

RÜZGAR TÜRBİNİ PERVANE KANADININ TİTREŞİM ANALİZİ

Yrd. Doç. Dr. K. Turgut GÜRSEL*

Mak. Müh. Tufan ÇOBAN*

Doç. Dr. Aydoğan ÖZDAMAR*

* Ege Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 35100 Bornova İZMİR

ÖZET

Tüm mühendislik yapılarında olduğu gibi, rüzgar türbinlerinde de dizayn aşamasında titreşimler dikkate alınır ve rezonanstan kaçınılır. Sistemin doğal dairesel frekansı ile zorlayıcının dairesel frekansının çakışması ve bunun sonucunda kabul edilemeyecek genliklerin oluşması anlamına gelen rezonanstan kaçınmanın ilk adımı, ilgili sistemin doğal dairesel frekansının saptanmasıdır.

Bu çalışmada, 4 kişilik bir ailenin enerji ihtiyacını karşılayacak rüzgar türbinine ait pervane kanadının doğal dairesel frekansı hesaplanmıştır. Bunun için öncelikle, çalışmaya konu olan bu pervane dizayn edilmiş, ardından da, Rayleigh yöntemi kullanılarak ve sonlu elemanlar yöntemi ile doğal dairesel frekanslar ve bu frekanslara ait titreşim türleri belirlenmiştir. Sonuç olarak, rüzgar türbinine etkiyen dış etkenlerin zorlayıcı frekansı saptanarak, rezonans analizi yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Rüzgar Türbini, Pervane Kanadı, Titreşim Analizi, Sonlu Elemanlar Yöntemi, Rayleigh Yöntemi

1. GİRİŞ

Titreşimlerde rezonans, makina elemanının doğal dairesel frekansı ile zorlayıcının dairesel frekansının çakışması ve bunun sonucunda kabul edilemeyecek genliklerin oluşması durumu demektir ve bundan kaçınılması gerekir. Başta pervane kanatları ve kule olmak üzere modern rüzgar türbini elemanları, narin ve elastik olarak yapılmaktadır. Bu yapısal özellikler de, elemanların titreşime çok yatkın olmaları anlamına gelir (1). Bu nedenle, henüz dizayn aşamasında bu konuya gerekli önem verilmelidir.

Bu çalışmada, rüzgar türbini elemanlarından titreşime en yatkını olan pervane kanadının titreşim analizi gerçekleştirilmiştir. Bunun için, öncelikle, dört kişilik bir ailenin enerji ihtiyacını karşılayacak rüzgar türbinine ait pervane kanadının doğal dairesel frekansı hesaplanmıştır. Bu amaçla, optimal bir pervane dizayn edilmiş ve önce Rayleigh yöntemi kullanılarak birinci mod doğal dairesel frekansı hesaplanmıştır (2,3). Daha sonra sonlu elemanlar yöntemi ile doğal dairesel frekanslar ve bu frekanslara ait titreşim türleri belirlenmiştir. Son aşamada, rüzgar türbinine etkiyen dış etkilerin zorlayıcı frekansı belirlenerek, rezonans değerlendirilmesi de yapılmıştır.

2. PERVANE KANADI DİZAYNI

Bu çalışma kapsamında, Türkiye’de bir kişinin bir yılda ortalama 1400 kWh elektrik enerjisi tükettiği varsayılmış ve buna göre 4 kişilik bir ailenin bir yılda $4 \times 1400 = 5600$ kWh elektrik enerjisi tüketeceği öngörülmüştür (2,3). Bu ailenin elektrik enerjisinin yalnızca rüzgardan karşılanması istendiğinde, gereken pervanenin yarıçapı aşağıdaki gibi bulunur:

Hava akımındaki kinetik enerjiden kaynaklanan güç (1);

$$P_r = C_p \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \pi \cdot R^2 \cdot V_r^3 \quad (1)$$

olmaktadır. Burada;

$C_p = 0,40$ güç faktörü

$\rho = 1,23$ hava yoğunluğu [kg/m³]

R : pervane kanadı yarıçapı [m]

V_r : rüzgar hızı [m/s]

olarak simgelenmektedir. Bu çalışma kapsamında, rüzgar hızı $V_r = 6$ m/s sabit olarak kabul edilecektir (1,2,4). P gücünün Δt süresince etkimesi durumunda enerji

$$E = P \cdot \Delta t \quad (2)$$

olarak saptanır. Rüzgar türbininden bir yılda (8760 saatte) elde edilecek elektrik enerjisi miktarı da (1) ve (2) denklemlerinden;

$$E_{yu} = C_p \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \pi \cdot R^2 \cdot V_r^3 \cdot 8760 \quad (3)$$

olarak bulunur. (3) eşitliği yardımıyla;

$$5\,600\,000 \text{ [W.h]} = 0,40 \cdot \frac{1,23}{2} \cdot \pi \cdot R^2 \cdot 6^3 \cdot 8760$$

yazılarak, rüzgar türbini pervanesi kanadı boyu; $R = 1,96$ m bulunur ve sonuç olarak $R = 2$ m seçilir.

Rüzgar türbinlerinden elektrik enerjisi üretilmek istendiğinde, en büyük güç 3 kanatlı pervanelerden elde edildiğinden kanat sayısı $z = 3$ olacaktır (1,2,4).

