

R
372
85

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KOMPOZİT BİR GEMİ PERVANESİ KANADINDA
OLUŞAN GERİLMELERİN ANALİZİ**

Makine Müh. Cihan ÖZCAN

**F.B.E. Gemi İnşaatı Mühendisliği Anabilim Dalında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Fahri ÇELİK

İSTANBUL, 2008



**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

XVI-123

**KOMPOZİT BİR GEMİ PERVANESİ KANADINDA
OLUŞAN GERİLMELERİN ANALİZİ**

Makine Müh. Cihan ÖZCAN

**F.B.E. Gemi İnşaatı Mühendisliği Anabilim Dalında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Fahri ÇELİK

Y. Doç. Dr. Fahri ÇELİK

Y. Doç. Dr. Tamer Kepçeler

Prof. Dr. Ahmet D. Alkan

Prof. Dr. Tamer Kepçeler

İSTANBUL, 2008

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ	v
KISALTMA LİSTESİ	viii
ŞEKİL LİSTESİ	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xiii
ÖNSÖZ	xiv
ÖZET	xv
ABSTRACT	xvi
1. GİRİŞ	1
2. AKIŞKAN-YAPI ETKİLEŞİMİ	3
2.1 Sonlu Elemanlar Metodu	3
2.2 Kaldırıcı Yüzey Teorisi	4
2.2.1 Pervanenin Teorik Modeli	6
2.2.2 Düzensiz Akım Alanında Çalışan Pervaneler İçin Kaldırıcı Yüzey Metodu	8
2.3 Bernoulli Denklemine Uygulaması	17
2.4 Birleştirilmiş Akışkan-Yapı Matrisi	17
3. PERVANE GEOMETRİSİ	20
3.1 Referans Sistemi	20
3.2 Pervane Referans Hatları	20
3.3 Hatve	22
3.4 Çalıklılık ve Eğiklik	24
3.5 Pervane Ana Hatları ve Alanları	25
3.6 Kanat Kesit Geometrisi ve Tanımı	26
3.6.1 Tanımı	26
3.6.2 Kanat profilleri	27
3.7 Sürtünme Direnci ve Basınç Direnci	28
3.8 Taşıyıcı Cisimler Üzerindeki Kuvvetler	32
3.9 Kanat Teorisi	35
4. KOMPOZİT MALZEMELER	37
4.1 Temel Tanım ve Karakteristikleri	37
4.1.1 Malzeme Tepkisi	39
4.1.2 Kompozit Malzeme Tipleri ve Sınıflandırılması	41
4.1.3 Tabaka, Dizili Tabakaların Karakteristikleri ve Şekilleri	42
4.1.4 Analiz Ölçeği, Mikromekanik, Makromekanik	44
4.1.5 Temel Tabaka Özellikleri	46
4.1.6 Anizotropi Dereceleri	47
4.1.7 Malzeme Bileşenleri ve Özellikleri	47

4.1.8	Tipik Kompozit Malzeme Özellikleri	50
4.2	Tek Yönlü Tabakanın Elastik Davranışı	51
4.2.1	Gerilme-birim uzama bağıntıları	51
4.2.2	Matematiksel ve mühendislik sabitleri arasındaki bağıntılar	59
4.2.3	İnce tabaka için gerilme-birim uzama bağıntıları.....	65
4.2.4	Gerilme ve birim uzama dönüşümleri.....	66
4.3	Kompozit Malzemelerin Gemi Pervanesinde Kullanılması.....	68
5.	PERVANE HİDRO-ELASTİK ETKİLERİ.....	69
5.1	Kompozit Pervaneler Üzerine Etkisi.....	73
5.2	Hidroelastik Etkileri Hesaplamak için Önerilen Prosedür	75
5.3	Pervane İtmelerinin Hesaplanması ve Karşılaştırılması.....	75
6.	NAB ve KOMPOZİT GEMİ PERVANE KANADININ ANALİZİ	77
6.1	Hasar Kriteri	77
6.1.1	NAB için Mohr Dairesi	77
6.1.2	Kompozit Malzeme için Tsai-Wu Hasar Kriteri	84
6.2	Tabakaların İstifleme Sırası.....	87
7.	KOMPOZİT PERVANE KANAT OPTİMİZASYONU	88
8.	ANSYS'TE AĞIRLIK HESAPLAMASI	94
8.1	xSUM komutları.....	94
8.2	Standart çözüm çıktısı	94
8.3	Atalet dengeleme çözümü	95
9.	UYGULAMA.....	97
9.1	Seiun Maru	101
9.1.1	NAB için pervane dizaynı	102
9.1.2	Kompozit malzeme için pervane dizaynı	102
9.2	DTMB 4119 Model Pervanesi	105
9.2.1	NAB için pervane dizaynı	106
9.2.2	Kompozit malzeme için pervane dizaynı	107
10.	SONUÇLAR	110
	KAYNAKLAR.....	113
	EKLER	115
	EK 1 Ön derformasyon metodu	116
	EK 2 NAB malzemeden yapılmış Seiun Maru HSP pervane kanat modelinin çıktısı.....	117
	EK 3 NAB malzemeden yapılmış Seiun Maru HSP pervane kanat modelinin çıktısı (IRLF komutu ile)	118
	EK 4 [...-45/45/90/0] oryantasyonundaki kevlar/epoksi kompozitinden yapılan gemi pervane kanadının kütle ve atalet momentinin ANSYS çıktısı (Kanat kalınlığı NAB yarısıdır)	120

EK 5 [...-45/45/90/0] oryantasyonundaki kevlar/epoksi kompozitinden yapılan gemi pervane kanadının kütle ve atalet momentinin ANSYS çıktısı (Kanat kalınlığı NAB ile aynı).....	122
ÖZGEÇMİŞ	123

SİMGE LİSTESİ

$[K_0]$	İlk yer değıştirme matrisi
$[K_L]$	Doğrusal katılık matrisi
$[K_G]$	Geometrik matris
$\{u\}$	Nodal yer değıştirme
$\{F_{dış}\}$	Dış kuvvetler
$\{F_I\}$	Akışkan kuvvetleri
n_i	i kontrol noktasının normal vektörü,
$V_{T,i}$	i kontrol noktasının toplam hızı,
V_∞	İçeriye akış hızı,
V_Ω	Pervane dönme hızı
V_q	Girdap veya kaynak tarafından indüklenen hız.
P_∞	Su içindeki herhangi bir noktadaki statik basınç
V_∞	Üniform akım hızı
V_i	Bir noktadaki bileşke akış hızı
Φ	Anahtar kanadın yükleme durumunu gösteren zamana bağımlı potansiyel
$\vec{n}$	Kaldırıcı yüzeye normal yöndeki birim vektör
$\vec{\gamma}_p$	Pervane kanatları üzerindeki girdap dağılımı
$\vec{\gamma}_{pv}$	Pervane serbest girdap sisteminin değışken bölgesine ait girdap dağılımı
$\vec{\gamma}_{ps}$	Pervane serbest girdap sisteminin sürekli bölgesine ait girdap dağılımı
q_p	Pervane kanat kalınlığını temsil eden kaynak dağılımı
q_{pc}	Pervane kanadı üzerindeki tabaka kavitasyonu kalınlığını temsil eden kaynak dağılımı
r_p	Alan elemanı dS ile hesap yapılacak nokta arasındaki uzaklık
S_p	Pervane kanatlarının alanı
S_{pv}	Pervane serbest girdap sisteminin değışken bölgesinin alanı
S_{ps}	Pervane serbest girdap sisteminin sürekli bölgesinin alanı
$\vec{V}$	Pervaneye gelen akımın hızı
$\vec{\omega}$	Pervane açısal hızı
R	Hesap edilen noktadaki pervane yarıçapı
V_{IN}	Kaynak elemanına gelen ortalama akım hızı (pervane dönmesi dahil)

ΔR	Radyal şerit genişliği
ΔX	Q kaynağı yerine geçen V_p kanat hacim elemanının boyu
$\frac{dt}{dx}$	Kanat kalınlığının akım yönündeki değişimi
$\vec{V}_\Gamma$	Girdap elemanı tarafından indüklenen hız
Γ	Girdap elemanının sirkülasyonunun şiddeti
$\bar{L}$	Girdap elemanının uzunluğu
$ \vec{R} $	Girdap veya kaynak elemanı ile kontrol noktası arasındaki uzaklık vektörünün büyüklüğü
C_p	Boyutsuz basınç katsayısı
p	Söz konusu olan noktadaki basınç (kontrol noktasındaki)
p_∞	Sonsuzdaki basınç
ρ	Akışkan yoğunluğu
V_∞	Sonsuzdaki akım hızı
V_i	Söz konusu olan noktada bileşke akım hızı (kontrol noktasındaki)
ϕ	Anahtar kanat üzerindeki yük dağılımını temsil eden hız potansiyeli
dA	Akışkanla yapı arasındaki etkileşim alanı.
N	İnterpolasyon matrisi.
$\mathbf{n}$	Gövdenin dış normal vektörü.
$[B]$	Akışkan ve yapı arasındaki etkileşimin birleştirilmiş matrisi.
C_D	Direnç katsayısı.
A_{eleman}	Yapı elemanının alanı.
V_T^2	Yapı elemanının merkezindeki toplam hızın alanı.
θ_0	Pervanenin efektif hatve açısıdır.
θ_{nt} veya θ	Pervanenin geometrik hatve açısıdır.
β_i	Hidrodinamik hatve açısıdır.
α_s	Kesitin hücum açısıdır.
Z	Kanat sayısı
r_h	Pervane göbek yarıçapı
R	Pervanenin uç yarıçapı
p_∞	Serbest akımdaki basınç
V	Serbest akımdaki hız

$\epsilon_x, \epsilon_y, \gamma_{xy}$	Sırasıyla eksenel, enine ve kayma birim uzamaları
E	Elastisite modülü
ν	Poisson oranı
τ_{xy}	Kayma gerilmesi
G	Kayma modülü
$\epsilon_1, \epsilon_2, \gamma_{12}$	Eksenel, enine ve kayma birim uzamaları
σ_1	Eksenel normal gerilme
ν_{12}	Poisson oranı 1 yönündeki yükleme ve 2 yönündeki birim uzama
$\epsilon_x, \epsilon_y, \gamma_{xy}$	Sırasıyla eksenel, enine ve kayma birim uzamaları.
E_x	x yönündeki eksenel modül
ν_{xy}	Poisson oaranı x yönündeki yükleme ve y yönündeki birim uzama ile ilgilidir.
η_{xs}	kayma kaplin katsayısı birinci alt indis x yönündeki normal yüklemeyi, ikinci alt indis kayma birim uzama
G_{xy}	x ve y eksenlerindeki kayma modülü
η_{sx}, η_{sy}	Kayma kaplin katsayıları
C_{ijkl}	Katılık bileşeni
S_{ijkl}	Uygunluk bileşeni
$\Delta\phi$	Hatve açısı düşüşü, derece
T	Pervane itmesi, kN
D	Pervane çapı
Z	Kanat sayısı
T	0.6R' de kanat kalınlığı
C	0.6R' de kanat kortu
$\theta_{s,maks}$	Maksimum çalıklık açısı, derece
D	Pervane çapı
N	Dönme hızı
T	Pervane itmesi
Q	Pervane torku
V_a	Eksenel hız

Birimler SI birim sistemine göredir.

KISALTMA LİSTESİ

CFD	Computational Fluid Dynamics
DTMB	David Taylor Model Basin
ITTC	International Towing Tank Conference
MARIN	Maritime Research Institute of Technology
NACA	National Advisory Committee for Aeronautics

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Kanat geometrisi	4
Şekil 2.2 Pervaneye ait kaldırıcı yüzey modelinin şematik gösterilişi.....	7
Şekil 2.3 Pervane kanadı kaldırıcı yüzey modeli	12
Şekil 2.4 Kaldırıcı yüzey modeline ait koordinat sistemi	14
Şekil 2.5 Bir girdap/kaynak elemanının kontrol noktasında indüklediği hız.....	15
Şekil 3.1 Koordinat sistemi a) Global koordinat sistemi; b) yerel koordinat sistemi	20
Şekil 3.2 Pervane referans hatları.....	21
Şekil 3.3 Silindirik kanat kesit tanımı	21
Şekil 3.4 Hatve tanımı.....	22
Şekil 3.5 Hatve hatları	23
Şekil 3.8 Çalıklık tanımı.....	24
Şekil 3.9 Yüksek çalıklıklı tasarım	24
Şekil 3.10 Eğiklik tanımı.....	25
Şekil 3.11 Alanların tanımı	25
Şekil 3.12 Kanat kesit profili [3].....	26
Şekil 3.13 0.7R'deki kanat kesit profilleri: (a) Seiun Maru; (b) DTMB 4119 model pervanesi.....	28
Şekil 3.14 Rec=106'da aerodinamik bir form verilmiş iki boyutlu silindirin direnci: (a) sürtünme direnci yüzdesi üzerinde kalınlık oranının etkisi; (b) iki farklı alana dayalı olarak toplam direncin kalınlıkla değişimi (White, 2004).....	29
Şekil 3.15 Bir silindir etrafındaki akış: (a) laminar ayrılma; (b) türbülanslı ayrılma; (c) teorik ve gerçek yüzey basınç dağılımları (White, 2004).....	30
Şekil 3.16 Suya 7.5 m/s hızla giren 21.6 cm'lik bir bowling topu üzerindeki laminar ve türbülanslı ayrılmalardaki kuvvetli farklılıklar: (a) pürüzsüz top, laminar sınır tabaka; (b) aynı giriş, burundaki kum pürüzlülüğü ile indüklenen türbülanslı akış (Amerika Deniz Kuvvetleri fotoğrafı; Ordnance deney istasyonu, Pasadena Annex), (White, 2004).....	31
Şekil 3.17 Bir cismin direncinin azaltılmasında cismin formunun akım şekline uygun hale getirilmesinin önemi (C_D ön bakış alanı ile hesaplanmaktadır): (a) Dikdörtgen prizma; (b) yuvarlatılmış burunlu; (c) yuvarlatılmış burunlu ve akışa uygun hale getirilmiş keskin kaçma kenarlı; (d) silindir - (c) hali ile aynı direnç kuvvetine sahip – (White, 2004)	31
Şekil 3.18 İki boyutlu cisimlerin $Re \geq 10^4$ için dirençleri (White, 2004).....	32
Şekil 3.19 Bir taşıyıcı kanat için tanım şeması (White, 2004).....	33

Şekil 3.20 Akışın her iki simetri düzlemine paralel olduğu sadece oluşan sürüklenme kuvveti (White, 2004).....	33
Şekil 3.21 Kaldırmanın gelişmesindeki geçici durumlar: (a) başlangıç: arka durma noktası üst yüzeyde: kaldırma yok; (b) keskin takip kenar ayrılmayı indükler ve bir başlangıç çevrisi oluşur: hafif kaldırma; (c) başlangıç çevrisi kopar ve akım çizgileri takip kenarından düzgün bir şekilde akarlar: kaldırma şimdi yüzde 80 gelişmiş durumdadır; (d) başlangıç çevrisi şimdi epey arkada sıyrılmış durumdadır, takip kenar şimdi çok düzgündür: kaldırma tamamıyla gelişmiş haldedir (White, 2004)34	34
Şekil 3.22 Yüksek hücum açısında, dumanla akış görüntüleme: bir taşıyıcı üzerinde stol oluşmuş akış (White, 2004).....	35
Şekil 3.23 Kutta koşulu bir kanat etrafındaki akışı uygun olarak simüle eder; (a) çok küçük dolanım, durma noktası arka üst yüzeyde; (b) çok fazla dolanım, durma noktası arka alt yüzeyde; (c) tam kararında, Kutta koşulu takip kenarında düzgün akış (White, 2004).....	36
Şekil 4.1 Tek yönlü tabaka için makroskobik (A,B) ve mikroskobik (a,b) ölçekler (Daniel ve Ishai, 1994).....	38
Şekil4.3 Kompozit malzemelerin sınıflandırılması (Daniel ve Ishai, 1994).....	41
Şekil 4.4 Tek yönlü tabaka ve asal koordinat eksenleri (Daniel ve Ishai, 1994)	42
Şekil 4.5 Çok yönlü dizili tabaka ve referans koordinat sistemi (Daniel ve Ishai, 1994).....	43
Şekil 4.6 İnceleme seviyeleri ve kompozit malzemeler için analiz tipleri (Daniel ve Ishai, 1994).....	44
Şekil 4.7 Tek yönlü enine yüklenmiş bir kompoziti modelin eş renkli saçak deseni (Daniel ve Ishai, 1994).....	45
Şekil 4.8 Tipik fiberlerin gerilme-birim uzama eğrileri (Daniel ve Ishai, 1994)	48
Şekil 4.9 Yapısal kompozit malzemelerde kullanılan fiberlerin performans haritası (Daniel ve Ishai, 1994).....	48
Şekil 4.10 Farklı modüllerdeki epoksi matris reçineleri için gerilme-birim uzama eğrileri (Daniel ve Ishai, 1994)	49
Şekil 4.11 Tipik üç matrisin gerilme-birim uzama eğrileri (Daniel ve Ishai, 1994).....	50
Şekil 4.12 Yapısal kompozitlerin performans haritası (Daniel ve Ishai, 1994)	50
Şekil 4.13 Enine izotropik malzeme ve asal gerilmeler (Daniel ve Ishai, 1994)	54
Şekil 4.14 Basit gerilme dönüşümleri (Daniel ve Ishai, 1994)	55
Şekil 4.15 Matematiksel ve mühendislik sabitleri arasındaki bağıntılar (normal gerilmeler) (Daniel ve Ishai, 1994)	60

Şekil 4.16 Matematiksel ve mühendislik sabitleri arasındaki bağıntılar (kayma gerilmeleri) (Daniel ve Ishai, 1994)	60
Şekil 4.17 Tek yönlü tabakada gerilme bileşenleri (Daniel ve Ishai, 1994)	66
Şekil 6.1 Propeller 4383 ($D = 304.5$ mm) (Shirose, 2002)	70
Şekil 6.2 Geriye gitmede kanat sapmasının itme ve torka etkisi (Jiang et al., 1991).....	70
Şekil 6.3 MAU 3-60 pervanesi için yakınsama geçmişi (Shirose, 2002)	71
Şekil 6.4 MAU 3-60 pervanesi için hatvenin sapmasından oluşan netice (Shirose, 2002).....	72
Şekil 6.5 a) Konvansiyonel (CP), b) Yüksek çalıklıklı (CPP) tam ölçekli pervane (Shirose, 2002).....	72
Şekil 6.6 $J=0.1$ de kanat sapmasından kaynaklanan hatve değişimi (Shirose, 2002)	73
Şekil 6.7 HSP pervanede kanat sapmasından oluşan itme kaybı (Shirose, 2002)	73
Şekil 6.1 2D Düzlem gerilmeleri [2]	77
Şekil 6.2 Dönüşüm gerilmeleri [2].....	78
Şekil 6.3 a) koordinat sisteminde verilen gerilmeler b) asal gerilmeler [2]	79
Şekil 6.4 a) koordinat sisteminde verilen gerilmeler b) maksimum kayma gerilmesi [2]	79
Şekil 6.5 Maksimum kayma gerilmesi kriteri grafiği [2].....	80
Şekil 6.6 von Mises asal gerilme elipsi ve maksimum kayma gerilmesi kriteri [2]	81
Şekil 6.7 Mohr Çemberi tanımı [2]	82
Şekil 6.8 3D Mohr çemberi	83
Şekil 6.9 NAB 45 derece kanat pozisyonu için Mohr Çemberi	84
Şekil 8.1 Farklı hızlarda akış açıları (Lee ve Lin, 2004).....	89
Şekil 8.2 Çözüm prosedürü	90
Şekil 8.3 Sonlu elemanlar modeli (Lee ve Lin, 2004)	90
Şekil 8.4 Elemanlardaki tabaka sayılarının dağılımı (Lee ve Lin, 2004).....	91
Şekil 8.5 Hesaplama sonuçları (Lee ve Lin, 2004)	91
Şekil 8.6 Ön deforme olmuş pervane (Lee ve Lin, 2004)	92
Şekil 8.7 Akış şeması	93
Şekil 8.1 Pervane kanat ağırlıklarına malzemeye bağlı olarak değişimi.....	96
Şekil 9.1 SHELL99 eleman geometrisi (Ansys yardım menüsü)	97
Şekil 9.2 Düğüm noktalarının yerleştirilmesi (Ansys yardım menüsü)	99
Şekil 9.3 Ortak düğüm noktaları (Ansys yardım menüsü).....	100
Şekil 9.4 Seiun Maru gemisi [1].....	101
Şekil 9.5 NAB von-Misses gerilme analizi.....	102
Şekil 9.6 Kompozit pervane yapısı ve tasarımı.....	103

Şekil 9.7 Seiun maru hsp farklı oryantasyonlar için gerilme analizi (NAB ile aynı kalınlıkta)	103
Şekil 9.8 Seiun maru hsp farklı oryantasyonlar için gerilme analizi (NAB'nin yarısı kalınlıkta)	104
Şekil 9.9 Seiun maru hsp farklı oryantasyonlar için gerilme analizi (kort boyunca eşit kalınlıkta).....	104
Şekil 9.10 Seiun maru hsp farklı oryantasyonlar için gerilme analizi (sabit kalınlıkta-40 tabaka)	104
Şekil 9.11a Kanat pozisyonu 45 derece ve istifleme sırası [...45/-45/90/0] _s	105
Şekil 9.11b Kanat pozisyonu 45 derece ve istifleme sırası [...15/-15/90/0] _s	105
Şekil 9.12 DTMB 4119 model pervanesi için NAB von-Misses gerilme analizi.....	106
Şekil 9.13 DTMB 4119 model pervanesinde farklı fiber oryantasyonları için gerilme analizi (sabit kalınlıkta-8 tabaka).....	107
Şekil 9.14 DTMB 4119 model pervanesi 0 derece kanat pozisyonu ve [...45/-45/90/0] _s istifleme sırası (NAB ile aynı kalınlıkta)	107
Şekil 9.15 DTMB 4119 model pervanesi 0 derece kanat pozisyonu ve [...45/-45/90/0] _s istifleme sırası (sabit kalınlıkta)	107
Şekil 9.16 DTMB 4119 model pervanesi 0 derece kanat pozisyonu ve [...15/15/90/0] _s istifleme sırası (sabit kalınlıkta)	108
Şekil 9.18 DTMB 4119 model pervanesi için doğal frekans analizi.....	109
Şekil 10.1 45 derece kanat pozisyonu için farklı oryantasyonlarda kanat sapması ve Tsai-Wu hasar kriteri.....	110
Şekil 10.2 NAB Seiun maru hsp pervanesinin farklı kanat pozisyonlarındaki analizi	112

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 4.1 Klasik malzemelerin yapısal performans sıralaması (Daniel ve Ishai, 1994).....	37
Çizelge 4.2 Kompozit malzeme tipleri.....	42
Çizelge 6.1 NAB ile kompozit arasındaki izafi performans (Shirose, 2002).....	74
Çizelge 9.1 Seiun Maru pervanesi geometri dataları	102
Çizelge 9.2 DTMB 4119 pervanesi geometri dataları.....	106
Çizelge 10.1 Seiun Maru pervanesinde kevler/epoksi kompoziti için 45 derece kanat pozisyonundaki sapma ve Tsai-Wu indeksleri (kanat kalınlığı NAB'nın yarısıdır).110	
Çizelge 10.2 -45 derece fiber oryantasyonunda farklı malzemeler yapılan analizler	111
Çizelge 10.3 Seiun Maru NAB malzemeden yapılmış kanadın farklı kanat pozisyonlarındaki analizi	111

ÖNSÖZ

Bu tezin hazırlanması aşamasında bana destek olan ve yol gösteren değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Fahri ÇELİK'e ve yardımlarını esirgemeyen değerli hocalarım Prof. Dr. Mesut GÜNER, Yrd. Doç. Dr. Ahmet Sinan ÖKTEM'e ve Yrd. Doç. Dr. Serkan EKİNCİ' ye teşekkür ederim.

