed Var: U Deformation Scale Factor: +1.300e+00

Figur 26: Egenfrekvens for Mode 3



BLADANALYSE
 ODB: Bladanalyse.odb Abaqus/Standard 6.10-1 Sat Jun 11 14:41:06 W. Europe Daylight Time 2011

Step: Egenvekt, Egenfrekvens
 Mode 5: Value = 6903.4 Freq = 13.224 (cycles/time)

Deformed Var: U Deformation Scale Factor: +1.300e+00

Figur 27: Egenfrekvens for Mode 5