Dizayn aşamasında, hücum açısı α_D seçilir ve optimum bağlama açısı da;

$$\alpha_{bağ} = \frac{2}{3} \cdot \arctan\left(\frac{R}{\lambda_{uç} \cdot r}\right) - \alpha_D \quad (4)$$

bağıntısından bulunarak, kanat profili her bir r için çizilir (1). (4) denkleminde r , pervane göbek merkezinden seçilen kesite olan uzaklığı ifade eder. Bu durumda, rüzgar türbini pervanesi dizaynında seçilecek büyüklükler aşağıdaki gibi olacaktır:

- i) Kanat sayısı: $z = 3$
ii) Kanat boyu (Pervane yarıçapı): $R = 2 \text{ m}$
iii) Dizayn devirlilik sayısı (1) $\lambda_{uç} = 7$
iv) Kanat profili: NACA 4415

$$t_{opt}(r) = \frac{1}{3} \cdot \frac{16 \cdot \pi}{1,3} \cdot r \cdot \sin^2 \left(\frac{1}{3} \cdot \arctan \frac{10}{7 \cdot r} \right) \quad (5)$$

formülü, her bir r kesitinde pervane kanadı profilinin optimum boyunu verir (1). Ayrıca, pervane kanadının dizayn edilebilmesi için, kanat boyunun (pervane yarıçapının) 10 eşit aralığa bölünmesi gerekir.

Kesitlere ayırma işlemi $r = 0,05 \cdot R$ 'den itibaren 10 eşit aralıkla $r = R$ 'ye kadar devam edecektir. Örneğin, $r = 0,05 \times 2 = 0,1 \text{ m}$ 'deki optimum profil boyu, (5) denklemiyle aşağıdaki gibi hesaplanır ve bu hesap her kesit için tekrarlanarak Tablo 1 oluşturulur. Ancak, Tablo 1'de yer alan $r = 0,1 \cdot R$ 'deki profil boyu, profilin göbeğe bağlantısında konstruktif açıdan sorun çıkmaması için 0,2233 m olarak seçilmiştir.

$$t_{opt}(0,1) = \frac{1}{3} \cdot \frac{16 \cdot \pi}{1,3} \cdot 0,1 \cdot \sin^2 \left(\frac{1}{3} \cdot \arctan \frac{10}{7 \cdot 0,1} \right) = 0,2966 \quad [\text{m}]$$

Tablo 1. NACA 4415 profili için hesaplanan optimum profil boyları

r [m]	0,1	0,29	0,48	0,67	0,86	1,05	1,24	1,43	1,62	1,81	2
topt	0,2233	0,2662	0,2124	0,1679	0,1367	0,1147	0,0985	0,0862	0,0765	0,0688	0,0624

3. PERVANE KANADININ MODELLENMESİ

Pervane profili olarak NACA 4415 seçilmiş ve bu profilin x ve y eksenlerindeki koordinatları, Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 2. NACA 4415 profilinin x ve y eksenlerindeki değerleri

x/t	0	0,25	0,5	0,75	1
yü/t	0	0,115	0,1	0,07	0
ya/t	0	0,035	0,02	0,015	0

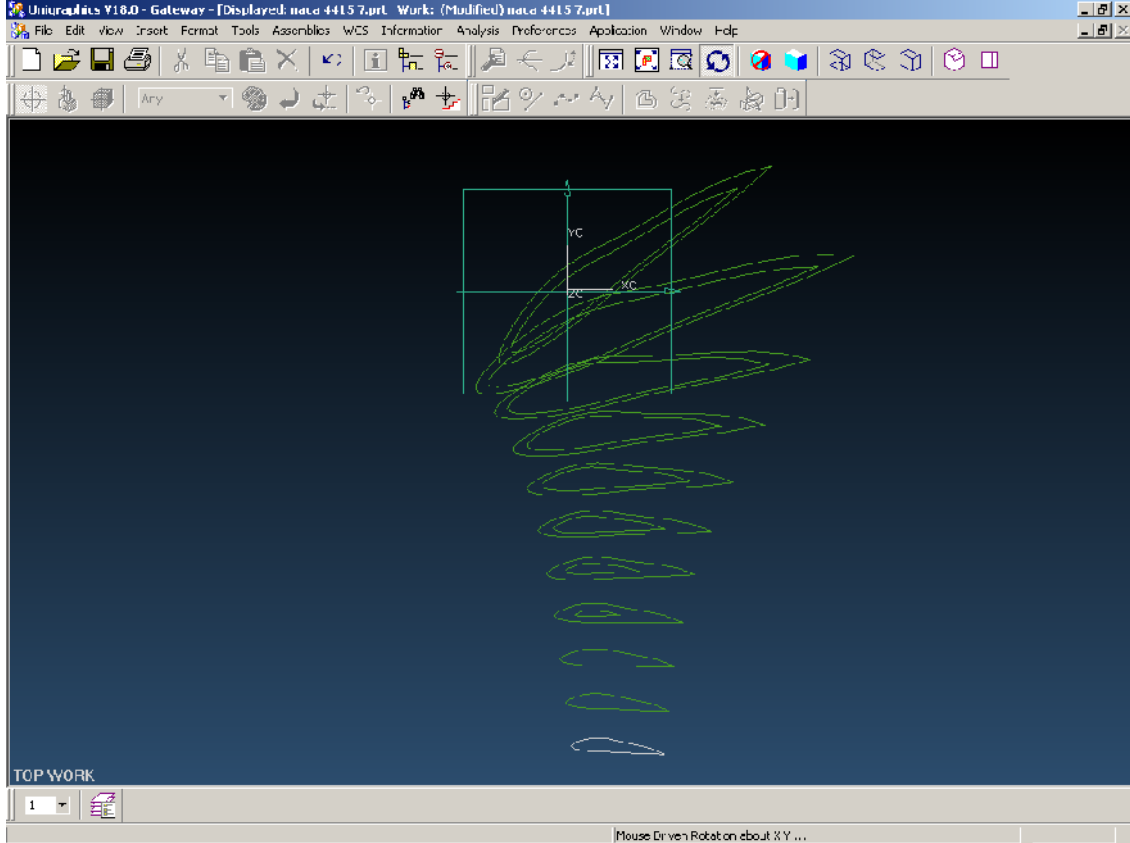
Kanat, 11 kesit arasında katı hacmin örülmesiyle oluşturulmuştur. Bunun için öncelikle kesitlerin oluşturulması gerekir. Burada, sadece $r = 0,48 \text{ m}$ kesitine ait hesaplama, örnek olarak Tablo 3 ve Tablo 4 aracılığıyla verilmiş ve kesitler Şekil 1'de gösterilmiştir (5).