ÖZET

Pervane dizaynında bilgisayar programlarının gelişmesine paralel olarak gerçeğe daha yakın analizler daha fazla durum için yapılabilmektedir. Pervane kanat sapma problemi çözümü; yapısal analiz, akışkan analizi ve akışkan yapı etkileşimini içerir. Sonlu elemanlar metodu, kaldırıcı yüzey teorisi ve Bernoulli denklemi sırasıyla yapısal, akışkan, hidroelastik analiz için kullanılır. Sonlu elemanlar metodunu kullanarak bir gemi pervanesinde oluşan basınçların meydana getirdiği yüklerden oluşan şekil değiştirmeleri NiAl bronz ve kompozit malzeme için incelendi. Geleneksel pervaneler yüksek dayanıklı metal malzemeden yapılır. Onlar sadece biraz deforme olur ve sabit bir hızda çalışmada dizayn edilir. Diğer hızlarda düşük verimde çalışır. Bu araştırma pervaneleri daha geniş hız aralıklarında işleyen kompozit bir pervane dizayn eder. Basınç katsayılarının bulunmasında kaldırıcı yüzey teoremi kullanıldı. Bu teorem ile kanadın her pozisyonunun her düğüm noktasındaki basınç katsayılarını elde etmek mümkündür. Bu basınç katsayılarından basınçlar elde edilip ANSYS' te bu değerler girildi ve kanat üzerindeki basınç dağılımı hesaplandı. Kompozit malzeme için ANSYS' te hasar kriterleri girildi. Bu kriterlere göre pervane kanadında yükün fazla olduğu yerler için kompozit malzemenin katman sayısı artırılarak optimum bir kalınlıkta kanat elde edildi. Böylece boyutsuz yarıçaplarda kanat kalınlığı düşük tutularak maliyet azaltıldı.

Anahtar kelimeler: Kanat sapması, kompozit malzeme, sonlu elemanlar, kaldırıcı yüzey, hasar kriteri, basınç katsayısı.

ABSTRACT

Thanks to the development in computer programs, more accurate analysis can be done in propeller design for more situations. The problem of solving the propeller blade deflection involves structural analysis, fluid analysis, and fluid-structural interaction. The finite element method, lifting surface theory, and the Bernoulli equation are used for structural, fluid, and hydroelastic analyses, respectively. The pressures and strains occurred due to loads are examined for NiAl bronze and composite materials by using finite element method. Traditional propellers are made of high-stiffness metal material. They deform only slightly and are usually designed to work at a constant speed, operating at reduced efficiency at other speeds. This research designs a composite propeller that operates over a wider range of speeds. Lifting surface theory is used to find pressure coefficients. By this theory, pressure coefficients of all positions at all nodes of the blade can be obtained. The Pressures are obtained using these pressure coefficients, the values entered in ANSYS program and the pressure distribution on the blade computed. Failure criterias is entered in ANSYS for composite material. According to these criteria, by increasing the layer number of composite material at propeller blade for locations which are overloaded, a blade which is at optimum thickness is obtained. Thus, the cost is reduced by keeping the blade thickness at section radius less.

Key words: Blade deflection, composite material, finite element, lifting surface, failure criteria, pressure coefficient

1. GİRİŞ

Kompozit malzemeler birçok yapısal uygulamada yaygınlaştı. Bu malzemeler sadece otomobil, uzay ve gemi gibi birçok endüstride kullanılmıyor aynı zamanda yüksek dayanıklılık, tokluk, rijitlik, hasar toleransı ve hafiflik gibi süper özelliklerinden dolayı günlük ihtiyaçlar için de kullanılıyor. Bugün ise kompozit malzemeler pervane kanatları üretimde kullanılıyor.

Bu çalışmanın amacı kompozit malzemeden yapılan pervanelerin avantajlarını ve dezavantajlarını göstermenin yanında kompozit pervane için bir optimizasyon yapmaktır. Çalışma yüksek çalıklıklı Seiun Maru HSP ve çalıklıksız DTMB 4119 model pervanesi için yapıldı.

Bir pervane kanadının yapısal analizini yapmak kanadın karmaşık geometri ve yüklemesinden dolayı zordur. Bu nedenle önce basınç katsayıları hesaplandı. Yüzey basıncı yapının rijit olması kabulü ile elde edildi. Sonra oluşan yüzey basıncı, yapısal tepkiyi belirlemek için yapıya tesir ettirildi. Pervane kanadı 120 elemana bölündü ve her elemana gelen basınç katsayıları ANSYS programında girilerek kanat deformasyonu ve gerilme dağılımları izlendi. Buradan hareketle aynı geometrideki kanadın kompozit malzemeden yapıldığı varsayıldı. Sonra kanat kalınlığı kort boyunca sabit ancak boyutsuz yarıçap boyunca değişen ve her iki yönde de sabit kalınlıkta olması durumu incelendi.

Bu çalışmada klasik malzeme ile kompozit malzemeden yapılmış pervaneler karşılaştırıldı. Bu karşılaştırma ANSYS programında sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapıldı. Klasik malzemedeki pervane geometrisi tamamen değiştirilerek en az kalınlıktaki kanat profillerinden oluşan kompozit bir pervane tasarlandı. Bu pervane üzerinde yine ANSYS' te analizler yapıldı.

Kompozit malzemeden yapılmış kanadın optimizasyonu oldukça karmaşıktır. Sebebi ise birçok değişkenin olmasıdır. Bunlardan birkaçı fiberlerin açıları, tabaka sayısı ve istiflenme sırası, tabaka kalınlığı olarak sayılabilir. Tabiki bu değişkenlerin hepsini bir arada düşünerek bir optimizasyon yapmak zordur. Bu nedenle bazı değişkenleri sabit tutup bundan sonra optimizasyona gidildi. Örneğin burada tabaka kalınlığı 1 mm olarak seçildi. Fiberlerin açıları ise gelen yükün yönüne göre seçildi. Aynı zamanda yakınsama yapılarak en uygun açılar tespit edildi.

Kompozit malzemeden yapılmış kanadın analizindeki diğer bir zorluk da kanadın klasik malzemeye göre yok sayılamayacak kadar bir sapma göstermesidir. Kanat saptması dolayısıyla oluşan hatve artışı, itme kaybına dolayısıyla verim düşüşüne yani yakıt tüketiminin artmasına

neden olur. Bunun önüne geçmek için her çaptaki sapma miktarları kadar hatve açısı büyük tutularak yeni bir kanat geometrisi oluşturuldu. Bu yeni kanat da yine ANSYS' te analiz edildi. Bu analizlerde büyük kanat sapmasının itmeyi azaltmasını önlemek için tekrarlanan bir prosedür, yeni bir kanat geometrisi hesaplamak için ve yüzey yüklerini biçimlendirmek için uygulandı. İşlem, karalılık elde edilinceye kadar tekrarlandı.

Birleştirilmiş akışkan-yapı analizi, kompozit pervane kanatlarındaki dayanıklılık değerlendirmek için kullandı. Yapısal analiz için geometrik doğrusal olmayan sonlu elemanlar prosedürü ve akışkan analizi için kaldırıcı yüzey teorisi kullanıldı. Tsai-Wu hasar kriteri, kompozit pervane kanadının dayanıklılığını değerlendirmek için kullanıldı.

Son olarak klasik ve kompozit malzemeden yapılmış pervanelerin ağırlıkları ve doğal frekansları karşılaştırıldı. Bu işlem de ANSYS programı kullanılarak yapıldı.

2. AKIŞKAN-YAPI ETKİLEŞİMİ

Pervane kanat sapma problemi çözümü; yapısal analiz, akışkan analizi ve akışkan-yapı etkileşimini içerir. H. J. LIN ve J. J. LIN (2005) sonlu elemanlar metodu, kaldırıcı yüzey teorisi ve Bernoulli denklemini sırasıyla yapısal, akışkan ve hidroelastik analiz için kullandı. Formülasyon, yapının yer değiştirmelerinin ve akışkanın girdaplarının bilinmeyen parametrelerini içerir. Kerwin ve Lee (1978) tarafından geliştirilen PSF2 yazılımını akışkan analizi için kullandı ve sonlu elemanlar ve akışkan-yapı analiz yapmak için bilgisayar kodları, akışkan-yapı etkileşim teorisine dayandırarak geliştirdi.

2.1 Sonlu Elemanlar Metodu

Bu çalışma geometrik olarak doğrusal olmayan bir kabuk elemanı kullandı. Her düğümde üçü öteleme ve ikisi dönme, beş serbestlik derecesi olan kabuk eleman kullanıldı. Geometrik olarak doğrusal olmayan üç boyutlu bir kabuk eleman için denge denklemi aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$([K_0] + [K_L] + [K_G])\{u\} = \{F_{du}\} + \{F_I\} \quad (2.1)$$

Burada;

$[K_0]$, ilk yer değiştirme matrisi

$[K_L]$, doğrusal katılık matrisi

$[K_G]$, geometrik matris

$\{u\}$, nodal yer değiştirme

$\{F_{du}\}$ dış kuvvetler

$\{F_I\}$, akışkan kuvvetleri

(2.1) denklemdeki matrisler şöyle ifade edilebilir:

$$[K_0] = \int B_0^T D B_0 dV \quad (2.2)$$

$$[K_L] = \int (B_0^T D B_L + B_L^T D B_L + B_L^T D B_0) dV \quad (2.3)$$

$$[K_G] = \int G^T \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} \\ \tau_{xy} & \sigma_y \end{bmatrix} G dV \quad (2.4)$$

Bu denklemlerde,

B_0 ve B_L , doğrusal ve doğrusal olmayan birim uzama-yer değiştirme transformasyon matrisi,

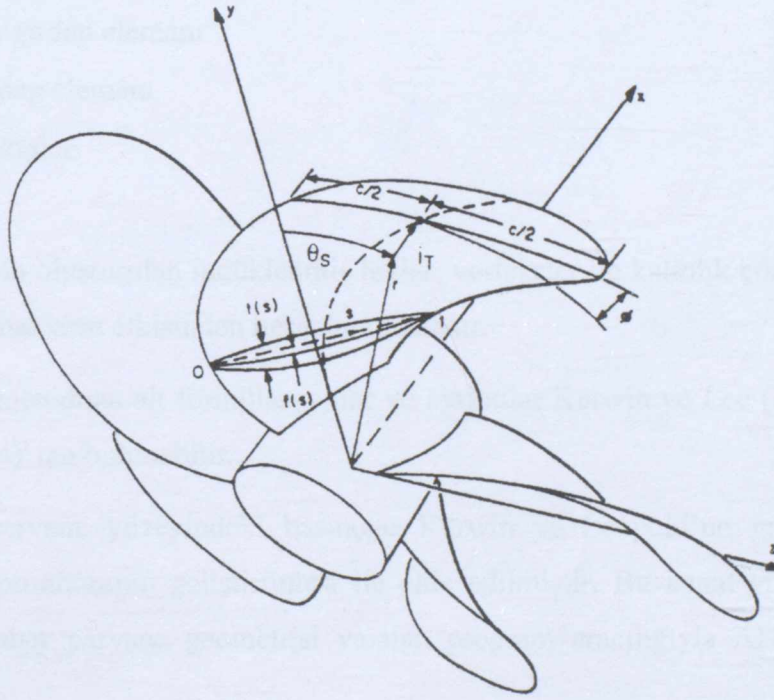
D , malzeme özellik matrisi

G , koordinatların türetilmesiyle elde edilen bir matristir.

Denklem, güncelleştirilmiş bir Lagrangian tanımına dayandırılarak biçimlendirilir ve Newton–Raphson metodu kullanılarak çözülür. Santrifüj kuvvetler, gemi pervane hızının nispeten düşük olmasından dolayı düşünülmedi (H. J. LIN ve J. J. LIN, 2005).

2.2 Kaldırıcı Yüzey Teorisi

Şekil 2.1 kaldırıcı yüzey (lifting surface) modelinin temelini ifade eder. Kaldırıcı yüzey, modelde kanat, sehim (camber) hattının şeklinde ve sonsuz ince bir yüzey olarak düşünülür. Kanat üzerinde radyal ve kort yönünde girdap dağılımları yerleştirilir. Önceleri girdap dağılımları sadece sehim hattı boyunca yerleştirilerek kaldırıcı hat (lifting line) probleminden elde edilen ve radyal olarak değişken olan bağlı sirkülasyon bu şekilde dağıtılarak kanat temsil ediliyorken, daha sonraları ise kanat kortları üzerinde bu girdapların yerine kaynak-kuyu dağılımları yerleştirildi. Böylece hem kanat etrafında meydana gelen bağlı sirkülasyon ve hem de kanat kalınlıkları temsil edilmiş oldu (Güner, Kükner ve Baykal, 1999).



Şekil 2.1 Kanat geometrisi

Kaldırıcı yüzey modelleri hem dizayn ve hem de analiz probleminin çözümünde kullanılırlar. Dizayn probleminde kanat geometrisi, radyal olarak kort, eğiklik, eğrilik ve kesit kalınlık dağılımları bilindiği ölçüde sadece kısmen bilinir. Piçin radyal, sehim hattının ise hem radyal ve hem de kort yönündeki dağılımlarının tayin edilmesi gerekir. Dizayn probleminin çözümünde herhangi bir noktadaki indüklenmiş hızların hesabının mümkün olabilmesi için

kanatları ve onların izlerini temsil eden girdap dağılımlarının uygun referans yüzeylerinde yerleştirilmeleri gerekir.

Analiz probleminde ise durum dizayn problemindekinden daha farklıdır; çünkü pervane geometrisi tamamen bilinmektedir ve tayin edilmesi gereken, belli bir ilerleme ve dönme hızında çalışan pervane tarafından meydana getirilen iz alanıdır. Analiz iki kısma ayrılır: Düzenli ve düzensiz akım durumundaki çözümler. Düzenli akım durumunda denklemler dizayn problemindeki ile aynı şekilde kullanılırlar. Dizayn probleminden bilinen bir sirkülasyon dağılımı tarafından indüklenen hızı veren tek katlı integral bu analiz probleminde bir integral denklem olur. Bu denklem nümerik olarak çözülür (Carlton, 1994).

Düzensiz pervane akımları durumunda ise çözüm, kanat izinde shed girdapların bulunmasından dolayı biraz daha karmaşılaşır.

Kaldırıcı yüzeyi metodunda pervane aşağıdaki elemanlar ile modellenmiştir.

- Sınır girdap elemanı
- Takip eden girdap elemanı
- Serbest girdap elemanı
- Kontrol noktaları
- Kaynaklar

Pervane tarafından oluşturulan indüklenmiş hızlar, vorteksler ile kalınlık etkisini modellemek için konulan kaynakların etkisinden hesaplanmaktadır.

Kaldırıcı yüzey metoduna ait formülasyonlar ve ayrıntılar Kerwin ve Lee (1978), ve Kerwin ve Leopold (1964)'ten bulunabilir.

Bu çalışmada pervane yüzeyindeki basınçlar Kerwin ve Leopold'un geliştirdiği mevcut kaldırıcı yüzey programının geliştirilmesi ile elde edilmiştir. Bu kanat yüzeyindeki basınç değerleriyle beraber pervane geometrisi yazılan program aracılığıyla ANSYS programına aktarılmaktadır.

Burada Kerwin ve Lee'nin (1978) daimi ve kavitasyonsuz kaldırıcı yüzey analizi kullanıldı. Kanatların yeterince ince olduğu varsayılır ki, sınırsız akışkan içinde onların varoluşu, her kanadın ortalama sehim yüzeyi üzerindeki bir girdaplar ve kaynaklar dağılımı ile gösterilebilir. Ek olarak iz içinde takip girdapları ile de gösterilebilir. Yöntem, bir noktada toplanmış doğru-hat elemanlarının aralıklı bir girdap/kaynak örgüsü özelliklerinin tekilliklerin sürekli bir dağılımını göstermek için kullanılır. Elemanlar kanadın tam sehim yüzeyi üzerine yerleştirilirler ve hızları öngörülen bir kontrol noktası sayısında hesaplanır. Girdap/kuyu tekillikleri deneme yüzeylerine, kanatlar ve onların takip girdap izi gösterilerek dağıtılır. Hem

de bu tekillikler tarafından meydana getirilen hızlar belirlenir ve deneme yüzeyleri sonuçlanan akışla tekrar ayarlanır. Bu işlem iz değişkenleri veya sirkülasyon yakınsaklığına kadar tekrarlanır. Viskoz etkiler, kanat sürtünme sürüklemesinin tahmini ve bir sürüklenme katsayısı C_D tanıtımı gibi geleneksel yöntemler kullanılarak belirlenir.

Bir girdabın veya kaynağın şiddeti, her kafes elemanın kontrol noktasındaki katı sınır şartlarına göre belirlenir.

$$\mathbf{n}_i \cdot \mathbf{V}_{T,i} = 0 \quad i = 1, 2, \dots, (N \times M) \quad (2.5)$$

$$\mathbf{V}_{T,i} = \mathbf{V}_\infty + \mathbf{V}_\Omega + \mathbf{V}_q$$

Burada:

- $\mathbf{n}_i$, i kontrol noktasının normal vektörü,
- $\mathbf{V}_{T,i}$, i kontrol noktasının toplam hızı,
- $\mathbf{V}_\infty$, içeriye akış hızı,
- $\mathbf{V}_\Omega$, pervane dönme,
- $\mathbf{V}_q$, girdap veya kaynak tarafından indüklenen hız.

Denklem (2.5) eş zamanlı bir denklem sistemine çevrilir ki bu da kanadın at nalı girdap şiddetini Γ belirler. Formül şöyle ifade edilebilir:

$$\sum_{j=1}^{(N \times M)} A_{i,j} \Gamma_j + \mathbf{n}_i \cdot (\mathbf{V}_\infty + \mathbf{V}_\Omega + \mathbf{V}_q^{\text{source}})_i = 0 \quad i = 1, 2, \dots, N \times M \quad (2.6)$$

Burada:

$A_{i,j}$, etki katsayısı, atnalı girdabın bir birim sonuçlanan i kontrol noktasındaki normal hızıdır.

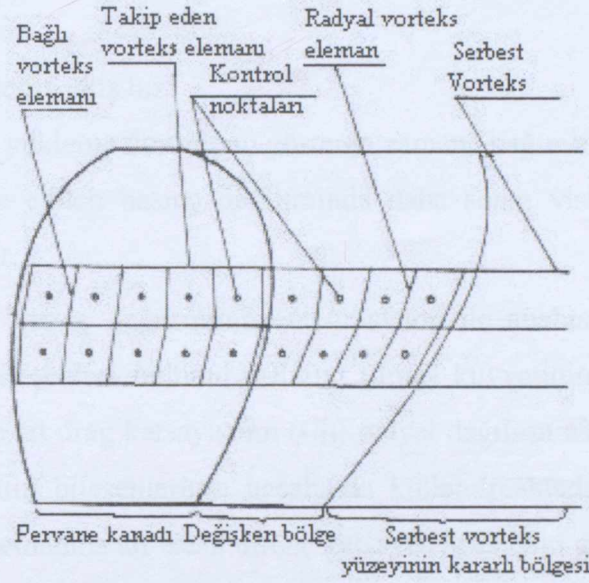
Bilinmeyenlerin toplam sayısı (Γ) kanat üzerindeki kontrol noktalarına ($N \times M$) eşittir. Bu denklem matris formda aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$\mathbf{G}\Gamma = -\mathbf{n} \cdot (\mathbf{V}_\infty + \mathbf{V}_\Omega + \mathbf{V}_q^{\text{source}}) \quad (2.7)$$

2.2.1 Pervanenin Teorik Modeli

Teorik pervane modelinin temelini, yükleme dağılımlarını simüle eden girdap elemanları ile kanatların kalınlıklarını simüle eden kaynaklar oluşturur. Modelin yapısı Şekil (2)' de şematik olarak gösterilmektedir. Belli sayıdaki vorteks (girdap) elementler, bütün pervane kesitlerinin sehim hatları üzerine yerleştirilmiştir. Bunlar uygun takip eden girdaplar (trailing vortex) ile desteklenmektedir. Pervane kanatlarından biri anahtar kanat olarak kabul edilir ve belli sayıda kontrol noktaları kanat üzerine yerleştirilir. Bu noktalar bağlı ve takip eden (çıkış) girdap elemanlarınca oluşturulan dörtgenlerin (quad-angle) tam ortasında yer alır. Kontrol

noktalarının sayısı bağlı girdap elemanlarının sayısına eşittir. Serbest girdap yüzeyleri tüm kanatların arkasında yer alır. Bu yüzeyler düzgün helisel biçimli serbest girdap hatlarından meydana gelir. Anahtar kanadın arkasında yer alan tek yüzey, değişken bölge olarak adlandırılan bölgededir. Bu bölge, kanat çıkış ucunun hemen ardında yer alır ve anahtar kanat üzerindeki değişken akım koşullarını yansıtır, aynı zamanda serbest girdap hatları burada farklı şiddetlere sahip olabilir. Ayrıca kanat çıkış ucunun ardında yer alan tabaka kavitasyonlarının tahmini için değişken bölgede bir grup kontrol noktası yer alır.



Şekil 2.2 Pervaneye ait kaldırıcı yüzey modelinin şematik gösterilişi

Pervaneye gelen hızın çevresel dağılımındaki düzensizlik pervane vorteks modelinin geometrisini etkilememektedir. Benzer şekilde, anahtar kanat haricinde diğer kanatlara ait bağlı ve çıkış girdaplarının şiddetlerini ve kanat kalınlıklarını simüle eden serbest kuyu ve kaynak şiddetlerinin zamanla değişmediği kabul edilmektedir. Bu şiddetler ortalama çevresel hız alanının neden olduğu şiddetlerdir.