Tablo 3. NACA 4415 profilinin $r = 0,48 \text{ m}$ dış kesitine ait x ve y eksenlerindeki değerleri

Dış topt=212,4 mm	x	-53,1	0	53,1	106,2	159,3
	yüst	0	24,426	21,24	14,868	0
	yalt	0	-7,434	-4,248	-3,186	0

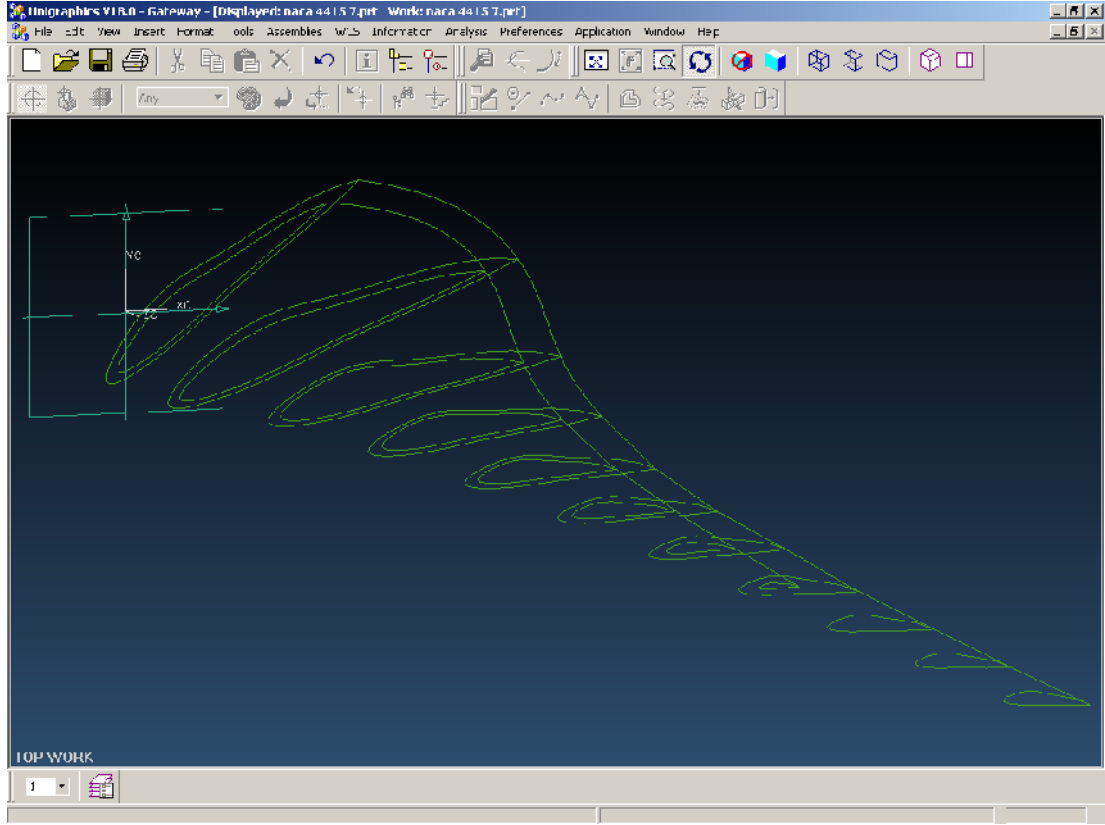
Tablo 4. NACA 4415 profilinin $r = 0,48$ m iç kesitine ait x ve y eksenlerindeki değerleri

İç topt=176,6 mm α bağ=120	x	-44,039	0	44,04	88,08	132
	yüst	0	20,258	17,616	12,331	0
	yalt	0	-6,166	-3,523	-2,643	0

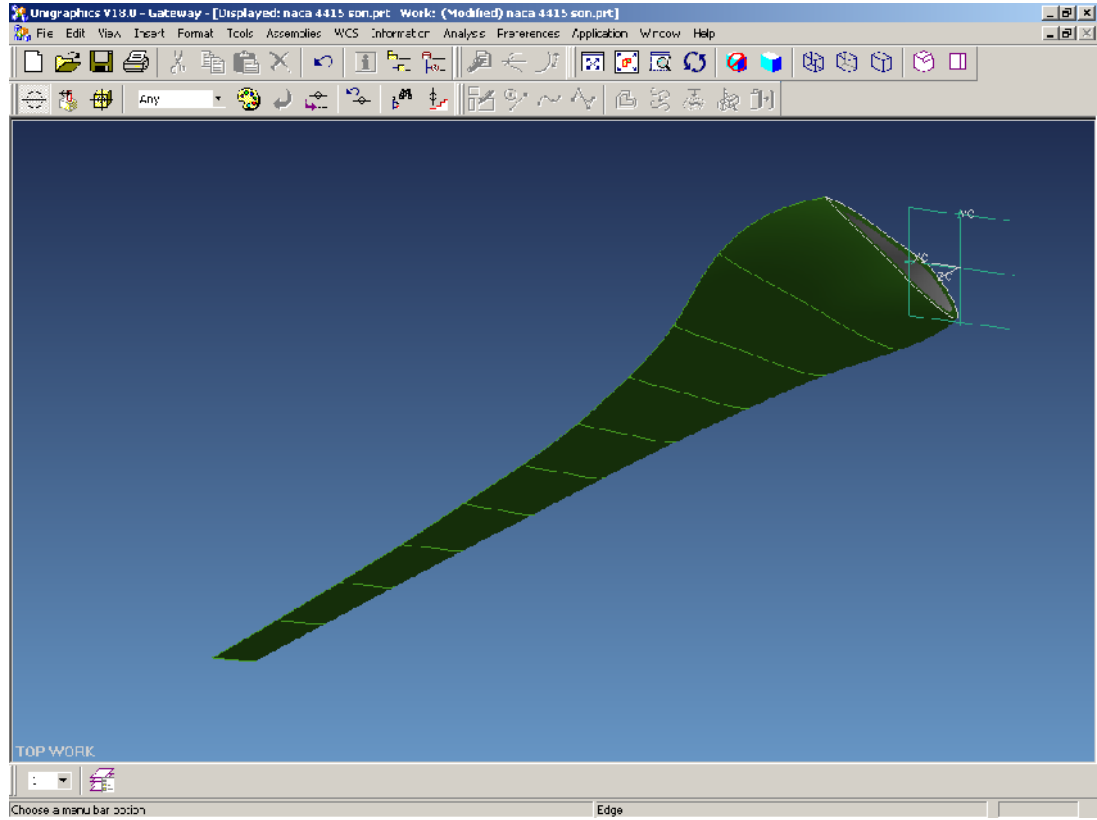


Şekil 1. Oluşturulan 11 kesitin perspektif görünüşü (5)

Oluşturulan her bir profil, 8 noktadan oluşan bir kapalı eğridir (spline). Hacmi meydana getirebilmek için, Şekil 2’de görüldüğü gibi, bu eğrilerin başlangıç noktalarından geçen birer kılavuz çizgi çizilmiştir. Daha sonra bu kılavuz çizgiler ve profiller kullanılarak, kanat hacmi örülmüş, dolayısıyla Şekil 3’de verilen katı model oluşturulmuştur.



Şekil 2. Kanat kesitlerinin kılavuz çizgilerle birleştirilmesi (5)



Şekil 3. Kesitler yardımıyla oluşturulan katı model (5)

4. RAYLEIGH YÖNTEMİ İLE SERBEST TİTREŞİM ANALİZİ

Rayleigh yöntemine göre doğal dairesel frekans, (6) bağıntısı ile verilir:

$$\omega = \frac{k}{m} = \frac{\int_{x_0}^{x_1} E \cdot I(x) \cdot \left(\frac{d^2 q}{dx^2} \right)^2 \cdot dx}{\int_{x_0}^{x_1} q^2 \cdot \mu(x) \cdot dx} \quad (6)$$

Burada, E ile gösterilen elastisite modülüdür [N/m²]. Bu çalışmada, rüzgar türbini pervane kanadı malzemesi olarak, kaynak edilebilir alüminyum alaşımlarından AlMg5 kullanılacaktır. Buna göre, bu malzemenin elastisite modülü ;

$$E = 71 \cdot 10^9 \frac{N}{m^2} = 71 \cdot 10^9 \cdot \frac{1}{9,81} \cdot \frac{10^{-3} gr}{10^4 cm^2} = 723,75 \quad [gr/cm^2]$$

olarak hesaplanır. (6) denklemindeki q değeri incelenecek olursa;

$$q = \left(\frac{x}{L} \right)^2 \text{ yazılarak, iki kez türevi alınır ve}$$

$$q'' = \frac{2}{L^2} = \text{sabit} ; \quad q'' = 0,12056$$

sabit değeri elde edilir. Ayrıca,

$$\mu(x) = \rho \cdot A(x)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada, AlMg5 malzemesinin yoğunluğu $\rho = 2,7 \text{ gr/cm}^2$ olarak alınacaktır. Sonuç olarak doğal dairesel frekans denklemi düzenlenirse ;

$$\omega^2 = \frac{0,12056 \cdot E}{\rho} \cdot \frac{\int_{x_0}^{x_1} I(x) \cdot dx}{\int_{x_0}^{x_1} A(x) \cdot \left(\frac{x}{L} \right)^4 \cdot dx}$$