Bilinmeyen bağlı girdap elemanlarının şiddetleri anahtar kanadın kaldırıcı yüzeyindeki kinematik sınır koşulu yardımıyla elde edilebilir. Bu durum, akış hızına ait indüklenmiş hızları da içeren bileşke vektörün kaldırıcı yüzeye teğet olmasıdır. Bu durumu açıklamak gerekirse; malzeme sınırlarından içeri doğru akış yoktur. Bu koşulun sağlanmasıyla bağlı girdap elemanlarının şiddetlerine ait lineer denklem sistemi elde edilir. Her bir denklem anahtar kanat üzerindeki bir kontrol noktasına karşılık gelmektedir. Biot-Savart bağıntısı, kaldırıcı yüzey modeline ait girdap elemanları tarafından indüklenen hızın hesaplanmasında kullanılır [x]. Lineer denklem sistemi çözüldükten sonra indüklenen teğetsel hızların bileşkesi

hesaplanabilir. Ardından anahtar kanat üzerindeki basınç dağılımı aşağıdaki formülden elde edilir.

$$C_p = \frac{(P - P_\infty)}{0.5 V_\infty^2} = 1 - \left(\frac{V_i}{V_\infty} \right)^2 - \frac{2}{V_\infty^2} \frac{\partial \phi}{\partial t} \quad (2.8)$$

Bu denklemde;

P_∞ Su içindeki herhangi bir noktadaki statik basınç

V_∞ Uniform akım hızı

V_i Bir noktadaki bileşke akış hızı

Φ Anahtar kanadın yükleme durumunu gösteren zamana bağımlı potansiyel

Denklem (2.8)'den elde edilen basınç dağılımında daha sonra viskozite etkisi de dikkate alınarak düzeltme yapılır.

Kanat alanı üzerindeki basınç dağılımının entegrasyonu ile anahtar kanat üzerine etkiyen kuvvet ve momentin bileşenleri bulunur. Direnç (drag) kuvvetinin hesaplanmasında, giriş datasında verilen profile ait drag katsayısının (C_D) radyal dağılımı esas alınır. Direnç kuvveti (D), kuvvet ve momentin bileşenlerinin hesabında kullanılmaktadır. Kort uzunluğu c ve genişliği r olan kanat elemanına ait kesit direnç katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$C_D = \frac{D}{\frac{\rho}{2} (cr) V^2} \quad (2.9)$$

2.2.2 Düzensiz Akım Alanında Çalışan Pervaneler İçin Kaldırıcı Yüzey Metodu

Gemi pervanelerinin, eksene göre simetrik olmayan başka deyişle güçlü ve düzensiz bir akım ortamına maruz kalması, shaft kuvvetlerinde ve pervane kanatları üzerinde basınç alanının düzensiz olmasına neden olmaktadır. Sözü edilen bu düzensizliklere pervane kanadı yüzeyindeki daimi olmayan tabaka kavitasyonu da eklendiğinde gemi bünyesinde yüksek seviyede titreşimler ve gürültü oluşmaktadır. Bu nedenle, pervane dizaynının ilk aşamalarında sözkonusu oluşumların özellikle kavitasyon olayının kontrol altında bulundurulmaları son derece önemlidir. Bu bölümde sözü edilen amaç doğrultusunda pervaneler için, temeli Szantyr (1994)'ın kaldırıcı yüzey modeline dayalı olarak geliştirilmiş ve tabaka kavitasyonu kaynaklı gürültü öngörüsünü de kapsayan bir analiz metodu ele alınacaktır.

Pervane Kaldırıcı Yüzey Modeli

Düzensiz akımda çalışan pervanelerin analizi için geliştirilen bu metotta, pervane kanatlarının temsili için şekli değişebilen bir kaldırıcı yüzey modeli kullanılır. Pervanede hidrodinamik

yüklerin ve kalınlıkların modellenmeleri ayrı ayrı ele alınarak; pervane üzerindeki hidrodinamik yükler, kesit sehim hatlarının oluşturduğu yüzeylere yayılan girdap dağılımlarıyla, kesit kalınlıkları da aynı yüzeylere yayılan kaynak dağılımlarıyla modellenir. Yüzeylerde oluşması muhtemel tabaka kavitasyonu da kaynak dağılımlarıyla modellenerek, kaldırıcı yüzey geometrisindeki deformasyon şeklinde hesaplara katılır. Gemi arkası düzensiz akım etkileri sadece hidrodinamik yüklerin hesabına dahil edilir. Girdap yüzeylerinin şiddetlerinin değişken olması pervane kanatları üzerindeki hidrodinamik yük değişimlerini ortaya çıkarır. Kesit kalınlıklarının kaynak dağılımlarıyla modellenmesi ise pervaneye gelen çevresel ortalama akıma göre yapılır. Bu şekilde, kalınlık etkileri hesaplara zamanla değişmeyen sabit düzeltmeler şeklinde yansıtılır.

Tüm pervane kanatlarının gerisinde serbest girdap yüzeyleri uzanır. Bu yüzeyler, düzgün helisel şekle sahip serbest girdap hatlarından meydana gelir. Serbest girdap hatlarının hatvesi, ortalama akış açısı ve ortalama kanat hatve açısının lineer değişimi olarak hesaplanmaktadır. Hesapları basitleştirmek için pervane kanatlarından biri *anahtar kanat* olarak seçilir. Anahtar kanadın hemen arkasından itibaren $360^\circ/Z$ 'e kadar olan serbest girdap yüzeyi, *değişken serbest girdap bölgesi* olarak tanımlanır. Bu bölge, anahtar kanat üzerindeki değişken akış koşullarını yansıtır. Değişken bölgede aynı serbest girdap hatlarına ait kesitler farklı şiddetlere sahip olabilir. Bu, sirkülasyonun korunumu prensibinin gereklerini yerine getirmek için, radyal girdap elemanlarının ortaya çıkmasına neden olur. Bunun dışında, bir grup kontrol noktası kanadın çıkış ucunun ötesine kadar uzanan tabaka kavitasyonunun öngörüsü için değişken bölge içine yerleştirilmektedir. Bu noktalarda kaldırıcı yüzeye dik ($\vec{n}$) ve teğet ($\vec{t}$) olan birim uzunluk vektörleri tanımlanmaktadır. Değişken bölgedeki girdap dağılımları ($\vec{\gamma}_{pv}$) kanadın düzensiz akım ortamında hareket etmesi nedeniyle anahtar kanat üzerinde oluşabilecek değişken hidrodinamik yüklerin belirlenmesinde kullanılır. Bu yüzeylerin her biri helisel girdap hatlarından oluşmaktadır. Değişken bölgede indüklenen hızlar anahtar kanat haricindeki diğer kanatlar tarafından anahtar kanat üzerinde indüklenmiş hızların oluşturduğu indüksiyon faktörleri matrisine ilave edilmektedir.

Anahtar kanat gerisinde serbest girdap yüzeyinin geri kalan kısmı ve diğer kanatların gerisindeki tüm serbest girdap yüzeyleri pervane serbest girdap yüzeylerinin *sürekli* bölgesini oluştururlar. Bu bölge içindeki girdap dağılımı $\vec{\gamma}_{ps}$, pervaneye gelen eksene göre simetrik ortalama akımdan doğan kanatlar üzerindeki ortalama hidrodinamik yük dağılımı ile ilişkilidir.

Kanat ve serbest girdap yüzeylerine yerleştirilen girdap elemanlarının indüklediği hızların bulunmasında Biot-Savart kanunundan yararlanılır. Pervane yükünü modelleyen bağlı girdap elemanlarının değerleri, kaldırıcı yüzeylerde kinematik sınır şartı sağlanacak şekilde oluşturulan lineer denklem sistemlerinin çözülmesiyle bulunur. Bağlı girdap elemanı şiddetlerinin belirlenmesinden sonra, pervane yüzeyine gelen bileşke hızlar, basınç dağılımları ve sisteme etkiyen kuvvetler bulunabilir.

Kinematik Sınır Şartı

Pervane kaldırıcı yüzey modelinde, hidrodinamik yükleri temsil eden bağlı girdap elemanlarının şiddetlerinin belirlenmesinde kinematik sınır şartından yararlanılır. Kinematik sınır şartı, kaldırıcı yüzey denklemi formülasyonunun temelini oluşturur. Bu şarta göre, kaldırıcı yüzeye gelen ve indüklenmiş hızları da içeren hız vektörünün kaldırıcı yüzeye teğet olması gerekir. Bir başka deyişle, kaldırıcı yüzeyden hiç akım geçmemeli, pervane sehimi hattı yüzeyleri üzerindeki tüm noktalarda toplam normal hız sıfır olmalıdır. Kinematik sınır şartı, bağlı girdap elemanlarının şiddetlerinin hesabı için oluşturulan lineer denklemler sistemini meydana getirir. Her bir denklem, anahtar kanat üzerindeki bir kontrol noktasına karşılık gelir. Pervane kaldırıcı yüzeyi için bu şart denklem (4.1) ile verilmektedir.

$$\begin{aligned} & \frac{1}{4\pi} \left[\int_{S_p} \vec{n} \cdot \vec{\gamma}_p \cdot \nabla \left(-\frac{1}{r_p} \right) dS + \int_{S_{pv}} \vec{n} \cdot \vec{\gamma}_{pv} \cdot \nabla \left(-\frac{1}{r_p} \right) dS + \int_{S_{ps}} \vec{n} \cdot \vec{\gamma}_{ps} \cdot \nabla \left(-\frac{1}{r_p} \right) dS + \right. \\ & \left. \int_{S_p} (q_p + q_{pc}) \frac{\partial}{\partial n} \left(-\frac{1}{r_p} \right) dS \right] \\ & + (\vec{V} + \vec{\omega} \cdot \vec{R}) \cdot \vec{n} = 0 \end{aligned} \quad (2.10)$$

Burada:

$\vec{n}$: kaldırıcı yüzeye normal yöndeki birim vektör

$\vec{\gamma}_p$: pervane kanatları üzerindeki girdap dağılımı

$\vec{\gamma}_{pv}$: pervane serbest girdap sisteminin değişken bölgesine ait girdap dağılımı

$\vec{\gamma}_{ps}$: pervane serbest girdap sisteminin sürekli bölgesine ait girdap dağılımı

q_p : pervane kanat kalınlığını temsil eden kaynak dağılımı

q_{pc} : pervane kanadı üzerindeki tabaka kavitasyonu kalınlığını temsil eden kaynak dağılımı

r_p : alan elemanı dS ile hesap yapılacak nokta arasındaki uzaklık

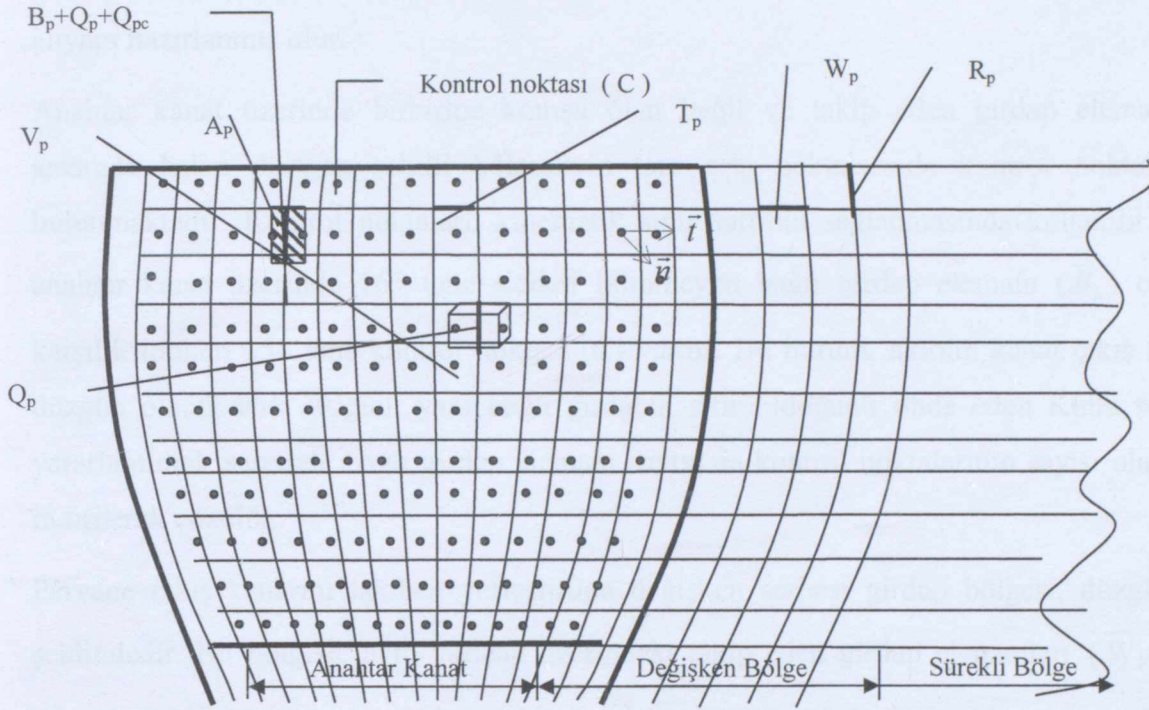
S_p : pervane kanatlarının alanı

- S_{pv} : pervane serbest girdap sisteminin değişken bölgesinin alanı
 S_{ps} : pervane serbest girdap sisteminin sürekli bölgesinin alanı
 $\vec{V}$: pervaneye gelen akımın hızı
 $\vec{\omega}$: pervane açısal hızı
 R : hesap edilen noktadaki pervane yarıçapı

Yukarıdaki denklemde q_{pc} yalnızca kavitasyon tespit edildiğinde yer alır. Benzer şekilde, $\vec{\omega}.R$ ifadesi de pervanenin dönmesiyle ilgilidir ve sadece pervane üzerindeki bir noktada hesap yapıldığı zaman yer alır. Pervane kanatları üzerinde, tabaka kavitasyonu görüldüğünde normal vektör $\vec{n}$, orjinal kaldırıcı yüzey geometrisindeki bozulmayı yansıtacak şekilde değişir. Lineer denklem sisteminin sol tarafı olan ana matris, üç kısım şeklinde; anahtar kanat tarafından anahtar kanat üzerindeki noktalarda, anahtar kanat dışındaki kanatlar tarafından anahtar kanat üzerindeki noktalarda ve değişken bölge tarafından anahtar kanat üzerindeki noktalarda indüklenen hızların normal bileşenlerinin oluşturduğu matristir. Denklem sisteminin sağ tarafını ise pervane kanat kalınlığını temsil eden kaynaklar tarafından indüklenen hız ile pervane dönüşünü içeren çevresel ortalama akış hızının bulunduğu matris sistemi oluşturmaktadır.

Pervane Kanadı Kaldırıcı Yüzey Modeli

Pervane kanadını modelleyen girdap ve kaynak dağılımlarının belirlenmesi amacı ile oluşturulan denklem (2.10)'in sayısal olarak çözülebilmesi için, kaldırıcı yüzey dörtgensel bölgelere (grid) ayrılarak üzerlerine girdap ve kaynak elemanları yerleştirilir (Şekil 2.3).



Şekil 2.3 Pervane kanadı kaldırıcı yüzey modeli

Şekilden de görülebileceği gibi kort yönündeki 11 şerit boyunca 15 adet bağlı girdap elemanı ($\bar{B}_p$) düzgün olarak yayılır. Bağlı girdapların aralığı kanat giriş ucuna yakın alanlarda daha yoğun olup, kanat çıkış ucuna doğru ise giderek azalmaktadır. Bu işlem, pervane kanadının giriş ucu yakınlarında oluşması muhtemel hidrodinamik yük değişimlerini uygun bir şekilde modellemek ve tabaka kavitasyonun gelişimini başlangıç aşamalarında daha kesin bir şekilde ifade edebilmek için yapılmaktadır. Metot için, çeşitli sayılarda grid sayıları denenerek, sonuç hassasiyeti ve bilgisayar zamanı da göz önüne alınarak 154 adet grid uygun değer olarak bulunmuştur.

Her bir girdap elemanının şiddeti, A_p alanına yayılan sürekli girdap dağılımının şiddetine eşittir. Sirkülasyonun korunumu prensibine dayalı Kelvin teoreminin sağlanması amacı ile $\bar{B}_p$ bağlı girdap elemanları doğrusal $\bar{T}_p$ takip eden (izleyen) girdap elemanlarıyla desteklenir. Kelvin teoremine göre, ideal bir akışkanın yoğunluğu sadece basınca bağlı ve akışkan üzerinde rol alan dış kuvvetler bir potansiyelden türetilabiliyorsa akışkan ile birlikte hareket eden kapalı bir eğri boyunca sirkülasyon zaman ile değişmemektedir. Takip eden girdaplar çıkış kenarından ayrıldıktan sonra genel bir helis şeklinde serbest girdap yüzeylerini oluştururlar. Bu takip eden girdap elemanlarının şiddetleri bağlı girdap elemanlarının şiddetleri cinsinden ifade edilebilir. Çünkü A_p alanının etrafında şiddetleri eşit ama yönleri

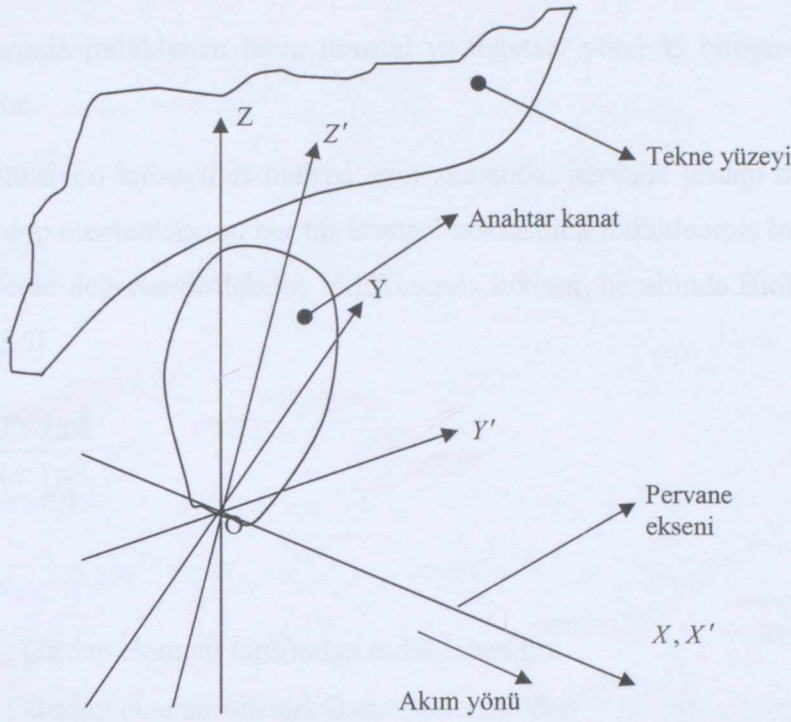
farklıdır. Böylece pervane kanadı üzerindeki hidrodinamik yükün hesaplanması için gerekli altyapı hazırlanmış olur.

Anahtar kanat üzerinde birbirine komşu olan bağlı ve takip eden girdap elemanlarının arasında kalan dörtgen şekilli bölmelerin tam orta noktalarında kontrol noktaları (C) bulunmaktadır. Kontrol noktaları, kinematik sınır şartının sağlanmasında kullanılır. Ancak anahtar kanat üzerinde 165 tane şiddeti bilinmeyen bağlı girdap elemanı ($\bar{B}_p$) olmasına karşılık toplam 154 tane kontrol noktası (C) vardır. Bu durum, akımın kanat çıkış kenarını düzgün olarak terk ettiğini, yani bağlı girdabın sıfır olduğunu ifade eden Kutta şartından yararlanılmak suretiyle bağlı girdap elemanı sayısı da kontrol noktalarının sayısı olan 154'e indirilerek çözülür.

Pervane çıkış kenarını takiben yerleştirilen değişken serbest girdap bölgesi, düzgün helis şeklindedir. Bu bölgede aynı yarıçap üzerindeki takip eden girdap elemanları ($\bar{W}_p$) farklı sektörlerde farklı şiddete sahip olabilirler. ($\bar{W}_p$)'ler, sirkülasyonun korunumu ile ilgili Kelvin teoreminin sağlanması amacıyla ($\bar{R}_p$) radyal takip eden girdap elemanları sistemiyle desteklenir. Bu bölgeye yerleştirilen girdap dağılımları, indüklediği hızlar vasıtasıyla anahtar kanat üzerindeki mevcut kinematik sınır şartını etkiler. Düzensiz akım alanından kaynaklanan pervane üzerindeki süreksiz yük dağılımları için bir kayıt görevini görür.

Değişken girdap bölgesinin gerisinde kalan sürekli bölge ise düzgün helis şeklinde yarı-sonsuz girdap hatlarından oluşur ve şiddetleri ortalama çevresel akıma göre hesaplanır. Bu bölgenin indüklediği hızlar vasıtasıyla anahtar kanat üzerindeki kinematik sınır şartına etkisi sabittir. Sürekli bölge pervane kanadının geçtiği düzensiz akım durumlarından etkilenmez.

.Kanatların kalınlık etkilerini temsil eden kaynak elemanları (Q_p) ve kanat üzerindeki tabaka kaviteasyon etkilerini temsil eden kaynak elemanları (Q_{pc}) bağlı girdap elemanlarıyla üst üste gelecek şekilde yerleştirilirler. Kaynak elemanlarının şiddetleri, kanat veya tabaka kaviteasyonu birim hacmine gelen akımı kesecek yani kalınlıkları temsil edecek şekilde belirlenir. İfade edilen sistemin tüm geometrik parametreleri anahtar kanadın Şekil 4.2'de gösterildiği kartezyen koordinat sistemi içinde verilmektedir. O_{XYZ} eksen takımı tekne yüzeyinde, $O_{XYZ'}$ eksen takımı ise dönel pervane üzerinde sabitlenmiştir. Serbest girdap sisteminde yer alan bağlı girdap ve takip eden girdap elemanlarının bileşenleri, kontrol noktalarının koordinatları, kontrol noktalarında dik ($\bar{n}$) ve teğetsel ($\bar{t}$) birim uzunluk vektörlerinin bileşenleri bu koordinat sistemine göre verilmektedir.



Şekil 2.4 Kaldırıcı yüzey modeline ait koordinat sistemi

Kanat kalınlığını modelleyen kaynak şiddetleri ortalama başlangıç akımına göre bulunmakta olup, düzensiz akım durumundaki tüm hesaplarda bu değerler kullanılmaktadır. Anahtar kanat üzerindeki bir kaynağın şiddeti denklem (4.2)'de ifade edildiği gibidir.

$$Q_p = V_{IN} R \Delta X \frac{dt}{dx} \quad (2.11)$$

Burada:

V_{IN} : kaynak elemanına gelen ortalama akım hızı (pervane dönmesi dahil)

ΔR : radyal şerit genişliği

ΔX : Q kaynağı yerine geçen V_p kanat hacim elemanının boyu

$\frac{dt}{dx}$: kanat kalınlığının akım yönündeki değişimi

İndüklenmiş Hızların Hesaplanması

Pervane kaldırıcı yüzey modelinde girdap elemanlarının indükledikleri hızların bulunması indüksiyon katsayı matrisleri oluşturularak yapılır. İndüksiyon katsayıları, bir girdap elemanı şiddeti ile indüklenmiş hızın hesaplanacağı kontrol noktası arasındaki ilişkiyi sağlayan, tamamen pervane girdap modelinin geometrisini yansıtan katsayılardır. Girdap şiddetleri biliniyorsa, indüklenmiş hızların hesaplanmasında ya da bilinmeyen girdap şiddetlerinin belirlenmesinde kullanılabilirler. İşlemlerde esneklik sağlaması açısından pervane girdap modelinin her bir ana bölümünde ayrı indüksiyon katsayı matrisleri oluşturulur. Kontrol

noktalarında indüklenen hızın normal ve teğetsel yöndeki bileşenleri için de ayrı matrisler kullanılır.

Bir indüksiyon katsayıları matrisi aynı zamanda, pervane girdap modelinin bir bölgesindeki tüm girdap elemanlarının, her bir kontrol noktasında indüklenmiş hız katkılarının toplanması şeklinde de değerlendirilebilir. İndüklenmiş hızların hesabında Biot-Savart formülü kullanılır (Şekil 2.5).

$$\vec{V}_\Gamma = \frac{\Gamma}{4\pi} \frac{\vec{L} \times \vec{R}}{|\vec{R}|^3} \quad (2.12)$$

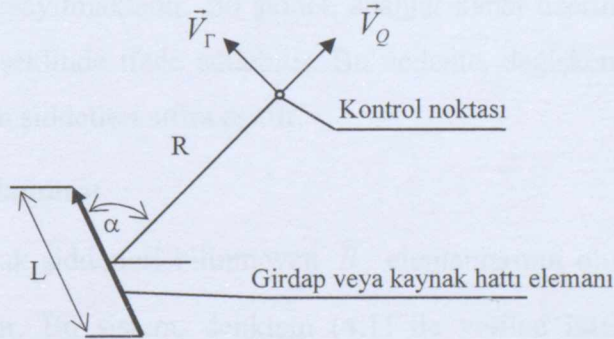
Burada:

$\vec{V}_\Gamma$: Girdap elemanı tarafından indüklenen hız

Γ : Girdap elemanının sirkülasyonunun şiddeti

$\vec{L}$: Girdap elemanının uzunluğu

$|\vec{R}|$: Girdap veya kaynak elemanı ile kontrol noktası arasındaki uzaklık vektörünün büyüklüğü



Şekil 2.5 Bir girdap/kaynak elemanının kontrol noktasında indüklediği hız

Oluşturulan indüksiyon katsayıları matrisi, anahtar kanat tarafından yine, anahtar kanat üzerindeki noktalarda indüklenen hız ile anahtar kanat dışındaki diğer kanatlar tarafından anahtar kanat üzerinde indüklenen hızın normal ve teğetsel bileşenlerinin oluşturduğu matrisleridir. Bu matrisler 154x154 adet elemandan oluşmaktadır. Çünkü kanat üzerinde 154 tane kontrol noktası ve 154 tane şiddeti bilinmeyen bağlı girdap elemanı vardır. Tüm takip eden girdap elemanlarının şiddeti, komşu şeritlerde yer alan bağlı girdap elemanlarının toplamı olacak şekilde ifade edilebilmektedir.

Kesit kalınlıklarını modelleyen kaynak elemanlarının indüklediği hızlar da bir nokta kaynak ile ilişkili olan basit bir bağıntı yardımı ile denklem (4.4)'de gösterildiği gibi ifade edilmektedir.

$$\vec{V}_Q = \frac{Q_p \vec{R}}{4\pi |\vec{R}|^3} \quad (2.13)$$

Burada:

$\vec{V}_Q$: kaynak elemanı tarafından indüklenen hız

Gerçekte pervane kaldırıcı yüzey modelinde yer alan kaynakların, girdap elemanları boyunca ayrı olarak lineer dağılımlar şeklinde analiz edilmesi tavsiye edilir. Kaynak şiddetlerinin süresiz akış alanı tarafından etkilenmediği varsayılmaktadır. Bu nedenle $\vec{V}_Q$ hızı sadece bir kez hesaplanmakta ve daha sonra kalınlık etkileri için bir çeşit sabit düzeltme şeklinde analiz süresince kullanılmaktadır. Bundan sonra, pervane serbest girdap sisteminin değişken bölgesi tarafından anahtar kanat üzerinde indüklenen hızın bileşenlerinin bulunduğu indüksiyon katsayıları matrisi hesaplanır. Bu hesaplamada, değişken bölge içindeki takip eden girdapların yoğunluğunun sabit olduğu varsayılmaktadır. Bu şiddet, anahtar kanat üzerinde bağlı girdap elemanlarının lineer birleşimi şeklinde ifade edilebilir. Bu nedenle, değişken bölge içindeki tüm radyal girdap elemanlarının şiddetleri sıfıra eşittir.

Basınç Dağılımlarının Hesaplanması

Biot-Savart formülü kullanılarak şiddetleri bilinmeyen $\vec{B}_p$ elemanlarının oluşturduğu lineer denklem sistemi kurulmaktadır. Bu sistem, denklem (4.1) ile verilen integral denklemin sayısal eşitidir. Bu lineer denklem sistemi çözüldükten sonra indüklenen teğetsel hızların bileşkesi bulunur ve ardından pervane kanadının sırtındaki ve yüzündeki basınç dağılımları Bernoulli denkleminden elde edilen aşağıdaki (4.5) denklemi kullanılarak hesaplanır.

$$C_p = \frac{p - p_\infty}{0.5 \rho V_\infty^2} = 1 - \left(\frac{V_i}{V_\infty} \right)^2 + \frac{2}{V_\infty^2} \frac{\partial \phi}{\partial t} \quad (2.14)$$

C_p : boyutsuz basınç katsayısı

p : söz konusu olan noktadaki basınç (kontrol noktasındaki)

p_∞ : sonsuzdaki basınç

ρ : suyun yoğunluğu

- V_{∞} : sonsuzdaki akım hızı
 V_i : söz konusu olan noktada bileşke akım hızı (kontrol noktasındaki)
 ϕ : anahtar kanat üzerindeki yük dağılımını temsil eden hız potansiyeli

2.3 Bernoulli Denkleminin Uygulaması

Sınırsız bir akışkanın bir noktasındaki basınç, eğer akış şartları daimiyse Bernoulli denklemiyle belirlenir.

$$P - P_{\infty} = \frac{1}{2} \rho (V_{\infty}^2 - V^2) \quad (2.8)$$

(2.8) denkleminde, $V = V_{\infty} + V_{\Omega} + V_q$ ve ρ akışkan yoğunluğudur. Denklem (2.8) aşağıdaki gibi olur:

$$P - P_{\infty} = -\frac{1}{2} \rho [2V_{\infty} \cdot V_{\Omega} \cdot V_{\Omega}^2 + 2(V_{\infty} + V_{\Omega} + \frac{1}{2}V_q) \cdot V_q] \quad (2.9)$$

Burada:

V_q^2 quadratik terimdir. $V_{q,i-1} \cdot V_{q,i}$ doğrusallaştırılmasından elde edilir.

i ve $i-1$ iterasyon numaralarıdır.

Kanadın iki yüzündeki basınç farkı:

$$\Delta P = \rho [(V_{\infty} + V_{\Omega} + \frac{1}{2}V_q) \cdot V_{q,i} \Big|_{\text{back}} - (V_{\infty} + V_{\Omega} + \frac{1}{2}V_{q-1}) \cdot V_{q,i} \Big|_{\text{face}}] \quad (2.10)$$

Burada:

$V_{q,i}$ i iterasyonunda girdap ve kaynak tekilliğinden oluşan hız. V_q terimi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$V_q = \sum_m \sum_n u_{mn}^{\text{vortex}} \Gamma_{mn}^{\text{vortex}} + \sum_m \sum_n u_{mn}^{\text{source}} \Gamma_{mn}^{\text{source}} \quad (2.11)$$

(11) nolu denklemde, u_{mn} Biot-Savart kanununa dayandırılarak hesaplanan birim şiddetin bir girdap veya kuyu tarafından oluşan hızıdır. (10) nolu denklem aşağıdaki gibi olur:

$$\Delta P = \rho \sum_m \sum_n [(V_{\infty} + V_{\Omega} + \frac{1}{2}V_q) \cdot u_{mn}^{\text{vortex}} \Big|_{\text{back}} - (V_{\infty} + V_{\Omega} + \frac{1}{2}V_q) \cdot u_{mn}^{\text{vortex}} \Big|_{\text{face}}] \cdot \Gamma_{mn}^{\text{vortex}} = \{AC\}^T \{\Gamma^{\text{vortex}}\} \quad (2.12)$$

2.4 Birleştirilmiş Akışkan-Yapı Matrisi

Yapı üzerine akışkan tarafından uygulanan basınç şöyle ifade edilmektedir:

$$P = N\{\Delta P\} \quad (2.13)$$

Burada:

$\{\Delta P\}$ (2.12) nolu denklemde hesaplanan basınç farkının matrisi. Kanatlar üzerinde akışkan tarafından oluşturulan kuvvetler aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$F_I = \int_A N^T \mathbf{n} \cdot P dA = \int_A N^T \mathbf{n} N dA \cdot \{\Delta P\} = [B] \{\Gamma^{girdap}\} \quad (2.14)$$

Burada:

dA , akışkanla yapı arasındaki etkileşim alanı.

N , interpolasyon matrisi.

$\mathbf{n}$, gövdenin dış normal vektörü.

$[B]$, akışkan ve yapı arasındaki etkileşimin birleştirilmiş matrisi.

(1) ve (14) nolu denklemlerin birleştirilmesiyle:

$$([K_0] + [K_L] + [K_G]) \{u\} - [B] \{\Gamma^{girdap}\} = \{F_{dış}\} \quad (2.15)$$

(2.15) denkleminin içine (2.7) denklemini koyarsak:

$$\begin{bmatrix} K_{T(u)} & -B_{(u)} \\ 0 & G_{(u)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ \Gamma \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{dış} \\ -n \cdot (V_\infty + V_\Omega + V_q^{kaynak}) \end{Bmatrix} \quad (2.16)$$

Burada:

K_T , B , G , $\mathbf{n}$ yerdeğiştirme değişkeni u 'nun fonksiyonudur. Bu yüzden (2.16) denklemini çözmek için doğrusal olmayan bir işlem uygulanmalıdır. Kanatlar ayrıca viskoz sürüklenme kuvvetlerine maruz kalırlar. Sürüklenme kuvvetinin kort yönünde harekete geçtiği kabul edilir ve şöyle ifade edilir;

$$F_D = \frac{1}{2} \cdot C_D \cdot \rho \cdot A_{eleman} \cdot V_T^2 \quad (2.17)$$

Burada:

C_D , tecrübelerle belirlenmiş direnç katsayısı.

A_{eleman} , yapı elemanının alanı.

V_T^2 , yapı elemanının merkezindeki toplam hızın alanı.

H. J. LIN ve J. J. LIN (2005) C_D sürtünme katsayısı için 0.007 değerini seçti. Birleştirilmiş matrisi elde etmede kullanılan prosedür aynı zamanda (2.15) denklemindeki $F_{dış}$ matrisine eklenilen ve FD kuvvetinden sonuçlanan birleştirilmiş matrisi elde etmek için de kullandı. (2.15) denklemini çözmek için Newton – Raphson metodu kullandı ve yapı analizinde kanat yer değiştirme, dış kuvvetler, dış iş olarak isimlendirilen üç yakınsaklık kriteri kullandı. Son olarak akışkan hesaplamasında takip kenarının hemen arkasında iz hızları ve tekillik şiddeti olarak isimlendirilen iki yakınsaklık kriteri uyguladı. Bu kriterleri her iterasyonda uyguladı.

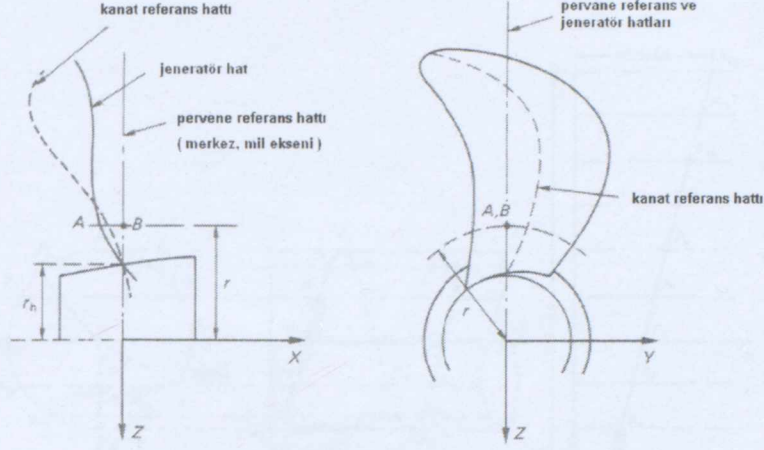
Kaldırıcı yüzey veya yüzey panel metodlarının yanısıra akışkan uygulamalarında oldukça

gelişmiş bir CFD yazılımı olan FLUENT kullanılarak da nozullu pervane sisteminin performans analizi yapılabilir. FLUENT programı bir akışkan problemini çözmek için “sonlu hacimler metodunu” kullanır. Yani, sınır koşulları verilen bir akışkan hacminin sonlu sayıda küçük ve birbirine komşu kontrol hacimlerinden oluştuğunu kabul eder. Akışkanın herhangi bir noktasındaki basınç, hız, sıcaklık vs. gibi özelliklerinin hesaplanabilmesi için tüm kontrol hacimlerinde yönetici kısmi diferansiyel denklemleri uygular. Bunlar momentum denklemleri ile kütle ve enerjinin korunumunu ifade eden denklemlerdir. Kontrol hacimlerinde yazılan kısmi diferansiyel denklemlerin oluşturduğu ve genellikle lineer olmayan sistemlerin çözülmesiyle sonuca ulaşılır. FLUENT bu denklem sistemlerini, çözüm kullanıcı tarafından verilen tolerans aralığında yakınsayacak şekilde iterasyonla çözer. Yakınsama genellikle iki iterasyon arasındaki çözüm değerlerinin farkına bağlı uygulanır. Normalde tüm kontrol noktalarında denklemlerin tam olarak sağlanması gerçekleştirilemez ama önemli olan yeterli yakınsamanın sağlanmasıdır.

Çözüme ulaşmak için yapılan her bir iterasyonda aşağıdaki işlem sırası takip edilir:

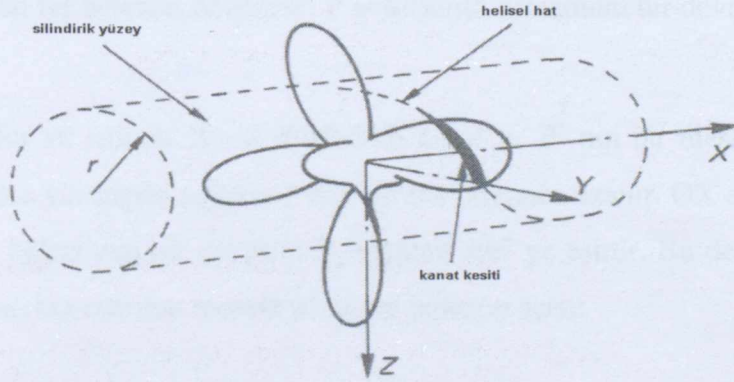
1. Tahmini basınç değerleri (p) kullanılarak; u , v , w hız bileşenleri ve momentum denklemleri çözülür.
2. Hesaplanan yeni hız bileşenleri kullanılarak kütle korunumu denklemi çözülür ve yeni basınç değerleri (p) elde edilir.
3. Türbülanslı akımlarda hız bileşenleri kullanılarak türbülans denklemleri çözülür.
4. Yoğunluk, viskozite vs. gibi akışkan özellikleri tekrar hesaplanır.
5. Kalan işlemler tamamlanarak yakınsama sınırları kontrol edilir [16].

Bu metotla üç boyutlu geometrisi bilinen pervane üzerinde veya etrafındaki basınç, hız dağılımları ile sistemin tamamına veya bir parçasına etkiyen kuvvet bileşenleri hesaplanabilir (Çelik, Güner, 2005)



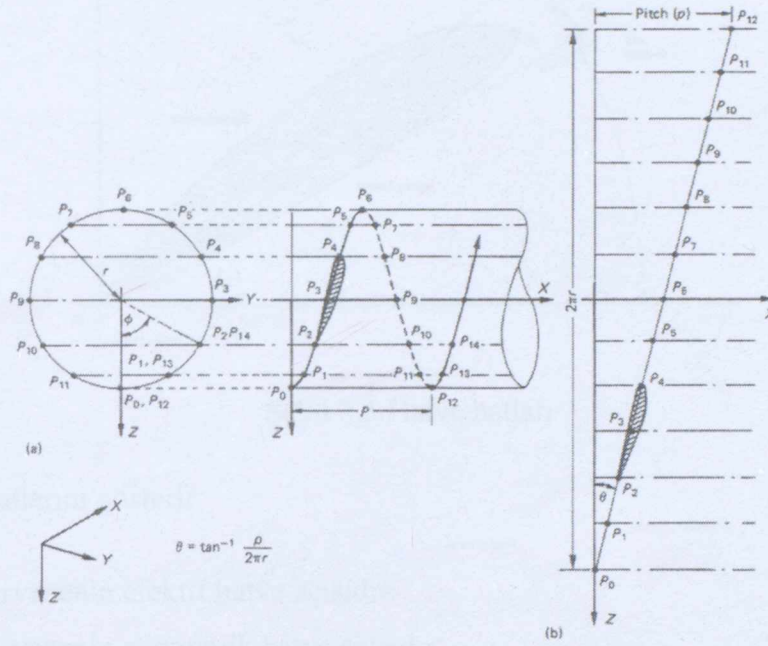
Şekil 3.2 Pervane referans hatları

Kanat profil kesitleri shaft eksenine eş merkezli silindir yüzeylerinde tanımlanan bir pervane kanadını içerir. Bu yüzden pervane teknolojisinde “silindirik kesitler” terimine sıklıkla karşılaşılr. Şekil 3.3 bu silindirik kesit tanımını gösterir. Silindirin yüzeyinde eğik olarak uzandığı görülür ve böylece silindir üzerindeki bir helezon şekli kesitin takip ve önder kenarlarını bağlayan onun burun-kuyruk hattıdır.



Şekil 3.3 Silindirik kanat kesit tanımı

3.3 Hatve



Şekil 3.4 Hatve tanımı

r yarıçapında bir silindirin yüzeyinde uzanan bir P noktası ve bir silindirin üzerinde bir helezondan hareket eden ilk noktası P_0 olduğunu düşün. Dönmesiyle ileri hareket eden pervanenin bu hareketi bir helezon oluşturur. P noktasının helezonun bir devrini tamamlamasıyla dönme açısı:

$\phi = 360$ veya 2π olur ve silindir $X - Z$ düzlemini keser ve P' nin bir mesafe ilerisine hareket eder. Eğer P noktasının yörüngesi açılırsa P düz bir hat boyunca uzanır. OX eksenine dik ölçülen silindir çevresindeki helezonun bir devrinin iz düşümü $2\pi r$ ye eşittir. Bu devir sırasında sarmal hat tarafından ileri hareket ettirilen mesafe p dir ve helezon açısı:

$$\theta = \tan^{-1} (p / 2\pi r) \quad (3.1)$$

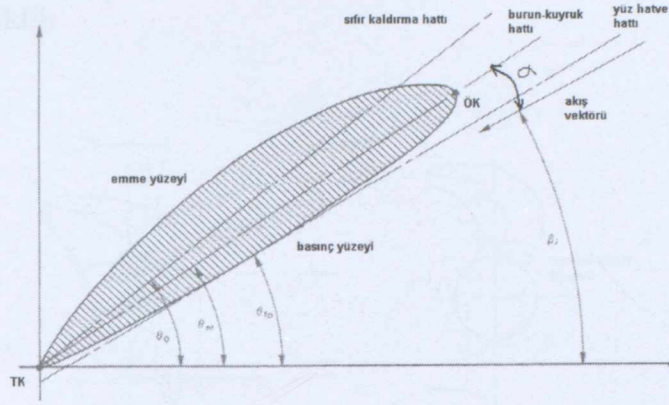
olur.

θ açısı hatve açısı ve p mesafesi ise hatve olarak adlandırılır. Helezon üzerindeki herhangi bir noktanın koordinatı:

$$x = r\Phi \tan\theta \quad (3.2a)$$

$$y = r\sin(\Phi) \quad (3.2b)$$

$$z = r\cos(\Phi) \quad (3.2c)$$



Şekil 3.5 Hatve hatları

Şekil 3.5 hatve hatlarını gösterir.

Burada:

- θ_0 , pervanenin efektif hatve açısıdır.
- θ_{nt} veya θ , pervanenin geometrik hatve açısıdır.
- β_i , hidrodinamik hatve açısıdır.
- α , kesitin hücum açısıdır.

Burun – kuyruk hatvesi: ortalama hattın ucuna bağlanan düz hat veya pervane kanadının burun ve kuyruğu burun – kuyruk hatve hattı olarak adlandırılır. Kesit hücum açıları burun – kuyruk hattına tanımlanır.

Yüz hatvesi: yüz hatve hattı temel olarak kesitin basınç tarafındaki yüzeye teğettir ve basınç tarafına böyle çok hat çizebilirsin. Bu nedenle tanım anlaşılır değildir. Nadiren kullanılır ama Wageningen B serisi gibi daha eski çizimlerde görebilirsin.

Efektif veya kaldırmaz hatve: sıfır kaldırmayla sonuçlanan aerodinamik kaldırmaz hatta tekabül eden kesitin hatve hattıdır.

Hidrodinamik hatve: hidrodinamik hatve açısı (β_i) kanat kesitine karşı akış durumundaki hatve açısıdır.

Efektif hatve açısı (θ_0) = Burun kuyruk hatve açısı (θ_{nt} , θ) + 3D sıfır kaldırma açısı

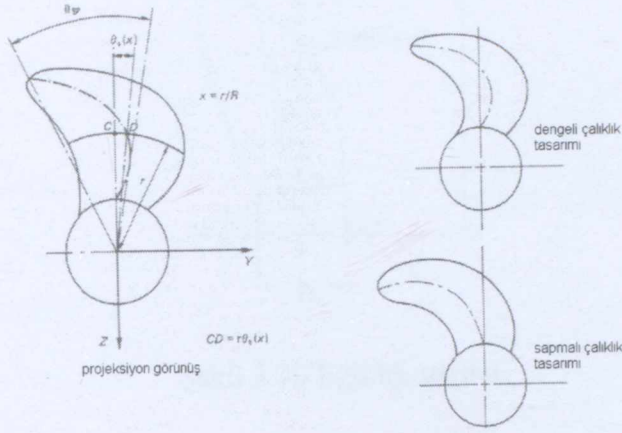
Burada 3D sıfır kaldırma açısı θ_0 ve θ' dan farklıdır.