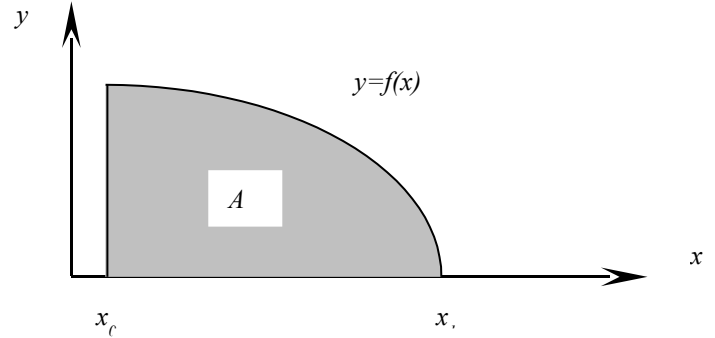
denklemi elde edilir. (6) denkleminde anlaşıldığı gibi, doğal dairesel frekansların bulunabilmesi için integral terimlerinin hesaplanması gerekir. Bu çalışmada integral içeren terimler aşağıdaki gibi hesaplanmıştır (3):

$$A = \int_{x_0}^{x_1} f(x) \cdot dx \quad (7)$$

(7) denkleminde verilen integral, $y = f(x)$ fonksiyonuna göre belirlenen, x_0 ve x_1 sınırları arasındaki eğrinin altında kalan alanı ifade eder (Şekil 4). Dolayısıyla, (6) denkleminde bulunan integral terimleri MATLAB programı yardımıyla hesaplanmış ve aşağıdaki sonuçlar bulunmuştur:

$$\int_{10}^{200} I(x) \cdot dx = 3,8791 \cdot 10^4$$

$$\int_{10}^{200} A(x) \cdot \left(\frac{x}{L}\right)^4 \cdot dx = 81,0139$$



Bu değerlerin yardımıyla, NACA 4415 profilinin doğal dairesel frekansı aşağıdaki gibi saptanır (3):

Şekil 4. y fonksiyonuna ait alanın değeri

$$\omega^2 = \frac{0,12056 \cdot 723,75 \cdot 3,8971 \cdot 10^4}{2,7 \cdot 81,0139} = 15545,47 \quad [\text{rd}^2/\text{s}^2]$$

$$\omega = 124,68 \quad [\text{rd/s}]; \quad f = 19,844 \quad [\text{Hz}]$$

5. ANSYS PROGRAMI ile TİTREŞİM ANALİZİ

Bir sisteme uygulanan periyodik kuvvet, sistemin titreşimine neden oluyorsa, bu titreşim hareketine zorlanmış titreşim adı verilir. Titreşim, uyarıdaki periyodik değişimle sürdürülür. Titreşim genliği, sistem parametreleri ve uyarı karakteristiklerine bağlıdır. Zorlanmış bir hareketin en genel ifadesi (8) diferansiyel denklemi ile verilir:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F(t)\} \quad (8)$$

Bu denklemde, M titreşime uğrayan sistemlerin kütle matrisini, C viskoz sönüm katsayısı matrisini, K elastik yay katsayısı matrisini, F(t) zorlayıcı dış kuvveti/leri ve u deplasman değerini ifade etmektedir.

Serbest titreşim, belirli bir uyarı ile başlar ve bu uyarı sisteme belirli bir enerji verdikten sonra ortadan kalkar. Sürtünme veya sönümün olmadığı durumlarda, yani teorik olarak, pozisyon değişikliği ile elastik deformasyonu içeren sistemin potansiyel enerjisi ve kinetik enerjisi arasındaki sürekli değişimden dolayı titreşim sonsuza kadar sürer. Gerçekte, mekanik enerjideki değişim sırasında sürtünmeden kaynaklanan kayıplar nedeniyle, serbest titreşimler zamanla azalarak, sonunda tamamen sönümlenirler. Titreşim genliklerinin azalma mertebesi sistem parametrelerine bağlıdır. Uyarı, hareketin başlangıç şartlarını belirler, dolayısıyla titreşim genliğine etki eder. Sonuç olarak, bu titreşimin ana karakteristiği, sadece sistemin fiziksel özelliklerinin bir fonksiyonu olmasıdır. Serbest titreşimde eğer viskoz sönümleyici bulunmuyorsa, (9) numaralı denklem oluşur:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\} \quad (9)$$

(9) denklemi harmonik harekete göre düzenlendiğinde;

$$([K] - \omega_i^2 [M])\{u_i\} = \{0\}$$

eşitliği elde edilir. Burada ω_i^2 özdeğerler olup, i ise 1 ile serbestlik derecesi arasındaki değerleri göstermektedir. Ayrıca $\{u_i\}$ terimleri de özvektör olarak adlandırılır. Özdeğerlerin karekökü, yani ω_i doğal dairesel frekanslardır. Özvektörler $\{u_i\}$ mod şeklini ifade ederler. “Mode extraction” terimi ANSYS programında özdeğer ve özvektörlerin hesaplanmasını sağlayan bir alt program birimidir.