θ_0 = Hidrodinamik hatve açısı (β_i) + Kesitin hücum açısı (α) + 3D sıfır kaldırma açısı

Farklı yarıçaplardaki hatve değerleri radyal hatve dağılımı olarak adlandırılır.

3.4 Çalıklık ve Eğiklik

Çalıklık



Şekil 3.8 Çalıklık tanımı

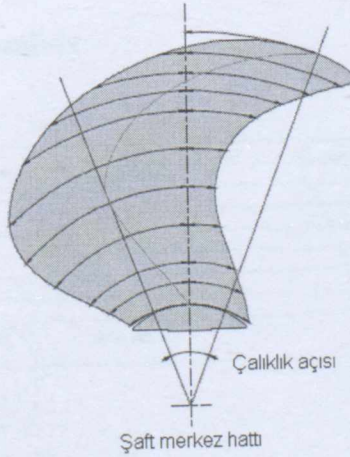
θ_s , merkez hattı ile bir kesitin orta kortu arasındaki açıdır.

Pervane çalıklık açısı (θ_{sp}) şaft merkez hattında ölçülen en büyük açıdır. Herhangi iki kesitin orta kort pozisyonu boyunca şaft merkez hattından geçen hatlar arasında çizilebilir.

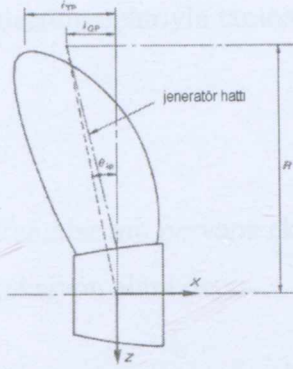
Çalıklık iki tipte sınıflandırılabilir:

1. Dengeli çalıklık: Merkez hattı orta kort hattını en az iki kez keser.
2. Sapmalı çalıklık: Orta kort yörüngesi merkez hattını iç kesitlerde genelde bir defadan fazla kesmez.

Çalıklık, pervane kanatlarının radyal kesitlerinin pervane içerisinde çalıştığı değişik hız alanlarına girişlerinin kademeli, yumuşak bir şekilde gerçekleşmesini sağlar. Yüksek çalıklıklı pervanelerde çalıklıksız pervaneye göre %30 daha az titreşim görülür (Şekil 3.9).



Şekil 3.9 Yüksek çalıklıklı tasarım

Eğiklik:

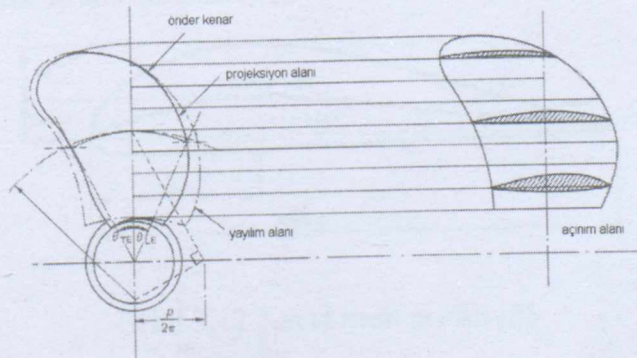
Şekil 3.10 Eğiklik tanımı

Pervane kanatlarının yandan bakıldığında başa veya kıça doğru eğilmiş olması durumunda pervane başa eğik veya kıça eğik olarak tanımlanır. Kıça doğru eğilen pervane kanatları pozitif, başa doğru eğilenler ise negatif eğiklikli olarak tanımlanır. Pervane kanatlarına pozitif eğiklik verilmesiyle kanat ucu gemiden biraz uzaklaşacağından pervane çapını büyütme mümkün olacaktır. Negatif eğiklikli pervaneler genellikle çok yüksek süratli ve çok yüklü pervanelerde kullanılır. bu şartlarda eğiklik pervane kanatlarının mukavemetinin artırılması bakımından yararlı olur.

Şaft eksenini yönünde pervane düzleminden jeneratör hattına olan uzaklık eğiklik olarak adlandırılır. Pervane eğikliği iki bileşene bölünür: jeneratör hat eğikliği (i_G) ve çalıklık sebepli eğiklik i_s aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$i_T(r) = i_G(r) + i_s(r) \quad (3.4)$$

$$i_s(r) = r \theta_s \tan(\theta_{nt}) \quad (3.5)$$

3.5 Pervane Ana Hatları ve Alanları

Şekil 3.11 Alanların tanımı

Beş farklı alan tanımlanır:

a. Disk alanı (A_0): Bir pervane kanatlarının uçlarıyla taranan çevrimin alanıdır.

$$A_0 = \frac{\pi D^2}{4} \quad (3.6)$$

b. Projeksiyon alanı (A_p): Pervane kanatlarının pervane eksenine dik düzlemdeki izdüşümüne projeksiyon ve bunun alanına da projeksiyon alanı denir.

$$A_p = Z \int_{r_h}^R (\theta_{TE} - \theta_{LE}) r dr \quad (3.7)$$

Burada:

Z , kanat sayısı

r_h , pervane göbek yarıçapı

R , pervanenin uç yarıçapı

c. Yayılım alanı (A_D): Her kesitin hatvesi sıfıra düşürülür. Eksenel silindirle kanadın kesişimi pervaneye paralel bir düzlemde kanat referans hattı boyunca döndürülür. Dönme miktarı her yarıçaptaki hatve açısına eşittir.

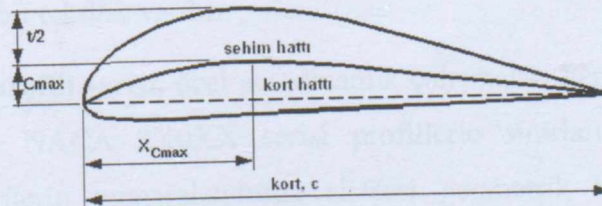
d. Açınım alanı (A_E):

e. Süpürme alanı (A_S): Pervane döndüğü zaman önder ve takip kenarlar tarafından taranan alandır.

3.6 Kanat Kesit Geometrisi ve Tanımı

3.6.1 Tanımı

Pervane kanadı yarıçap boyunca hayali olarak 0.2R, 0.3R, 0.4R, 0.5R, 0.6R, 0.7R, 0.8R, 0.9R ve 0.95R olmak üzere 9 enine kesite bölünmüştür.



Şekil 3.12 Kanat kesit profili [3]

3.6.2 Kanat profilleri

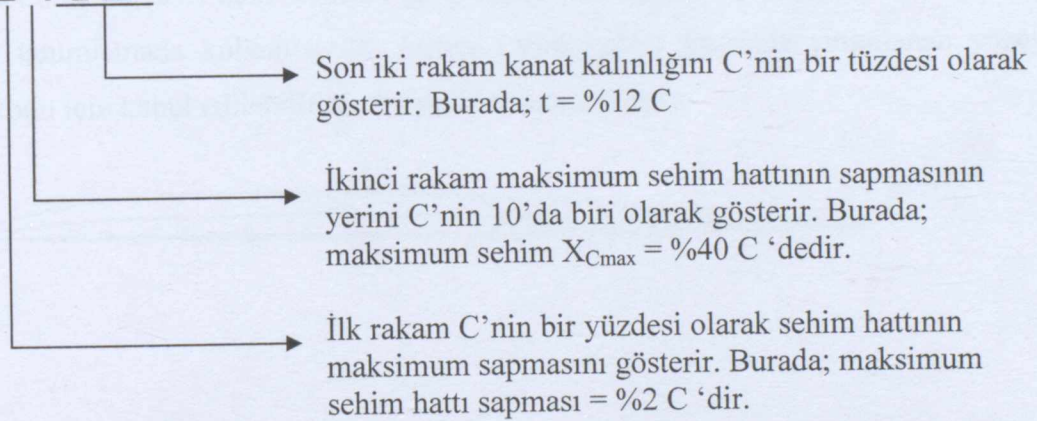
NACA 4/5 haneli kanat profili numaralandırma sistemi

NACA kanat profili serisi, mühendislik analizlerinde kullanılmak üzere kanat profil türlerini standartlaştırmak için geliştirildi. Kanat profilleri, kalınlık dağılımı ve sehim hattının şeklini tanımlayan polinomlarla üretilir. Sehim hattı en alt ve en üst nokta arasındaki orta nokta olarak tanımlanır ve onun kort hattından mesafesini belirleyen polinomlarla gösterilir.

Kanat profili yüzeyleri, ek bir polinomla belirlenen kalınlık dağılımı ile sehim hattına bir kalınlık dağılımı eklenmesiyle hesaplanır. Kalınlık sehim hattına dik bir yönde hesaplanır.

NACA 4-hane kanat profili serisi, maksimum sehim (C_{max}) üzerinde gösterilen rakamlar ile geometrik kriterler üzerine dayandırılır. X_{Cmax} , maksimum sehimin kort hattı boyunca konumu ve t ise maksimum kalınlığıdır.

NACA 2412



00 ile başlayan kanat profillerinin sehimi yoktur ve simetrik kanat profili olarak ifade edilir.

Not: Bir sehim sapması ilk rakam sıfır olmayacak şekilde belirlenmişse, ikinci rakam da sıfır olmamalıdır. Çünkü eğer maksimum sehim sapma noktası kanat profil önder kenarında ise belirlene denklemlerde bir tekillik vardır.

NACA 5-hane kanat profili serisi, özel aerodinamik çalışmaları gerçekleştirmek için türetilmiştir. Biz burada kendimizi NACA 2X0XX serisi profillerle sınırlarız. Bunun nedeni kısaca açıklanacaktır. Bu serilerin numaralandırma sistemi geometrik kriterlerden çok deneysel (ampirik) kriterlere dayandırılır. Bu rakamlar aşağıda gösterildiği şekilde, sırasıyla sehim hattının şeklini ve maksimum kanat kalınlığını gösterir.

NACA 23012

Son iki rakam C'nin yüzdesi olarak profil t kalınlığını gösterir. Bu örnekte kalınlık $t = \%12 C$ 'dir.

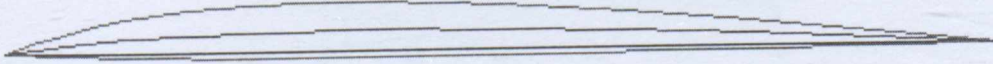
İlk iki rakam sehîm hattının şeklini gösterir.

İlk iki rakam sehîm hattı biçimini belirtir. Ayrıca C_{max} ve $X_{C_{max}}$ geminin seyri sırasında istenen performansı sağlamak için deneysel olarak belirlenir. Sehîm hattı, biri $X_{C_{max}}$ 'ın başı diğeri sonunda olmak üzere iki polinomla belirlenir ve bu polinomlar deneysel olarak belirlenen birçok sabit gerektirir. Bu sabitler yalnızca NACA 210XX, 220XX, 230XX, 240XX and 250XX serileri için belirlenir. Son iki rakam 4-haneli seride olduğu gibi maksimum kanat kalınlığını ve kalınlı dağılımını belirtir. Ortadaki rakamın herhangi bir anlamı yoktur ve sıfır olmalıdır.

Elbette çok daha fazla NACA kanat profili serisi var. Bununla birlikte tablo bilgileri ve eğri uydurma algoritmalarını kullanmadan sadece cebirsel denklemlerle kolayla tanımlanan profiller var. Aslında panel metodu, sivri uçlu olmayan takip kenarlı herhangi bir kanat profili etrafındaki potansiyel akışı tanımlamada kullanılabilir. Ayrıca kanat profili üzerinde tanımlanan yüzey noktaları panel kodu için kabul edilebilir bir formatta belirlenmelidir.



(a)



(b)

Şekil 3.13 0.7R'deki kanat kesit profilleri: (a) Seiun Maru; (b) DTMB 4119 model pervanesi

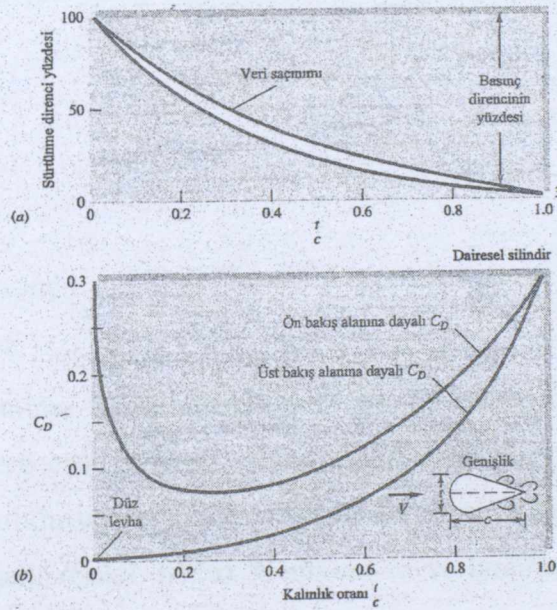
3.7 Sürtünme Direnci ve Basınç Direnci

Direnç teorisi, bir levha için olanın dışında zayıf ve yetersizdir. Bu, akış ayrılmasından ötürüdür. Sınır tabaka teorisi ayrılma noktasını tahmin edebilir; ama ayrılma bölgesi üzerindeki (genellikle düşük) basınç dağılımını doğru olarak belirleyemez. Ön taraftaki durma bölgesindeki yüksek basınç ve arkadaki ayrılma bölgesindeki düşük basınç arasındaki fark *basınç direnci* denen bir büyük direnç katsayısına neden olur. Bu basınç direnci, kayma gerilmesinin cisim üzerinde

integre edilmiş değeri ya da *sürtünme direnci*'ne eklenir. Çoğu zaman da sürtünme direncinden büyüktür.

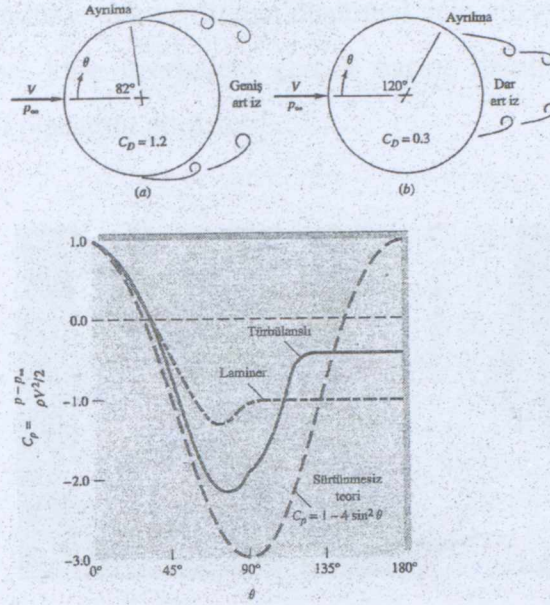
$$C_D = C_{D,basınç} + C_{D,sürt} \quad (3.8)$$

Sürtünme ve basınç direncinin bağıl katsayısı cismin şekline, özellikle kalınlığına bağlıdır. Şekil 3.14a'da kağıt düzlemine dik boyutu çok fazla olan akıma uygun şekilli silindir için direnç verilerini göstermektedir. Sıfır kalınlıkta cisim bir düz levhadır ve yüzde yüz sürtünme direnci gösterir. Kiriş uzunluğuna eşit kalınlıkta olan ve dairesel silindiri simüle eden cisimde, sürtünme direnci sadece yüzde üç civarındadır. $t/c = 0.25$ kalınlık oranında, sürtünme ve basınç direnci birbirine hemen hemen eşittir. Şekil 3.14b'de C_D 'nin bu tip cisim şekli için alışılmış cisim olan üst bakış alanı yerine ön bakış alanına dayandırıldığında oldukça farklı olduğu dikkati çeker. Bu şekilde iki eğri tamamıyla aynı direnç verilerini (toplam direnç) temsil etmektedir.



Şekil 3.14 $Re_c=106$ 'da aerodinamik bir form verilmiş iki boyutlu silindirin direnci: (a) sürtünme direnci yüzdesi üzerinde kalınlık oranının etkisi; (b) iki farklı alana dayalı olarak toplam direncin kalınlıkla değişimi (White, 2004)

Şekil 3.15 yarılmış akışın dramatik etkilerini ve bunun sonucu sınır tabaka teorisinin başarısızlığını göstermektedir. Bir dairesel silindir üzerinde teorik sürtünmesiz basınç dağılımı şekil 3.15c'de kesikli çizgi olarak gösterilmektedir.



Şekil 3.15 Bir silindir etrafındaki akış: (a) laminar ayrılma; (b) türbülanslı ayrılma; (c) teorik ve gerçek yüzey basınç dağılımları (White, 2004)

$$C_p = \frac{p - p_\infty}{\frac{1}{2} \rho V^2} = 1 - 4 \sin^2 \theta \quad (3.9)$$

Burada:

p_∞ serbest akımdaki basınç

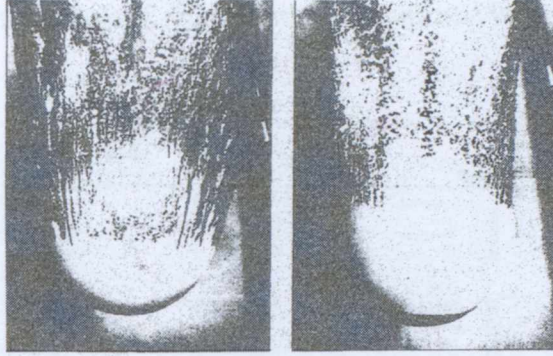
V serbest akımdaki hız

Şekil 3.15'deki gerçek laminar ve türbülanslı sınır tabaka basınç dağılımları teori ile tahmin edilebilenden şaşırtıcı derecede farklıdır. Laminer akış silindirin arkasındaki ters basınç gradyenine karşı çok duyarlıdır ve $\theta = 82^\circ$ 'de sürtünmesiz teori ile kesinlikle tahmin edilemeyen akış ayrılması meydana gelir (Şekil 3.15a). Geniş art iz ve laminar ayrılma bölgesindeki çok düşük basınç büyük bir direnç, $C_D = 1.2$, neden olur.

Şekil 3.15b'deki türbülanslı sınır tabaka daha dayanıklıdır, cıdardan tam ayrılma $\theta = 120^\circ$ 'ye kadar gecikir. Bunun sonucunda daha küçük bir art iz alanı, geride daha yüksek bir basınç ve %75 daha düşük bir direnç oluşur, $C_D = 0.3$.

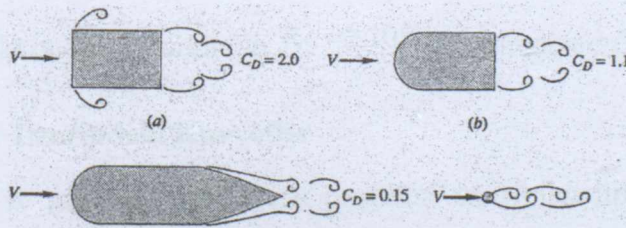
Hassas laminar ayrılma ve dayanıklı türbülanslı ayrılma arasındaki benzer keskin fark şekil 3.16'te bir küre için de görülebilir. Türbülanslı sınır tabaka 120° 'de, $C_D = 0.2$ iken ayrılırken, laminar sınır tabaka yaklaşık 80° 'de $C_D = 0.5$ iken ayrılır. Burada Reynolds sayıları tam olarak aynıdır ve türbülanslı sınır tabaka topun burnundaki bir kum pürüzlülüğü ilavesi ile indüklenir. Golf topları Reynolds sayılarının bu aralığında uçarlar. Bunun içindir ki bilerek yani bir

türbülanslı sınır tabakayı indüklemek ve direnci düşürmek için yüzey üzerinde çukurlar bırakılır. Tekrar söylemek gerekirse, küre üzerindeki gerçek basınç dağılımının sürtünmesiz teori ile öngörülenden oldukça farklı olacağını görürüz.



Şekil 3.16 Suya 7.5 m/s hızla giren 21.6 cm'lik bir bowling topu üzerindeki laminar ve türbülanslı ayrılmalardaki kuvvetli farklılıklar: (a) pürüzsüz top, laminar sınır tabaka; (b) aynı giriş, burundaki kum pürüzlülüğü ile indüklenen türbülanslı akış (Amerika Deniz Kuvvetleri fotoğrafı; Ordnance deney istasyonu, Pasadena Annex), (White, 2004)

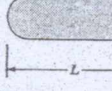
Genelde 100'ün üzerindeki Reynolds sayılarında direnci azaltmak için cismin formunun akım şekline uygun hale getirilmesinin önemini inkar edemeyiz. Bu şekil 3.17'te gösterilmiştir. Dikdörtgen prizma tüm keskin köşelerde ayrılmaya ve çok yüksek dirence sahiptir. Burnunu yuvarlatma, direnci yaklaşık yüzde 45 civarında azaltır; ancak C_D hala yüksektir. Cismin arka tarafına aerodinamik bir şekil verip takip kenarını sivrileştirdiğimiz zaman dirençte yüzde 85 ek azalma sağlanır ki bu da verilmiş bir kalınlık için minimum pratik değerdir. Bir dramatik tezat olarak, dairesel silindir(d), (c)'nin sekizde bir kalınlığına üç yüzde bir en kesitine sahiptir; ama buna rağmen aynı direnci gösterir.



Şekil 3.17 Bir cismin direncinin azaltılmasında cismin formunun akım şekline uygun hale getirilmesinin önemi (C_D ön bakış alanı ile hesaplanmaktadır): (a) Dikdörtgen prizma; (b) yuvarlatılmış burunlu; (c) yuvarlatılmış burunlu ve akışa uygun hale getirilmiş keskin kaçma kenarlı; (d) silindir - (c) hali ile aynı direnç kuvvetine sahip – (White, 2004)

Şekil 3.18, $Re \geq 10^4$ ’te çeşitli en kesitte iki boyutlu cisimlerin ön bakış alanına dayalı direnç üzerine birkaç veriyi sıralamaktadır. Sınır tabakanın karakterinden bağımsız akış ayrılmasına neden olmaya meyilli keskin kenarlı cisimler Reynolds sayısına duyarsızdırlar. Düzgün şekilde yuvarlatılmış olan eliptik silindirler Şekil 3.15 ve Şekil 3.16’teki laminierden türbülansa geçiş etkisine sahiptirler ve bundan dolayı sınır tabakanın laminier ve türbülanslı olup olmamasına oldukça duyarlıdır.

Bicim	Ön bakış alanına dayalı C_D	Bicim	Ön bakış alanına dayalı C_D	Bicim	Ön bakış alanına dayalı C_D
Kare prizma:	2.1	Yarım silindir:	1.2	Levha:	2.0
	1.6		1.7	Cidara dik ince levha:	1.4
Yarım tüp:	1.2	Eşkenar üçgen:	1.6	Altgen:	1.0
	2.3		2.0		0.7

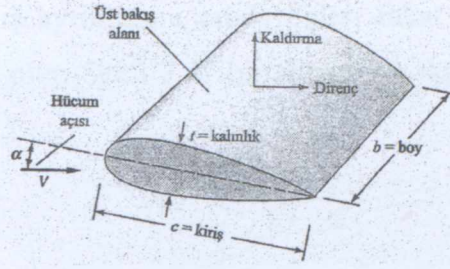
Bicim	Ön bakış alanına dayalı C_D
Yuvarlatılmış burun bölümlü:	
	
$L/H:$	0.5 1.0 2.0 4.0 6.0
$C_D:$	1.16 0.90 0.70 0.68 0.64
Düz burun bölümlü:	
	
$L/H:$	0.1 0.4 0.7 1.2 2.0 2.5 3.0 6.0
$C_D:$	1.9 2.3 2.7 2.1 1.8 1.4 1.3 0.9

Eliptik silindir:	Laminier	Türbülanslı
1.1 	1.2	0.3
2.1 	0.6	0.2
4.1 	0.35	0.15
8.1 	0.25	0.1

Şekil 3.18 İki boyutlu cisimlerin $Re \geq 10^4$ için dirençleri (White, 2004)

3.8 Taşıyıcı Cisimler Üzerindeki Kuvvetler

Taşıyıcı cisimler (sıvı ve gaz için olan kanat profilleri ve yönlendiriciler) serbest akıma dik büyük bir kuvvet ve mümkün olduğu kadar küçük bir direnç sağlamak üzere tasarlanırlar. Geleneksel tasarım uygulaması bir kuşun kanadı gibi; yani bir yuvarlatılmış önder kenarı ve bir keskin kaçma kenarlı göreceli olarak ince ($t/c \leq 0.18$) bir şekilde geliştirilmiştir. Tipik bir biçim 3.19’de gösterilmiştir.



Şekil 3.19 Bir taşıyıcı kanat için tanım şeması (White, 2004)

Amaçlarımız için şekil 3.19'daki gibi serbest akım hızı düşey düzlemde olan simetrik cismi göz önüne alıyoruz. Önder ve takip kenar arasındaki kırı çizgisi bir simetri çizgisi değilse, kanada *kambur* (sehim) denir.



Şekil 3.20 Akışın her iki simetri düzlemine paralel olduğu sadece oluşan sürükleme kuvveti (White, 2004)

Serbest akım ve kırı çizgisi arasındaki açı *hücüm açısı* α olarak adlandırılır. Kaldırma (taşıma) L ve dirence (sürükleme) D bu açı ile değişir. Boyutsuz kuvvetler üst bakış (planform) alanı $A_p = bc$ 'ye göre tanımlanır.

Kaldırma katsayısı:

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2} \rho V^2 A_p}$$

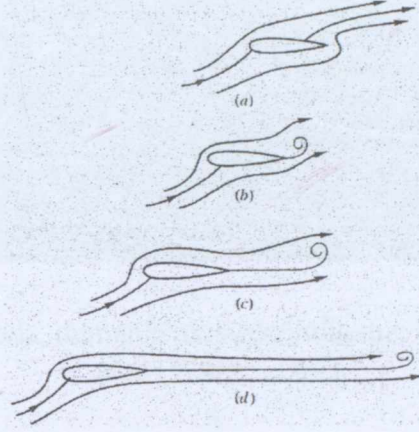
Dirence katsayısı:

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2} \rho V^2 A_p}$$

Kırı uzunluğu sabit değilse, modern uçakların gittikçe genişliği azalan kanatlarındaki gibi olur.

$$A_p = \int c \cdot db$$

Yuvarlatılmış önder kenar akış ayrılmasını orada önler; fakat keskin takip kenar kaldırmayı oluşturan bir ayrılmaya neden olur. Şekil 3.21 bir akışın, bir taşıyıcı kanadı geçmeye başladığı zaman olanları gösterir.



Şekil 3.21 Kaldırmanın gelişmesindeki geçici durumlar: (a) başlangıç: arka durma noktası üst yüzeyde; kaldırma yok; (b) keskin takip kenar ayrılmayı indükler ve bir başlangıç çevrisi oluşur; hafif kaldırma; (c) başlangıç çevrisi kopar ve akım çizgileri takip kenarından düzgün bir şekilde akarlar; kaldırma şimdi yüzde 80 gelişmiş durumdadır; (d) başlangıç çevrisi şimdi epey arkada sıyrılmış durumdadır, takip kenar şimdi çok düzgündür: kaldırma tamamıyla gelişmiş haldedir (White, 2004)

Şekil 3.21'de başlangıçtan hemen sonra akım çizgisi hareketi çevrintisiz ve sürtünmesizdir. Arka durma noktası, pozitif hücum açısı kabul edilerek, üst yüzey üzerindedir ve kaldırma (taşıma) yoktur; fakat akış takip kenarındaki keskin dönüşü uzun süre dayanamaz. Akış ayrılır ve şekil 3.20b'deki gibi bir başlangıç çevrisi meydana gelir. Bu başlangıç çevrisi şekil 3.20c ve d'de akım gidiş yönünde hareket eder ve kirişe yaklaşık paralel bir yönde kanadı terk eden bir düzgün akım çizgisi kanat üzerinde gelişir. Bu anda kaldırma tamamen gelişmiştir ve başlangıç çevrisi uzaklaşmıştır. Eğer akış bu anda durursa, zıt yönde (saat yönünde) bir durdurucu çevri oluşacak ve kopacaktır. Uçuş esnasında kaldırma kuvvetinde oluşturulan artma ve azalmalar, daima takip kenarında bir düzgün paralel akışı sağlama etkisiyle değişim miktarlarına uygun başlangıç ve durdurma çevrilerine neden olacaktır.

Düşük bir hücum açısında, arka yüzeyler önemli derecede sınır tabaka ayrılmasına neden olmayacak bir ters basınç gradyenine sahiptirler. Şekil 3.21d'deki gibi akışın şekli düzgündür ve direnç küçük ve kaldırma mükemmeldir. Hücum açısı arttıkça, üst yüzey ters gradyeni daha kuvvetli hale gelir ve genellikle bir ayrılma kabarcığı üst yüzeyde ileri doğru sürünmeye başlar. Belirli bir açıda, $\alpha = 15-20^\circ$, şekil 3.22'deki gibi akış üst yüzeyden tamamen ayrılır. Kanatta stol (tam ayrılma-stol) olduğu söylenir. Kaldırma belirgin bir şekilde düşer, direnç belirgin bir şekilde artar ve kanat artık uçabilir değildir.



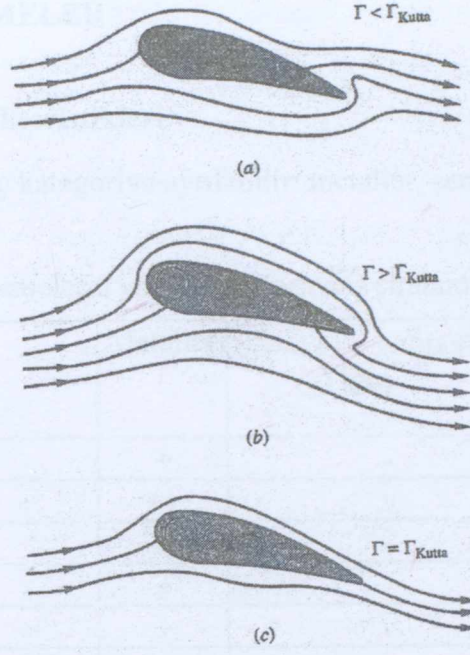
Şekil 3.22 Yüksek hücum açısında, dumanla akış görüntüleme: bir taşıyıcı üzerinde stol olmuş akış (White, 2004)

3.9 Kanat Teorisi

Kanat teorisinde problem Γ net dolanımını, kanadın şekli ve α serbest akım hücum açısının fonksiyonu olarak belirlemektedir.

Kutta koşulu

Kanat şekli ve serbest akım hücum açısı belirtilse dahi, potansiyel akış teorisi çözümü tek değildir; fakat Γ dolanım değerlerine karşılık gelen bir sonsuz çözüm ailesi bulunabilir. Şekil 3.23'de verilen bir kanat için küçük, büyük ve orta net dolanım değerleri için matematiksel olarak kabul edilebilir üç çözümü göstermektedir. Şekil 3.21'de daha önce ele alınan geçici kaldırma kuvveti açıklamasından hangi durumun bir gerçek kanadı en iyi simüle ettiği tahmin edilebilir. Bu, üst ve alttaki akışkanların birleştiği ve takip kenarını düzgün bir şekilde terk ettiği haldir (Şekil 3.23c). Eğer takip kenar biraz yuvarlatılırsa, orada bir durma noktası olacaktır. Çoğu kanat tasarımını modelleyecek şekilde takip kenar keskin ise üst yüzey ve alt yüzey akış hızları birleştiklerinde ve kanadı terk ederken eşit olacaktır.



Şekil 3.23 Kutta koşulu bir kanat etrafındaki akışı uygun olarak simüle eder; (a) çok küçük dolanım, durma noktası arka üst yüzeyde; (b) çok fazla dolanım, durma noktası arka alt yüzeyde; (c) tam kararında, Kutta koşulu takip kenarında düzgün akış (White, 2004)

Fiziksel olarak uygun Γ değeri ifadesi genellikle W. M. Kutta'ya atfolunur ve *Kutta koşulu* adı buradan gelir. Tüm kanat teorileri deneyle iyi bir uyum sağlayan Kutta koşulunu kullanırlar. Doğru dolanım değerinin akış açısına, hücum açısına ve kanat biçimine bağlı olduğu ortaya çıkar.

4. KOMPOZİT MALZEMELER

4.1 Temel Tanım ve Karakteristikleri

Klasik yekpare malzemeler üç kategoriye ayrılabilir: metaller, seramikler ve polimerler.

Çizelge 4.1 Klasik malzemelerin yapısal performans sıralaması (Daniel ve Ishai, 1994)

Özellik	Metaller	Seramikler		Polimerler
		Yığın	Elyaf	
Çekme mukavemeti	+	-	++	v
Katılık	++	v	++	-
Kırılma tokluğu	+	-	v	+
Darbe dayanımı	+	-	v	+
Yorulma dayanımı	+	v	+	+
Sürünme	v	v	++	-
Sertlik	+	+	+	-
Yoğunluk	-	+	+	++
Boyutsal kararlılık	+	v	+	-
Isıl kararlılık	v	+	++	-
Nem emme duyarlılığı	++	v	+	v
Hava değişiminden etkilenmeme	v	v	v	+
Aşınma dayanımı	+	+	+	-
Korozyon dayanımı	-	v	v	+

++, üstün; +, iyi; -, zayıf; v, değişken

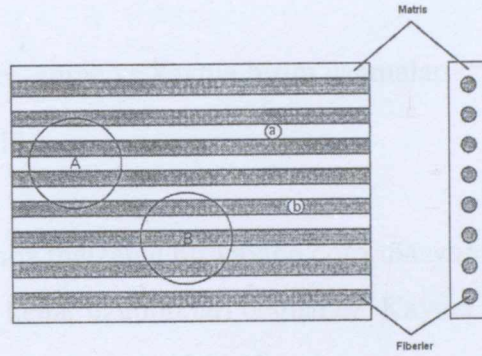
Polimerlerin en büyük avantajı düşük yoğunlukta olmasıdır. Ancak katılık, sürünme, sertlik, termal ve aşınma dayanımı yönünden zayıftır. Yukarıdaki tablodan da görüleceği üzere tek bir malzeme tipi verilen bir uygulama için bütün avantajları barındıramaz. Her bileşenin en iyi özelliğinden oluşan kombine bir malzeme istenir. İyi bir kombinasyon polimerik bir matris için seramik elyaflar olabilir.

Homojenlik:

Bir malzemenin özellikleri her noktada aynı veya konumundan bağımsızsa homojen olarak adlandırılır. Homojenlik kavramı bir ölçek veya karakteristik hacimle ilgilidir ve özellik tanımını kapsar. Ölçek veya hacim üzerindeki incelemeye bağlı olarak malzeme daha homojen veya az homojen olabilir. Gözle görülebilir bir ölçek üzerinde noktadan noktaya az değişiklik varsa malzeme yarı homojen olarak adlandırılır.

Heterojenlik veya homojen olmamak:

Bir malzemenin özellikleri noktadan noktaya veya konumuna bağlı olarak değişiyorsa heterojen veya homojen olmayan olarak adlandırılır. Yukarıdaki duruma göre heterojenlik tanımı bir ölçekle veya karakteristik hacimle ilgilidir. Bu ölçeğin azalmasıyla aynı malzeme homojen, yarı homojen veya heterojen olarak kabul edilebilir. Örneğin aşağıdaki şekilde, malzeme gözle görülebilir bir ölçekte homojen ve anizotropik kabul edilir; çünkü farklı yerlerde (A ve B) benzer bir kompozisyona ama oryantasyonla değişen özelliklere sahiptir. Mikroskobik bir ölçekte, malzeme heterojen ve izotropiktir; ama karakteristik hacimdeki a ve b oryantasyondan bağımsız özellikler farklı oluyor.



Şekil 4.1 Tek yönlü tabaka için makroskobik (A,B) ve mikroskobik (a,b) ölçekler (Daniel ve Ishai, 1994)

İzotropi:

Katılık, mukavemet, ısı genleşme ve ısı iletkenlik gibi birçok malzeme özelliği eksen veya bir yöne ilgilidir. Bir malzemenin özellikleri bütün yönlerde aynı veya referans eksenini oryantasyonundan bağımsızsa malzeme izotropiktir.

Anizotropi/Ortotropi:

Bir malzemenin özellikleri bir noktada yön ile veya referans eksenini oryantasyonuna bağlı olarak değiştiği zaman malzeme anizotropiktir. Malzeme özellikleri herhangi bir yön boyunca değişirse bunlar düzleme göre simetrik bir yön boyunca aynıdır. O zaman düzlem bir malzemenin simetrik bir düzlemi olarak tanımlanır. Bir malzeme simetriğinin bir noktasında sıfır, bir, iki, üç veya sonsuz sayıda bir düzleme sahip olabilir. Simetriği herhangi bir düzlemi olmayan bir malzeme genel anizotropik adlandırılır. Bir izotropik malzeme sonsuz sayıda düzleme sahiptir.

Ortotropik malzemeler simetrisinin en az üç birbirine dik düzlemine sahiptirler. Bu düzlemlerin arakesitleri malzeme simetri asal eksenleri veya asal malzeme eksenleri olarak adlandırılan birbirine dik üç eksen tanımlar.

4.1.1 Malzeme Tepkisi

Tek yönlü çekme yükü altındaki izotropik bir malzeme yükleme yönünde eksenel deformasyon ε_x , enine bir deformasyona ε_y maruz kalır. Kayma deformasyonu olmaz.

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \sigma_x / E \\ \varepsilon_y &= -\nu \sigma_x / E \\ \gamma_{xy} &= 0\end{aligned}\tag{4.1}$$

Burada:

$\varepsilon_x, \varepsilon_y, \gamma_{xy}$, sırasıyla eksenel, enine ve kayma birim uzamaları

E , elastisite modülü

ν , poisson oranı

Sadece kayma yüklemesi altında malzeme bir kayma deformasyonuna uğrar. Kare eleman baklava biçimli bir hale gelir, kenar uzunlukları değişmez. Kayma birim uzaması (açının değişmesi) ve normal birim uzamalar aşağıdaki gibi olur.

$$\gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G} = \frac{2\nu \sigma_x (1 + \nu)}{E}\tag{4.2}$$

$$\varepsilon_x = \varepsilon_y = 0$$

Burada:

τ_{xy} , Kayma gerilmesi

G , Kayma modülü

Denklem (4.2)' deki kayma modülü bağımsız bir sabit değildir; ama elastisite modülü ve poisson oranı ile ilgilidir.

Asal malzeme eksenlerinin biri boyunca tek eksenle yüklenmiş bir ortotropik malzeme izotropik malzemedekine benzer deformasyonlara maruz kalır.

$$\begin{aligned}\varepsilon_1 &= \frac{\sigma_1}{E_1} \\ \varepsilon_2 &= -\frac{\nu_{12} \sigma_1}{E_1} \\ \gamma_{12} &= 0\end{aligned}\tag{4.3}$$

Burada:

$\varepsilon_1, \varepsilon_2, \gamma_{12}$ = Eksenel, enine ve kayma birim uzamaları

σ_1 = Eksenel normal gerilme

ν_{12} = Poisson oranı 1 yönündeki yükleme ve 2 yönündeki birim uzamayla ilgilidir.

$$\gamma_{12} = \frac{\tau_{12}}{G_{12}} \quad (4.4)$$

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0$$

Burada kayma modülü bağımsız bir malzeme sabitidir ve elastisite modülü veya poisson oranı ile ilişkisi yoktur.

Bahsedilen her iki durum için de normal yükleme kayma birim uzaması ve kayma yüklemesi normal birim uzamaları oluşturmaz. Böylece normal yükleme ve kayma deformasyonu (hem de kayma yüklemesi ve normal birim uzama) bağımsız veya birbirinden ayrılmıştır.

Tek yönlü çekme altındaki bir genel anizotropik malzeme veya bir asal malzeme ekseninden başka bir yön boyunca tek yönlü çekme altındaki ortotropik bir malzeme eksenel, enine ve kayma deformasyonuna uğrar.

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\sigma_x}{E_x} \\ \varepsilon_y &= -\frac{\nu_{xy}\sigma_x}{E_x} \\ \gamma_{xy} &= \eta_{xs} \frac{\sigma_x}{E_x} \end{aligned} \quad (4.5)$$

Burada:

$\varepsilon_x, \varepsilon_y, \gamma_{xy}$, Sırasıyla eksenel, enine ve kayma birim uzamaları.

E_x , x yönündeki eksenel modül

ν_{xy} = Poisson oranı x yönündeki yükleme ve y yönündeki birim uzama ile ilgilidir.

η_{xs} = kayma kaplin katsayısı birinci alt indis x yönündeki normal yüklemeyi, ikinci alt indis kayma birim uzamasını gösterir.

Tepkinin modu kayma kaplin etkisi olarak adlandırılan η_{xs} ile karakterize edilir.

Kayma yüklemesi altında τ_{xy} aynı eksen boyunca malzeme kayma ve normal deformasyonunun her ikisine de maruz kalır. Kare eleman kenarları eşit olmayan bir paralel kenara dönüşür.

$$\gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G_{xy}}$$

$$\epsilon_x = \eta_{sx} \frac{\tau_{xy}}{G_{xy}}$$

$$\epsilon_y = \eta_{sy} \frac{\tau_{xy}}{G_{xy}}$$

(4.6)

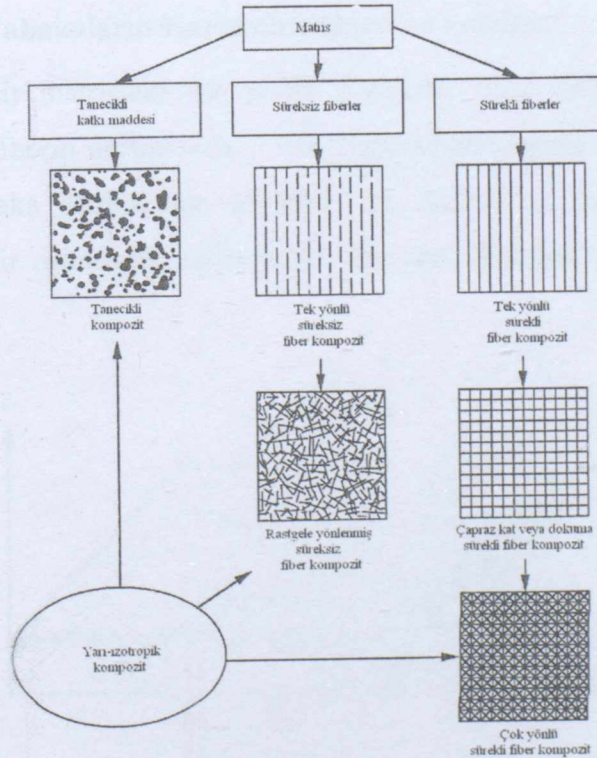
G_{xy} = x ve y eksenlerindeki kayma modülü

η_{sx}, η_{sy} = kayma kaplin katsayıları

Yukarıdaki tartışma anizotropinin artmasıyla malzeme tepkisinin karmaşıklığının arttığını gösterir ve bu tepkiyi tanımlamak için ek malzeme sabitleri geliştirmeye ihtiyaç vardır.

4.1.2 Kompozit Malzeme Tipleri ve Sınıflandırılması

İki faz kompozit malzemeler takviye fazının tipi, geometrisi ve oryantasyonuna bağlı olarak üç kategoride sınıflandırılır.



Şekil4.3 Kompozit malzemelerin sınıflandırılması (Daniel ve Ishai, 1994)

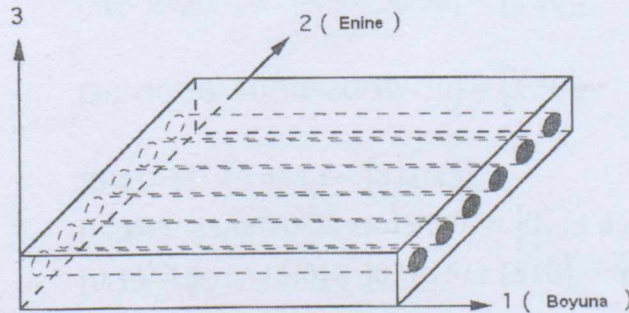
Sürekli fiber kompozitler uzun sürekli fiberlerle güçlendirilir ve dayanıklılık ve katılık noktasında en verimlidir. Sürekli fiberlerin hepsi paralel olabilir (tek yönlü sürekli fiber kompozit), birbirlerine göre sağa doğru açılı olarak yönlendirilebilir (çapraz katlı veya zikzak dokumalı sürekli fiber kompozit) veya çeşitli değişik yönlerde istiflenebilir (çok yönlü sürekli fiber kompozitler). Son bahsedilen durumda, fiber yönlerinin belli bir sayısı ve fiber dağılımı için kompozit yarı izotropik malzeme olarak düşünülebilir.