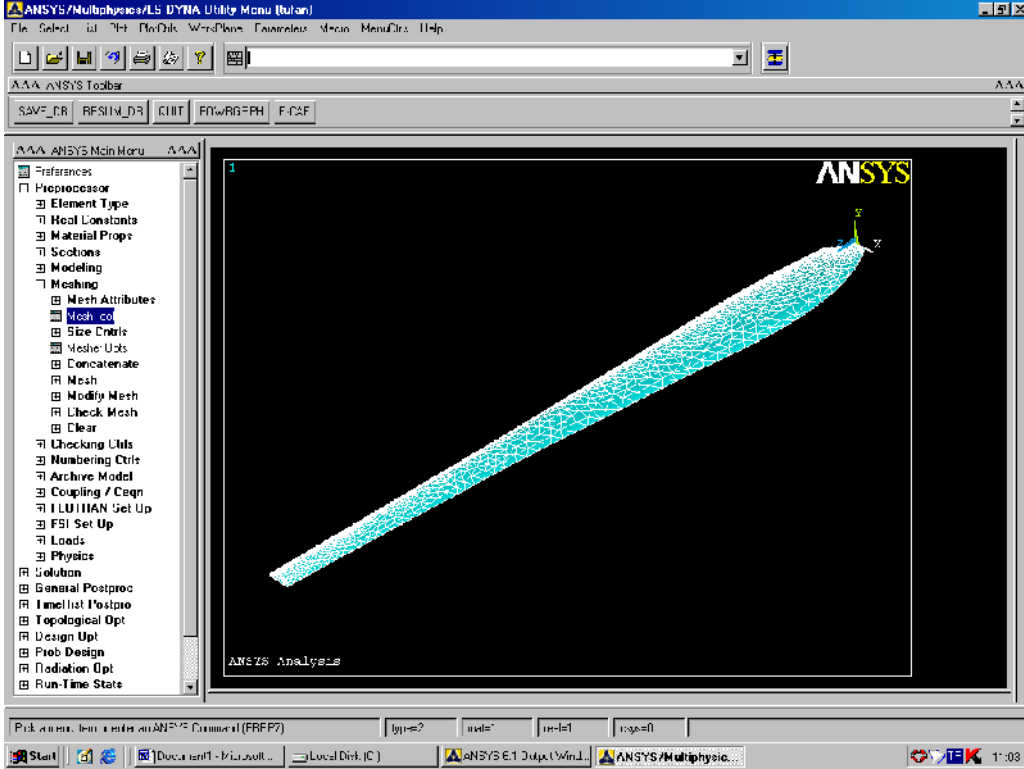
İlk mod şekli, en düşük potansiyel ve şekil değiştirme enerjisi ile oluşur ve doğal frekansın anlaşılmasına yardımcı olur. İkinci ve üçüncü mod şekilleri daha fazla enerjiye ihtiyaç duyar ve dolayısıyla daha yüksek şekil değiştirme enerjisi içerir. Harmonik girdiler içeren birçok mühendislik probleminde çok sayıda doğal frekansın hesaplanmasına ihtiyaç duyulur. Bunlar, daha sonra yapılacak dinamik yüklemeler açısından bilgi verirler.

Doğal frekansta olduğu gibi, mod şekillerinde de yapının ağırlığı, kütle dağılımı ve katılığı ana parametreleri oluşturur. Ayrıca bunlara ek olarak, rüzgar türbini pervane kanadında aerodinamik esneklik önemli rol oynar. Bütün parametrelerin ortak etkisi atalet momentinde belirginleşir. Kütle atalet momenti ile doğal frekansın büyüklüğü ters orantılıdır. Yani kütle atalet momentinin artması ile doğal frekansın değeri düşer.

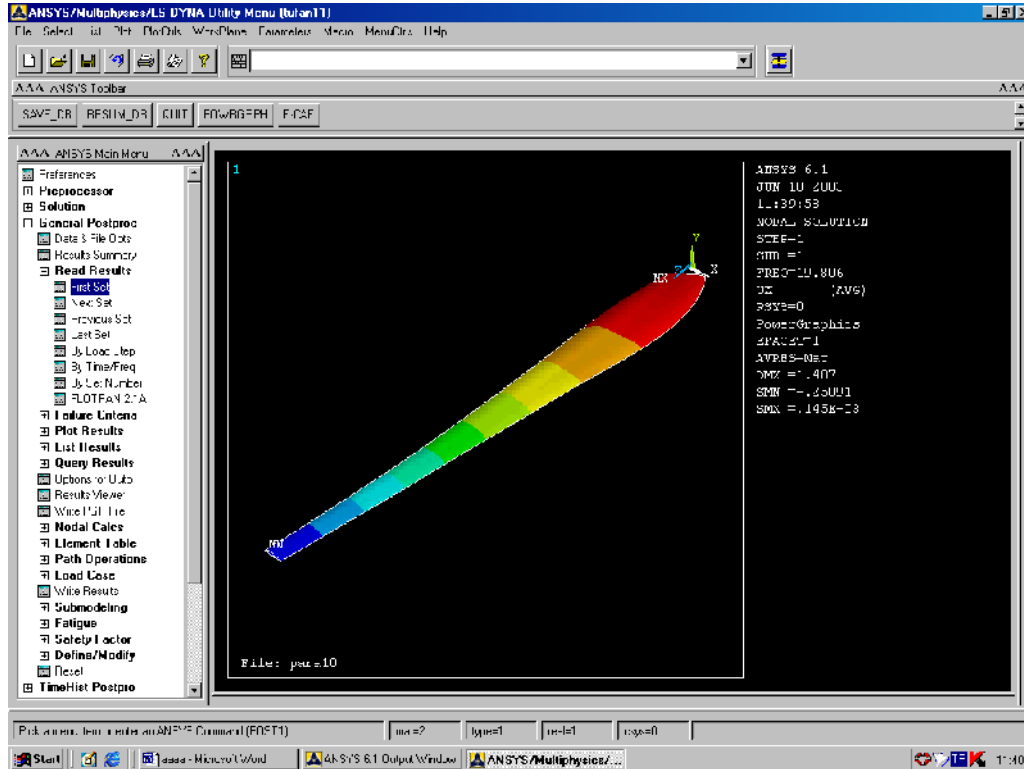
Harmonik girdilerin bulunduğu bir dizayn için doğal frekansların bilinmesi, rezonans bölgelerinden kaçınılması gerekliliği nedeniyle çok önemlidir. Modal analizin temel amacı, sistemin işletme frekansında ya da işletme frekansı aralığının yakınlarında rezonans frekansı oluşturacak doğal frekansların bulunmadığının kesin olarak saptanmasıdır. Kompleks yapıların modal analizinde kullanılan sonlu elemanlar metodu çok iyi, bazen de tek yöntemdir.