Çizelge 4.2 Kompozit malzeme tipleri

Matris tipi	Fiber	Matris
Polimer	E-camı S-camı Karbon (grafit) Aramid (kevlar) Bor	Epoksi Polimid Polyester Termoplastik (PEEK, polisülfür vb)
Metal	Bor Bor kaplı silikon karbür Karbon (grafit) Silikon karbür Alüminyum oksit	Alüminyum Magnezyum Titanyum Bakır
Seramik	Silikon karbür Alüminyum oksit Silikon nitrit	Silikon karbür Alüminyum oksit Cam-seramik Silikon nitrit
Karbon	Karbon	Karbon

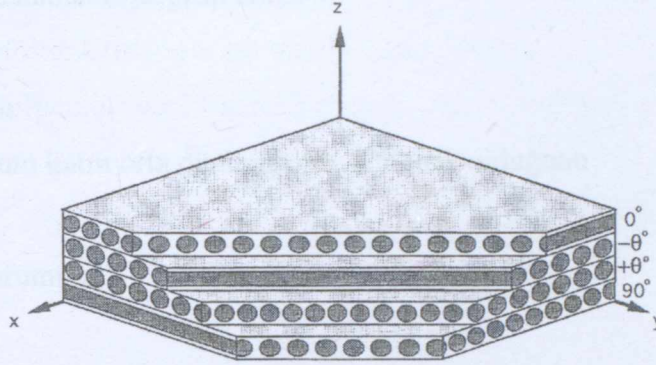
4.1.3 Tabaka, Dizili Tabakaların Karakteristikleri ve Şekilleri

Bir tabaka veya kat, bir matristeki tek yönlü fiberlerin veya zikzak dokumalı bir düzlem katmanıdır. Tek yönlü fiberin durumunda o tek yönlü tabaka olarak adlandırılır. Tabaka, fiber yönünde (boyuna), tabaka düzleminde fiberlere dik (enine) ve tabaka düzlemine dik asal malzeme eksenleriyle bir ortotropik malzemedir. Bu asal eksenler sırasıyla 1, 2, ve 3 olarak belirlenmiştir.



Şekil 4.4 Tek yönlü tabaka ve asal koordinat eksenleri (Daniel ve Ishai, 1994)

Bir dizili tabaka, iki veya daha fazla tek yönlü tabaka veya katların değişik oryantasyonlarda bir arada istiflenmesinden oluşur.



Şekil 4.5 Çok yönlü dizili tabaka ve referans koordinat sistemi (Daniel ve Ishai, 1994)

Tabaka (veya katlar veya katmanlar) değişik kalınlıklarda olabilir ve farklı malzemelerden oluşabilir. Dizili tabakayı analiz etmek için yukarıdaki şekilde gösterildiği gibi genel sabit bir koordinat sistemi (x, y, z) kullanmak daha güvenlidir; çünkü asal malzeme eksenleri katlardan katlara farklılık gösterir. Bir katın oryantasyonu, x referans eksenine ve katın ana asal malzeme eksenine (fiber oryantasyonu) arasındaki açı ile verilir ve x-y düzleminde saat yönünün tersi yönde ölçülür.

Kompozit dizili tabakalar katların sayısını, tipini, oryantasyonunu ve istifleme sırasını gösterecek şekilde ifade edilir. Tabaka düzenlenişi kat kompozisyonunu gösteriyorsa buna yığma denir. Kat kompozisyonuna ek olarak değişik katların kesin yeri veya sırası gösteriliyorsa bu istifleme sırası olarak adlandırılır. Aşağıda tabaka gösterimlerinin bazı örnekleri var.

Tek yönlü 6-kat: $[0/0/0/0/0/0] = [0_6]$

Çapraz katlı simetrik: $[0/90/90/0] = [0/90]_s$
 $[0/90/0] = [0/\overline{90}]_s$

Açılı katlı simetrik: $[45/-45/-45/45] = [\pm 45]_s$
 $[30/-30/30/-30/-30/30/-30/30] = [\pm 30]_{2s}$

Açılı katlı asimetrik: $[30/-30/30/-30/30/-30/30/-30] = [\pm 30]_4$

Çok yönlü: $[0/45/-45/-45/45/0] = [0/\pm 45]_s$
 $[0/0/45/-45/0/0/0/0/-45/45/0/0] = [0_2/\pm 45/0_2]_s$
 $[0/15/-15/15/-15/0] = [0/\pm 15/\pm 15/0]_T = [0/(\pm 15)_2/0]_T$

Karışık: $[0^K/0^K/45^C/-45^C/90^G/-45^C/45^C/0^K/0^K]_T$
 $= [0_2^K/\pm 45^C/\overline{90}^G]_s$

Burada:

Sayı alt indisler = çoklu katlar veya grup katlar

s, simetrik dizi

T, toplam pat sayısı

—, üst çizgi tabakanın katın orta düzleminden simetrik olduğunu gösterir.

Karışık dizili tabaka durumunda:

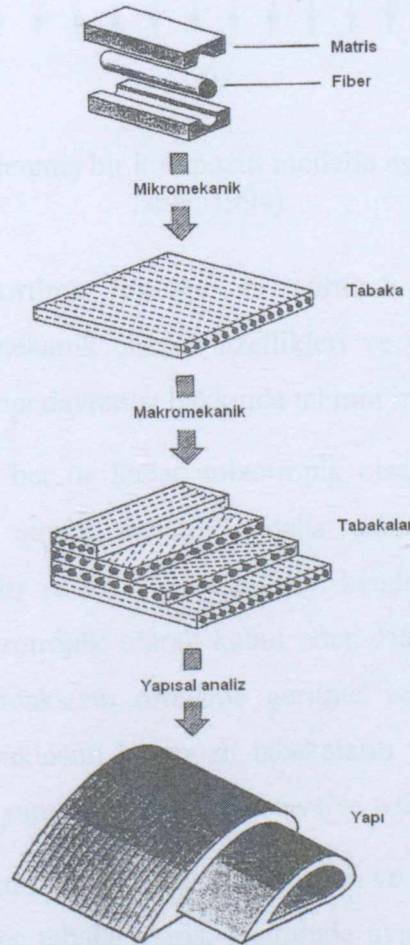
K, kevlar (aramid)

C, karbon (grafit)

G, cam fiber

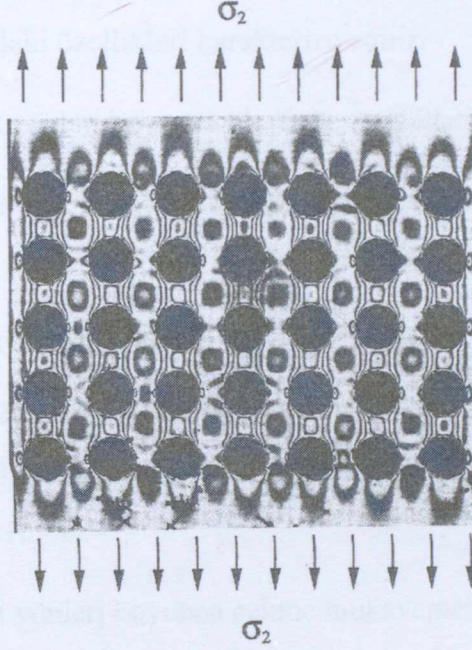
4.1.4 Analiz Ölçeği, Mikromekanik, Makromekanik

Kompozit malzemeler üzerinde düşünülen özel karakteristiklere ve davranışlara bağlı olarak farklı seviyelerde ve farklı ölçeklerde incelenebilir ve analiz edilebilir. Aşağıdaki şematik diyagramda ele alınan değişik seviyeler ve bunlara göre analiz tipleri gösteriliyor.



Şekil 4.6 İnceleme seviyeleri ve kompozit malzemeler için analiz tipleri (Daniel ve Ishai, 1994)

Mikromekanik mikroskobik seviyede yapıtaşlarının etkileşiminin çalışmasıdır. O deformasyonun yeri ve bileşenlerdeki gerilme, yerel hasarlar örneğin matris hasarı (çekme, basma, kayma), fiber hasarı (çekme, burkulma, yarıma) ve ara yüzey hasarı (yapışma azalması) ile ilgilidir. Enine yüklü tek yönlü bir kompozitin enine kesiti üzerindeki karmaşık gerilme dağılımının bir örneği aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



Şekil 4.7 Tek yönlü enine yüklenmiş bir kompoziti modelin eş renkli saçak deseni (Daniel ve Ishai, 1994)

Mikromekanik, mukavemet, kırılma tokluğu ve yorulma ömrü gibi özellikler üzerine çalışmalarda önemlidir. Mikromekanik bileşen özellikleri ve yerel durumların bir fonksiyonu olarak tabaka seviyesinde ortalama davranışı hakkında tahmin imkanı sağlar.

Tabaka seviyesinde malzemeyi her ne kadar anizotropik olsa ve analizde ortalama özellikler kullanılsa da homojen kabul etmek genellikle daha çabuk sonuç verir. Bu analiz tipi makromekanik olarak adlandırılır ve tek yönlü tabakayı kendi ortalama katılık ve mukavemet özellikleriyle yarı homojen anizotropik olarak kabul eder. Hasar kriteri herhangi belirli yerel hasar mekanizmasına bağlı olmaksızın ortalama gerilme ve toplam mukavemet özellikleri açısından ifade edilebilir. Bu yaklaşım kompozit tabakaların veya yapıların toplam elastik ve visko-elastik özellikleri üzerine yapılan çalışmalarda tavsiye edilir.

Tabaka seviyesinde makromekanik analiz tabaka özellikleri ve istifleme sırasının bir fonksiyonu olarak tüm davranışı ile ilgilenen tabaka teorisi biçiminde uygulanır. Sonunda parça veya yapı

seviyesinde tabaka teorisi ile birleştirilen sonlu elemanlar analizi gibi metotlar her tabakadaki gerilmenin yerine kadar yapının bütün davranışını verir.

4.1.5 Temel Tabaka Özellikleri

Tek yönlü tabaka veya kat herhangi tabaka veya kompozit yapının temel inşa bloğu kabul edilir. Analiz ve dizayn için gerekli temel malzeme özellikleri ortalama kat özellikleridir. Şekil 2.4' e istinaden, tek yönlü kat aşağıdaki özellikleri karakterize edilir.

E_1, E_2, E_3	asal kat yönleri boyunca elastisite modülleri
G_{12}, G_{23}, G_{13}	sırasıyla 1-2, 2-3, 1-3 düzlemlerindeki kayma modülü (bunlar sırasıyla G_{21}, G_{32}, G_{31} ' e eşittir).
$\nu_{12}, \nu_{23}, \nu_{13}$	poisson oranları (birinci alt simge yükleme yönü, ikinci alt simge birim uzama yönünü gösterir. Bu poisson oranları $\nu_{21}, \nu_{32}, \nu_{31}$ ' den farklıdır. Alt simgeler yer değiştiremez).
F_{1t}, F_{2t}, F_{3t}	asal kat yönleri boyunca çekme mukavemeti
F_{1c}, F_{2c}, F_{3c}	asal kat yönleri boyunca basma mukavemeti
F_{12}, F_{23}, F_{13}	sırasıyla 1-2, 2-3 ve 1-3 düzlemlerindeki kayma mukavemeti (bunlar sırasıyla F_{21}, F_{32}, F_{31} ' e eşittir).
$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$	ısı genleşme katsayıları
$\beta_1, \beta_2, \beta_3$	nem genleşme katsayıları
$\kappa_1, \kappa_2, \kappa_3$	ısı iletkenlik katsayısı

Yukarıdakilere ek olarak kompozit tabaka aşağıdaki özelliklerle karakterize edilebilir.

Fiber hacim oranı:
$$V_f = \frac{\text{fiber hacmi}}{\text{kompozit hacmi}}$$

Fiber ağırlık oranı:
$$W_f = \frac{\text{fiber ağırlığı}}{\text{kompozit ağırlığı}}$$

Matris hacim oranı:
$$V_m = \frac{\text{matris hacmi}}{\text{kompozit hacmi}}$$

Matris ağırlık oranı:
$$W_m = 1 - W_f = \frac{\text{matris ağı.}}{\text{kompozit ağı.}}$$

Boş hacim oranı:
$$V_v = 1 - V_f - V_m = \frac{\text{boş}}{\text{kompozit hacmi}}$$

4.1.6 Anizotropi Dereceleri

Yoğunluk, özgül ısı, soğurulabilme, ısıma gibi bazı malzeme özellikleri onlarla ilgili değildir ve izotropik ve anizotropik malzemelerin her ikisi için skaler bir değerler tanımlanır. Diğer taraftan katılık, poisson oranı, dayanıklılık, nem genleşme, ısıl iletkenlik ve elektrik iletkenliği yönlere ilgilidir ve anizotropik malzemelerin oryantasyonunun bir fonksiyonudur. Fiber kompozit malzemeler çeşitli özelliklerde çeşitli anizotropi derecelerinde sergilenebilir. En büyük farklar boyuna(fiber) ve enine(fibere dik) yönlerdeki özellikler üzerinde meydana gelir.

4.1.7 Malzeme Bileşenleri ve Özellikleri

Fiberler

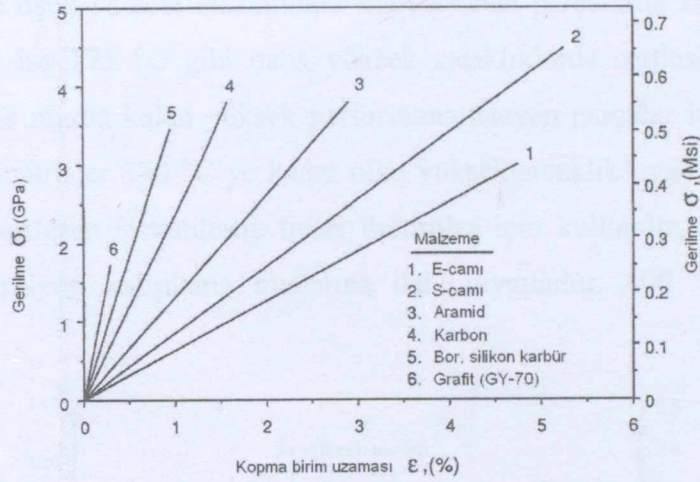
Kompozit takviyesi için çok çeşitli fiber türleri kullanılır. En iyi takviye sağlayan fiberlerin karakteristikleri yüksek dayanım, yüksek katılık ve özgül düşük yoğunluktur. Her fiber tipinin avantaj ve dezavantajları Tablo 4.4' de listelenmiştir. Tablo 4.5 ise özel fiberleri onların üreticileri, mukavemeti, modülleri ve yoğunluklarıyla beraber gösterir.

Cam fiberler yüksek çekme dayanımı ve düşük maliyetlerinden dolayı daha çok orta altı performans gösteren kompozitlerde kullanılır. düşük katılık, düşük yorulma dayanımı ve ağır ısı nem koşullarına maruz kalmasıyla çabuk özellik bozulması göz önüne alınırsa kompozit uygulamalarında oldukça sınırlandırıldığı görülür. Aramid (veya kevlar) fiberler daha yüksek katılık ve düşük yoğunluğa sahiptir; ama kompozitte çok düşük basma dayanımı ve yüksek nem emilimi ile sınırlandırılmıştır. Bor fiberler bugün yaygın olarak kullanılmamakla beraber yüksek katılık özelliğinden dolayı kısmen kullanılmaktadır.

Karbon (grafit) fiberler işleme sıcaklığına bağlı olarak değişik katılık ve dayanımda pek çok tipi vardır. Yüksek dayanımlı ve katıllıklı fiberler (AS4, T300, C6000), 1200-1500 °C sıcaklıklarda işlenir. Aşırı yüksek katıllıklı grafit fiberler (GY-70, Pitch) 2000-3000 °C sıcaklıklarda işlenir. Katılıktaki artışın dayanımdaki azalmaya neden olur. Silikon karbür ve alüminyum oksit gibi

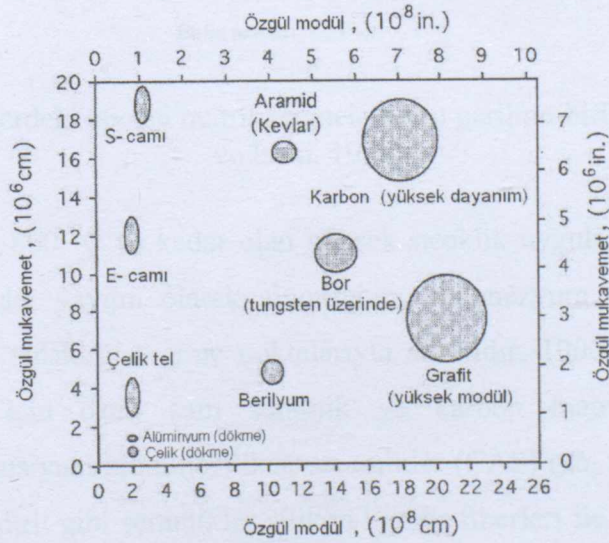
seramik fiberler yüksek katılık ve orta derecede dayanıma sahiptir ve yüksek sıcaklık gerektiren uygulamalar için metal-matris ve seramik-matris kompozitlerinde kullanılır.

Çoğu fiber şekil 4.8'deki gibi doğrusal olarak davranış gösterir. AS4 gibi fiberler doğrusal olmayan katılık etkisi gösterirler. Fiber mukavemet ve katılığıyla ilgili önemli bir özellik de en yüksek birim uzama veya hasar birim uzamasıdır; çünkü o kompozit tabakanın mukavemetini fazlasıyla etkiler.



Şekil 4.8 Tipik fiberlerin gerilme-birim uzama eğrileri (Daniel ve Ishai, 1994)

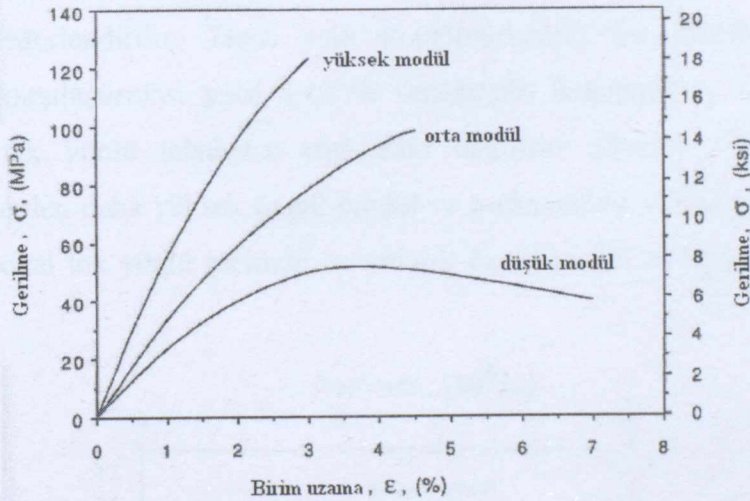
Daha önce de bahsedildiği gibi kompozitlerin üstün performansının temeli yüksek özgül mukavemete (mukavemet/yoğunluk oranı) ve yüksek özgül katılığa (modül/yoğunluk oranı) bağlıdır. Bu iki özellik fiberlerle kontrol edilir. Birkaç tipik fiberin özgül mukavemet ve modüllerinin iki boyutlu bir karşılaştırması şekil 4.9'da verilmiştir.



Şekil 4.9 Yapısal kompozit malzemelerde kullanılan fiberlerin performans haritası (Daniel ve Ishai, 1994)

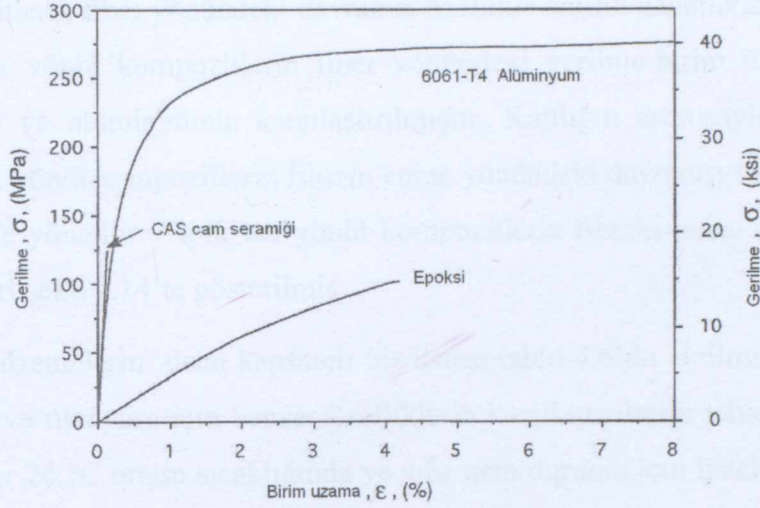
Matrisler

Tablo 4.2de gösterildiği gibi kompozitlerde dört tip matris kullanılabilir. Bunlar polimerik, metalik, seramik ve karbondur. En yaygın kullanılan matrisler olan polimerler ısı ile sertleşen termosetler (epoksiler, polimid ve polyester) veya ısı ile yumuşayıp şekil alan termoplastikler (polisülfon, poli-eter-eter-keton) olabilir. Bunlardan en çok geliştirilen DGEBA tipi epoksilerdir. Şekil 4.10'da gösterildiği gibi ifade edilebilir. İki tip epoksi vardır. Bunlar 120 °C gibi düşük bir sıcaklıkta sertleşir ve düşük ve orta sıcaklıklara maruz kalan parçalarda kullanılır (örneğin spor malzemeleri). Diğeri ise 175 °C gibi daha yüksek sıcaklıklarda sertleşir ve yüksek nem ve sıcaklık değişimlerine maruz kalan yüksek performans isteyen parçalar için kullanılır (örneğin uçaklarda). Polimid matrisler 370 °C'ye kadar olan yüksek sıcaklık uygulamalarında kullanılır. Polyesterler çabuk sertleşen sistemlerde ticari üretimler için kullanılır. Termoplastikler sıcak şekil vermeye, enjeksiyon kalıplama imalatına daha uygundur. 400 °C sıcaklıklara kadar uygulanabilir.



Şekil 4.10 Farklı modüllerdeki epoksi matris reçineleri için gerilme-birim uzama eğrileri (Daniel ve Ishai, 1994)

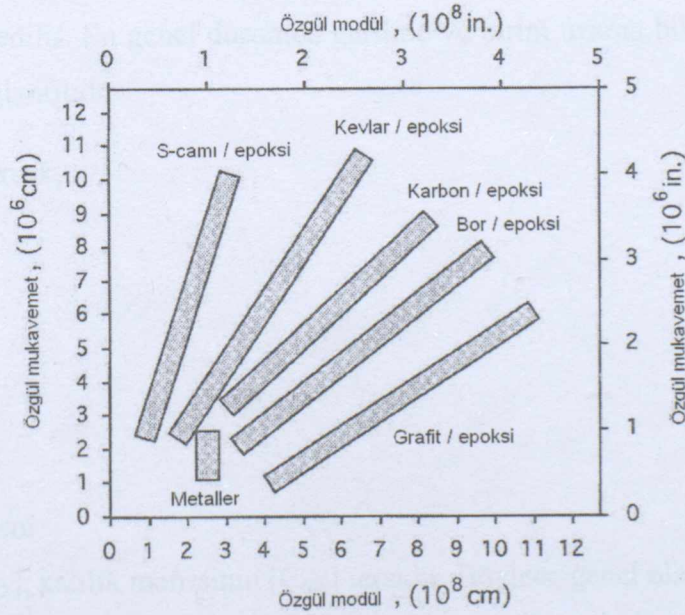
Metal matrisler yaklaşık 800 °C'ye kadar olan yüksek sıcaklık uygulamaları için tavsiye edilir. Kullanılan metal matrisler yaygın olarak alüminyum, magnezyum ve titanyum alaşımlarını içerir. Onların kullanım sıcaklığı ergime noktalarıyla sınırlıdır. 1000 °C'yi aşan daha yüksek sıcaklık uygulamaları için cam, cam seramik ve karbon matrisler kullanılır. Lityum alüminosilikat (LAS), kalsiyum alüminosilikat, seramikler (CAS) gibi cam seramik matrisler ve tepkime zinciri silikon nitrit gibi seramikler silikon karbür fiberleri ile kullanılır. Karbon matris 2600 °C sıcaklıklara kadar kullanılabilir. Üç tipik matris olan epoksi, alüminyum ve cam seramik için gerilme-birim uzama eğrileri şekil 4.11de gösterilmiştir.