ANSYS paket programında titreşim modlarını hesaplamak için değişik yöntemler bulunmaktadır. Bu çalışmada; katı elemanlar, kabuk elemanlar ve kirişlerden oluşan karmaşık modellerin analizinde iyi sonuç verdiği için, sınır şartı verilmemiş modlar için elverişli olduğundan ve ayrıca belli frekans aralığında hesaplanmak istenen modların analizine uygun olduğundan dolayı, büyük bilgisayar hafızasına gereksinme duyulmasına karşın Block Lanczos yöntemi kullanılmıştır.

ANSYS programında modal analizi gerçekleştirebilmek için önce modelin oluşturularak, ağlara bölünmesi (mesh) gerekir (Şekil 5). Daha sonra analiz tipi seçilerek, özellikler girilir ve sınır şartları uygulanarak, hesaplamalar yapılır. Titreşimler nedeniyle oluşan gerilme değerleri saptanarak, Şekil 6’da verildiği gibi görsel hale getirilir. Sonuç olarak, istenilen sayıda titreşim modu ve türü Tablo 5’deki gibi elde edilir.



Şekil 5. Modelin “mesh” edilmiş hali



Şekil 6. Gerilmelerin ve animasyonun görüntülenmesi (5)

Tablo 5. Modal titreşimlerin değerleri ve türleri

Mod	f [Hz]	ω [rd/s]	Titreşim türleri	Yön
1	19,806	124,45	Eğilme titreşimi	x eksenli çevresinde
2	45,197	283,99	Eğilme titreşimi	y eksenli çevresinde
3	80,061	503,04	Eğilme titreşimi	x ve y eksenli çevresinde
4	142,93	898,06	Eğilme titreşimi	x ve y eksenli çevresinde
5	221,13	1389,4	Eğilme titreşimi	x ve y eksenli çevresinde
6	299,74	1883,4	Burulmalı eğilme titreşimi	x ve y eksenli çevresinde eğilme, z eksenli çevresinde burulma
7	398,93	2506,6	Burulmalı eğilme titreşimi	x ve y eksenli çevresinde eğilme, z eksenli çevresinde burulma
8	520,33	3269,4	Burulmalı eğilme titreşimi	x ve y eksenli çevresinde eğilme, z eksenli çevresinde burulma
9	539,82	33918	Burulmalı eğilme titreşimi	x ve y eksenli çevresinde eğilme, z eksenli çevresinde burulma
10	644,53	4049,7	Burulmalı eğilme titreşimi	x ve y eksenli çevresinde eğilme, z eksenli çevresinde burulma
11	794,09	4989,5	Burulmalı eğilme titreşimi	x ve y eksenli çevresinde eğilme, z eksenli çevresinde burulma
12	846,95	5321,6	Burulmalı eğilme titreşimi	x ve y eksenli çevresinde eğilme, z eksenli çevresinde burulma
13	923,74	5804,0	Burulmalı eğilme titreşimi	x ve y eksenli çevresinde eğilme, z eksenli çevresinde burulma
14	939,63	5903,9	Burulmalı eğilme titreşimi	x ve y eksenli çevresinde eğilme, z eksenli çevresinde burulma
15	1153,7	7248,9	Burulmalı eğilme titreşimi	x ve y eksenli çevresinde eğilme, z eksenli çevresinde burulma

6. REZONANS İRDELEMESİ

Aerodinamik ve elastik kuvvetlerin birlikte oluşması sonucu, bunların bileşkesi aeroelastik titreşimlere neden olmakta ve bunlar genel olarak kanatlardaki üç eksen çevresinde de oluşabilmektedir. Önce kanatlar, döndükleri düzleme dik olarak titreşirler (1. mod; Tablo 5). Yani, kanat vuruşları rüzgara karşı ve rüzgar yönünde olur (clap vibration). Bunun yanında, kanatlar kendi döndükleri düzlem içinde de titreşirler (2. mod, Tablo 5). Üç kanatlı bir pervane için tipik titreşim formu, iki kanadın aynı anda

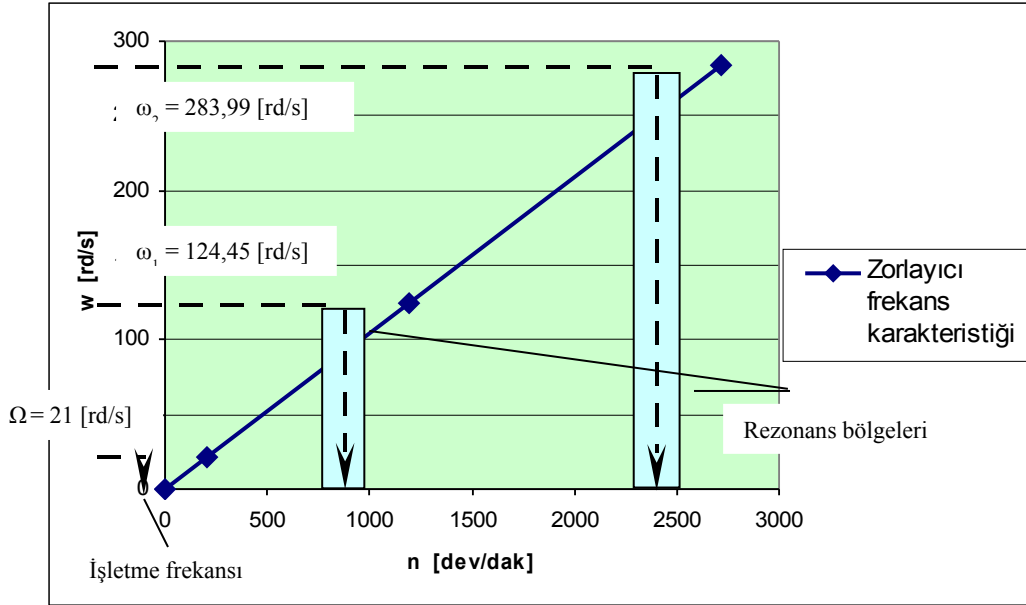
dönme yönünde, diğer kanadın onlara karşı titreşmesidir (sway vibration). 3., 4. ve 5. mod'ta her iki titreşim, diğer üst modlarda ise her üç eksen çevresindeki titreşim aynı anda ortaya çıkmaktadır (Tablo 5).

Rüzgardaki kinetik enerji, pervane kanatları aracılığıyla pervane milinde dönme mekanik enerjisine dönüşür. Bu çalışmada, mil tarafından tahrik edilen elektrik jeneratörünün, senkron jeneratör olduğu ve bu nedenle de, pervane milinin dakikadaki devir sayısının her şart altında sabit olduğu kabul edilmiştir. Rüzgar türbini kanadının açısal hızı veya devir sayısı,

$$\lambda_{uç} = \frac{V_{\varphi}}{V_r} = \frac{\Omega \cdot R}{V_r} \quad (10)$$

bağıntısı yardımıyla $\Omega = 21$ rad/s veya $n = 200,6$ dev/dak olarak bulunmaktadır. Bu bağıntıda, pervane kanadı dizaynı konusunda belirlendiği gibi, $V_r = 6$ m/s, $R = 2$ m ve NACA 4415 profili için devirlilik sayısı $\lambda_{uç} = 7$ olarak alınmıştır.

Şekil 7'de pervane kanadına ait 1. ve 2. mod doğal frekanslarla, zorlayıcı kuvvete ait frekans, grafik olarak verilmektedir. Rezonans frekanslarının, $n_1 = 1188,4$ dev/dak ve $n_2 = 2711,9$ dev/dak gibi çok yüksek devir sayılarında ortaya çıkması söz konusu olduğundan, pervane için herhangi bir rezonans tehlikesi bulunmamaktadır.



Şekil 7. Pervane kanadına ait rezonans bölgeleri

7. SONUÇ ve DEĞERLENDİRME

Bu çalışma çerçevesinde, dört kişilik bir ailenin elektrik enerjisi ihtiyacını karşılayacak bir rüzgar türbininin kanadı tasarlanmış ve bu kanadın titreşim analizi yapılmıştır. NACA 4415 profilinden oluşturulan bu kanadın serbest titreşim analizi, Rayleigh yöntemi ve sonlu elemanlar yöntemi ile gerçekleştirilmiştir. Serbest titreşimin 1. modu, her iki yöntemle de $\omega = 124,5$ rd/s olarak bulunmuştur. Sonlu elemanlar yöntemiyle bulunan diğer modlara ait frekanslar ve titreşim türleri Tablo 5’de verilmiştir. Rezonans irdelemesinde, aynı zamanda işletme frekansı da olan zorlayıcı dış kuvvetin frekansı, $f_z = 3,343$ Hz olarak bulunmuş ve bunun kesinlikle rezonans bölgelerinden uzakta bir olduğu saptanmıştır.

8. KAYNAKLAR

- [1] HAU, E.: Windkraftanlagen, Springer Verlag, II. Auflage,1996.
- [2] ÖZDAMAR, A.: “Rüzgar Türbini Pervanesi Dizaynı Üzerine Bir Araştırma”, Güneş Günü Sempozyumu, S. 151-160, TÜBİTAK ve MMO Kayseri Şubesi Yayını,1999, Kayseri.
- [3] RAHAT, H.: Rüzgar Türbini Pervane Kanadı Serbest Titreşim Analizi, Bitirme Tezi, EGE Üniversitesi Kütüphanesi Tezler Bölümü, 2001, İzmir. (Danışman: Doç. Dr. Aydoğın ÖZDAMAR)
- [4] ÖZDAMAR, A.: “Rüzgar Enerjisi ve Rüzgar Türbinlerine Genel Bir Bakış”, Yenilenebilir Enerji Kaynakları Bildiriler Kitabı, S. 242-254, EMO İzmir Şubesi Yayını, 2001, İzmir.
- [5] ÇOBAN, T.: Rüzgar Türbini Pervane Kanadının Titreşim Analiz, Bitirme Tezi, EGE Üniversitesi Kütüphanesi Tezler Bölümü, 2003, İzmir. (Danışman: Yrd. Doç. Dr. K. Turgut GÜRSEL)