Şekil 4.11 Tipik üç matrisin gerilme-birim uzama eğrileri (Daniel ve Ishai, 1994)

4.1.8 Tipik Kompozit Malzeme Özellikleri

Daha önce de bahsedildiği gibi kompozit malzemelerin performans kalitesi özgül mukavemeti ve modülüne göre değerlendirilir. Tipik yapı kompozitlerinin bu özelliklerinin dolayısıyla performanslarının karşılaştırması Şekil 4.12'de verilmiştir. Kompozitler için gösterilen aralık yarı-izotropik ve tek yönlü tabakalar arasındaki değişimi gösterir. Görüldüğü gibi çoğu kompozitler metallerden daha yüksek özgül modül ve mukavemete sahiptir. Çeşitli kompozitler arasında karbon/epoksi tek yönlü biçimde en yüksek özgül modül ve mukavemeti birleştirdiği görülür.



Şekil 4.12 Yapısal kompozitlerin performans haritası (Daniel ve Ishai, 1994)

Tek yönlü kompozitlerin fiber yönündeki davranışı özellikle katılık genellikle fiber özellikleriyle yönetilir. Tipik tek yönlü kompozitlerin fiber yönündeki gerilme-birim uzama eğrileri şekil 4.13'te gösterilmiş ve alüminyumla karşılaştırılmıştır. Katılığın artmasıyla en yüksek birim uzaması düşer. Tek yönlü kompozitlerin fiberin enine yönündeki davranışı özellikle mukavemeti matris özellikleriyle yönetilir. Tipik tek yönlü kompozitlerin fiberin enine yönündeki gerilme-birim uzama eğrileri şekil 4.14'te gösterilmiş.

Tipik kompozit malzemelerin daha kapsamlı bir listesi tablo 4.6'da verilmiştir. Üç yapı metali alüminyum, metal ve titanyum için benzer özelliklerin karşılaştırılması tablo 4.7'de verilmiştir. Kompozit özellikler 24 °C ortam sıcaklığında ve sıfır nem durumu için listelenmiştir. Listelenen değerler aynı malzemenin miktarına göre değişebilir. Onlar eğitim amaçlı ve ilk dizayn için kullanılabilir. Bir parçanın son dizaynı için dizayn yapan kullanılan malzemenin belirli miktarı için daha kesin özellikler elde eder.

4.2 Tek Yönlü Tabakanın Elastik Davranışı

4.2.1 Gerilme-birim uzama bağıntıları

Anizotropik malzeme

Bir noktadaki gerilmenin yeri bir referans koordinat sisteminin 1, 2, 3 eksenlerine paralel kenarları ile bir birim küpün kenarları üzerinde meydana gelen dokuz gerilme bileşeni σ_{ij} ($i, j = 1, 2, 3$) ile temsil edilir (Şekil 4.15). Benzer olarak deformasyonun yeri dokuz birim uzama bileşeni ϵ_{ij} ile temsil edilir. En genel durumda gerilme ve birim uzama bileşenleri genelleştirmiş Hooke kanunu ile bağlantılıdır.

Notasyon olarak yazarsak,

$$\sigma_{ij} = C_{ijkl} \epsilon_{kl} \quad (4.7)$$

$$\epsilon_{ij} = S_{ijkl} \sigma_{kl} \text{ olur.}$$

Burada:

C_{ijkl} = katılık bileşeni

S_{ijkl} = uygunluk bileşeni

Uygunluk matrisi $[S_{ijk}]$, katılık matrisinin $[C_{ijkl}]$ tersidir. Böylece genel olarak bir malzemeyi tamamen tanımlamak için 81 elastik sabitine ihtiyaç olacaktı; ancak simetrik gerilme ve birim uzama tensörleri bağımsız elastik sabit sayısını 36'ya düşürür.

$$\sigma_{ij} = \sigma_{ji} \quad (4.8)$$

$$\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ji}$$

Kompozitler için mekanikte gerilme, birim uzama, katılık ve uygunluk tensörleri için aşağıdaki gibi bir kısaltma notasyonu kullanmak alışılmıştır.

$$\sigma_{11} = \sigma_1 \quad (4.9)$$

$$\sigma_{22} = \sigma_2$$

$$\sigma_{33} = \sigma_3$$

$$\sigma_{23} = \tau_{23} = \sigma_4 = \tau_4$$

$$\sigma_{31} = \tau_{31} = \sigma_5 = \tau_5$$

$$\sigma_{12} = \tau_{12} = \sigma_6 = \tau_6$$

$$\varepsilon_{11} = \varepsilon_1 \quad (4.10)$$

$$\varepsilon_{22} = \varepsilon_2$$

$$\varepsilon_{33} = \varepsilon_3$$

$$2\varepsilon_{23} = \gamma_{23} = \varepsilon_4 = \gamma_4$$

$$2\varepsilon_{31} = \gamma_{31} = \varepsilon_5 = \gamma_5$$

$$2\varepsilon_{12} = \gamma_{12} = \varepsilon_6 = \gamma_6$$

$$C_{1111} = C_{11}, C_{1122} = C_{12}, C_{1123} = C_{14}, C_{1131} = C_{15}, C_{1112} = C_{16} \quad (4.11)$$

$$C_{2211} = C_{21}, C_{2222} = C_{22}, C_{2223} = C_{24}, C_{2231} = C_{25}, C_{2212} = C_{16}$$

$$C_{3311} = C_{31}, C_{3322} = C_{32}, C_{3323} = C_{34}, C_{3331} = C_{35}, C_{3312} = C_{16}$$

$$C_{2311} = C_{41}, C_{2322} = C_{42}, C_{2323} = C_{44}, C_{2331} = C_{45}, C_{2312} = C_{16}$$

$$C_{3111} = C_{51}, C_{3122} = C_{52}, C_{3123} = C_{54}, C_{3131} = C_{55}, C_{3112} = C_{16}$$

$$C_{1211} = C_{61}, C_{1222} = C_{62}, C_{1223} = C_{64}, C_{1231} = C_{65}, C_{1212} = C_{16}$$

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_4 \\ \tau_5 \\ \tau_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} & C_{15} & C_{16} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & C_{24} & C_{25} & C_{26} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & C_{34} & C_{35} & C_{36} \\ C_{41} & C_{42} & C_{43} & C_{44} & C_{54} & C_{46} \\ C_{51} & C_{52} & C_{53} & C_{54} & C_{55} & C_{56} \\ C_{61} & C_{62} & C_{63} & C_{64} & C_{65} & C_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_4 \\ \gamma_5 \\ \gamma_6 \end{bmatrix} \quad (4.12)$$

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_4 \\ \gamma_5 \\ \gamma_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} & S_{14} & S_{15} & S_{16} \\ S_{21} & S_{22} & S_{23} & S_{24} & S_{25} & S_{26} \\ S_{31} & S_{32} & S_{33} & S_{34} & S_{35} & S_{36} \\ S_{41} & S_{42} & S_{43} & S_{44} & S_{54} & S_{46} \\ C_{51} & C_{52} & C_{53} & C_{54} & C_{55} & S_{56} \\ S_{61} & S_{62} & S_{63} & S_{64} & S_{65} & S_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_4 \\ \tau_5 \\ \tau_6 \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

Notasyon olarak yazarsak,

$$\sigma_i = C_{ij} \varepsilon_j \quad (i, j = 1, 2, 3, \dots, 6) \quad (4.14)$$

$$\varepsilon_j = S_{ij} \sigma_j$$

Ortotropik malzeme

Ortotropik malzemede (malzeme simetriğinde üç birbirine dik düzleme sahiptir) genelde gerilme-birim uzama bağıntıları yukarıdaki denklemlerle aynıdır. Bununla birlikte bağımsız elastik sabit sayısı dokuz düşer. Koordinat referans sistemi asal düzlemler boyunca seçilirse kısaltılmış notasyon aşağıdaki gibi olur.

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_4 \\ \tau_5 \\ \tau_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & 0 \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_4 \\ \gamma_5 \\ \gamma_6 \end{bmatrix} \quad (4.15)$$

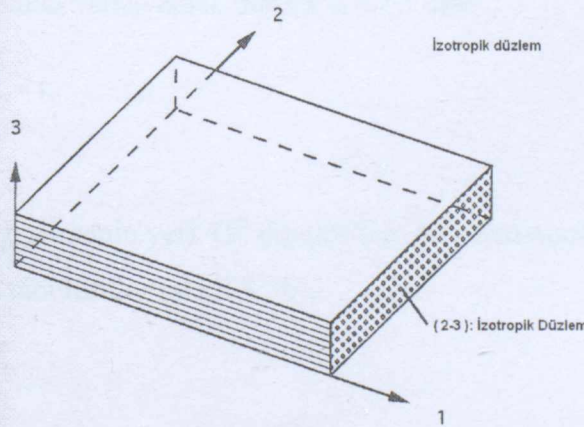
$$\begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_4 \\ \gamma_5 \\ \gamma_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} & 0 & 0 & 0 \\ S_{21} & S_{22} & S_{23} & 0 & 0 & 0 \\ S_{31} & S_{32} & S_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & S_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & S_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_4 \\ \tau_5 \\ \tau_6 \end{bmatrix} \quad (4.16)$$

Yukarıdaki denklemlerle ilgili olarak üç önemli gözlem yapılabilir:

1. Normal gerilmeler $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ ve kayma birim uzamaları $\gamma_4, \gamma_5, \gamma_6$ arasında etkileşim yoktur. Örneğin asal gerilme yönleri boyunca etkiyen normal gerilmeler yalnızca normal birim uzamalar üretir.
2. Kayma gerilmeleri τ_4, τ_5, τ_6 ve normal birim uzamalar $\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3$ arasında bir etkileşim yoktur. Örneğin asal malzeme düzlemi üzerine etkiyen kayma gerilmeleri yalnızca kayma birim uzamaları üretir.
3. Farklı düzlemlerdeki kayma gerilme ve birim uzamaları arasında etkileşim yoktur. Örneğin asal bir düzlem üzerine etkiyen bir kayma gerilmesi yalnızca o düzlemde bir kayma birim uzaması üretir.

Enine izotropik malzeme

Bir ortotropik malzemenin asal düzlemlerinden biri izotropik bir düzlem olduğu zaman enine izotropik olarak adlandırılır. Örneğin bir düzlemin her noktasında mekanik özellikler bütün yönlerde aynıdır. Birçok tek yönlü kompozit fiberleriyle altıgen veya buna yakın bir bir düzende tertiplenmiştir. Bu nedenle 2-3 düzleminde (fiberlere dik-izotropik düzlem) enine izotropik olarak kabul edilebilir (şekil 4.16). Bu durum nispeten yüksek fiber hacim oranlarıyla tek yönlü karbon/epoksi, aramid/epoksi ve cam/epoksi kompozitler içindir.



Şekil 4.13 Enine izotropik malzeme ve asal gerilmeler (Daniel ve Ishai, 1994)

Bir enine izotropik malzeme için gerilme-birim uzama bağıntıları malzeme sabitleri 2 ve 3 alt indisleri (izotropik bir 2-3 düzlemi için) 4.15 ve 4.16'de yer değiştirebilir.

$$C_{12} = C_{13} \quad (4.17)$$

$$C_{22} = C_{33}$$

$$S_{12} = S_{13}$$

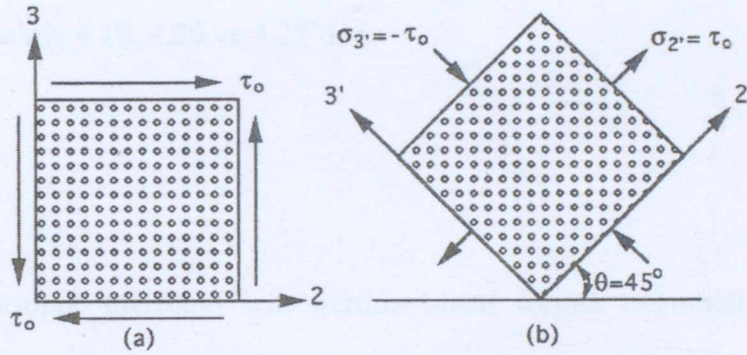
$$S_{22} = S_{33}$$

5 ve 6 alt indisleri de yerdeğiştirebilir.

$$C_{55} = C_{66}$$

(4.18)

$$S_{55} = S_{66}$$



Şekil 4.14 Basit gerilme dönüşümleri (Daniel ve Ishai, 1994)

Ayrıca şekil 4.14'de gösterilen basit gerilme dönüşümünde C_{44} (veya S_{44}) bağımsız değildir. Saf kayma gerilme $\tau_0 = \tau_{23}$ ve kayma birim uzama $\gamma_0 = \gamma_{23}$ ile sonuçlanan 2 ve 3 eksenlerine paralel kenarlarıyla bir eleman varsayarsak denklem 4.15'den:

$$\tau_4 = \tau_{23} = C_{44}\gamma_{23} = C_{44}\gamma_4 = \tau_0 \quad (4.19)$$

olur.

Şekil 4.17a'da gösterilen gerilmenin yeri 45° döndürülen bir elemanınkine denktir ve eşit çekme basma normal gerilmeleri tabi tutulur (şekil 3.3b).

$$\sigma_{2'} = \tau_0 \quad (4.20)$$

$$\sigma_{3'} = -\tau_0$$

$$\varepsilon_{2'} = -\varepsilon_{3'} = \frac{\gamma_{23}}{2} \quad (4.21)$$

$$\varepsilon_1 = 0$$

Bu durumda denklem 4.15'den:

$$\sigma_{2'} = C_{2'2'}\epsilon_{2'} + C_{2'3'}\epsilon_{3'} = C_{22}\epsilon_{2'} - C_{23}\epsilon_{2'}$$

veya

$$\sigma_{2'} = \epsilon_{2'}(C_{22} - C_{23}) = \frac{\gamma_{23}}{2}(C_{22} - C_{23}) \quad (4.22)$$

$$C_{2'2'} = C_{22}$$

$$C_{2'3'} = C_{23}$$

Enine izotropiden dolayı 4.19, 4.20 ve 4.22'den:

$$C_{44} = \frac{C_{22} - C_{23}}{2} \quad (4.23)$$

elde edilir.

Böylece enine izotropik malzeme için gerilme-birim uzama bağıntıları aşağıdaki şekilde indirgenir.

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_4 \\ \tau_5 \\ \tau_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{12} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{23} & C_{22} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{C_{22} - C_{23}}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon_1 \\ \epsilon_2 \\ \epsilon_3 \\ \gamma_4 \\ \gamma_5 \\ \gamma_6 \end{bmatrix} \quad (4.24)$$

$$\begin{bmatrix} \epsilon_1 \\ \epsilon_2 \\ \epsilon_3 \\ \gamma_4 \\ \gamma_5 \\ \gamma_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{12} & 0 & 0 & 0 \\ S_{12} & S_{22} & S_{23} & 0 & 0 & 0 \\ S_{12} & S_{23} & S_{22} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2(S_{22} - S_{23}) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & S_{55} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_4 \\ \tau_5 \\ \tau_6 \end{bmatrix} \quad (4.25)$$

Yukarıdaki enine izotropik ortotropik malzeme için yazılan bağıntılar beş bağımsız elastik sabitle ifade edilir.

Düzlem gerilme altında ortotropik malzeme

Kompozit malzemeler çoğu yapısal uygulamada tabaka düzleminde yüklenen ince tabaka formunda kullanılır. Böylece kompozit tabaka (veya tabakalar) bütün gerilme bileşenler ile bir düzlem gerilme durumu altında düzlem yönünde (3 yönü) sıfır olur.

$$\begin{aligned}
\sigma_3 &= 0 \\
\tau_{23} &= \tau_4 = 0 \\
\tau_{13} &= \tau_5 = 0
\end{aligned} \tag{4.26}$$

Ortotropik gerilme-birim uzama bağıntıları denklem 4.15 aşağıdaki şekilde indirgenir:

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \tau_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & 0 \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_4 \\ \gamma_5 \\ \gamma_6 \end{bmatrix} \tag{4.27}$$

Genişletilmiş formda aşağıdaki gibi olur.

$$\begin{aligned}
\sigma_1 &= C_{11}\varepsilon_1 + C_{12}\varepsilon_2 + C_{13}\varepsilon_3 \\
\sigma_2 &= C_{12}\varepsilon_1 + C_{22}\varepsilon_2 + C_{23}\varepsilon_3 \\
0 &= C_{13}\varepsilon_1 + C_{23}\varepsilon_2 + C_{33}\varepsilon_3 \\
\gamma_4 &= \gamma_5 = 0 \\
\tau_6 &= C_{66}\gamma_6
\end{aligned} \tag{4.28}$$

ε_3 'ü elersek denklem 4.28'dan

$$\sigma_1 = \left(C_{11} - \frac{C_{13}C_{13}}{C_{33}} \right) \varepsilon_1 + \left(C_{12} - \frac{C_{13}C_{23}}{C_{33}} \right) \varepsilon_2 = Q_{11}\varepsilon_1 + Q_{12}\varepsilon_2$$

$$\sigma_2 = \left(C_{12} - \frac{C_{23}C_{13}}{C_{33}} \right) \varepsilon_1 + \left(C_{22} - \frac{C_{23}C_{23}}{C_{33}} \right) \varepsilon_2 = Q_{12}\varepsilon_1 + Q_{22}\varepsilon_2$$

$$\tau_6 = C_{66}\gamma_6 = Q_{66}\gamma_6$$

veya

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \end{bmatrix} \tag{4.29}$$

veya kısaca

$$[\sigma]_{1,2} = [Q]_{1,2} [\varepsilon]_{1,2}$$

Burada indirgenmiş katılık matris bileşenleri

$$Q_{ij} = C_{ij} - \frac{C_{i3}C_{j3}}{C_{33}} \quad (i, j = 1, 2, 6) \quad (4.30)$$

Ters bağıntı aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & 0 \\ S_{12} & S_{22} & 0 \\ 0 & 0 & S_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_6 \end{bmatrix} \quad (4.31)$$

veya kısaca,

$$[\varepsilon]_{1,2} = [S]_{1,2} [\sigma]_{1,2}$$

Böylece düzlem gerilme altında bir ortotropik tabaka için düzlemdeki gerilme-birim uzama bağıntıları sadece dört bağımsız elastik değişken ile ifade edilebilir. Örnek olarak indirgenmiş katılık Q_{11} , Q_{12} , Q_{22} , Q_{66} veya uygunluk S_{11} , S_{12} , S_{22} , S_{66} verilebilir.

İzotropik malzeme

İzotropik bir malzeme bir noktadan geçen malzeme simetriği sonsuz sayıda bir düzlemle ifade edilir. Bir malzeme için malzeme sabitlerinde 1, 2, ve 3 alt indisleri yer değiştirebilir. O zaman denklem 4.15 aşağıdaki şekilde indirgenir.

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_4 \\ \tau_5 \\ \tau_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{12} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{11} & C_{12} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{12} & C_{11} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{C_{11}-C_{12}}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{C_{11}-C_{12}}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{C_{11}-C_{12}}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_4 \\ \gamma_5 \\ \gamma_6 \end{bmatrix} \quad (4.32)$$

Böylece bir izotropik malzeme yalnızca C_{11} ve C_{12} gibi iki bağımsız sabitle tamamen karakterize edilebilir.

4.2.2 Matematiksel ve mühendislik sabitleri arasındaki bağıntılar

Matematiksel ve mühendislik sabitleri arasındaki bağıntılar şekil 3.4 ve 3.5'ten hareketle elde edilebilir. Eğer ortotropik bir malzeme boyuna yönde tek eksenli çekme yüküne maruz kalırsa σ_1 denklem 4.16'den elde edilebilir.

$$\varepsilon_1 = S_{11}\sigma_1$$

$$\varepsilon_2 = S_{12}\sigma_1$$

$$\varepsilon_3 = S_{13}\sigma_1$$

$$\gamma_4 = \gamma_5 = \gamma_6 = 0$$

Mühendislik kabullerinden:

$$\varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E_1}$$

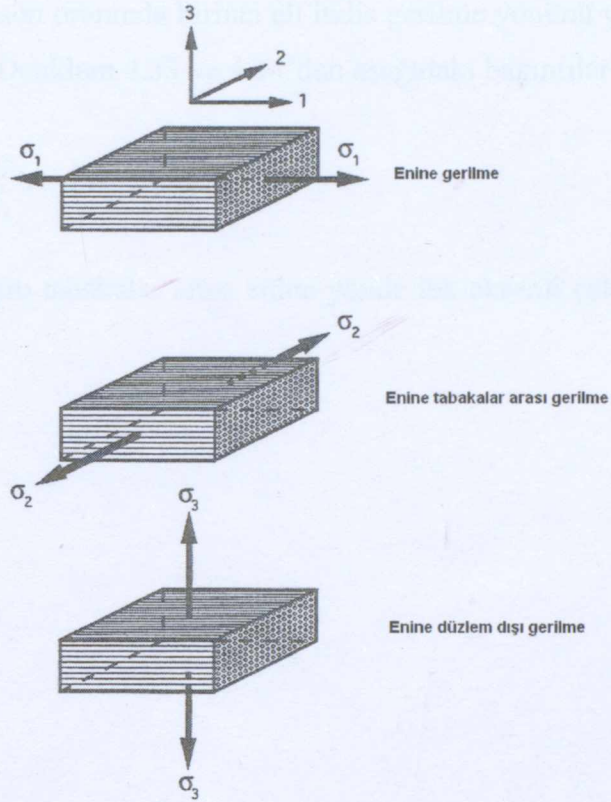
$$\varepsilon_2 = -\frac{\nu_{12}}{E_1}\sigma_1$$

$$\varepsilon_3 = -\frac{\nu_{13}}{E_1}\sigma_1$$

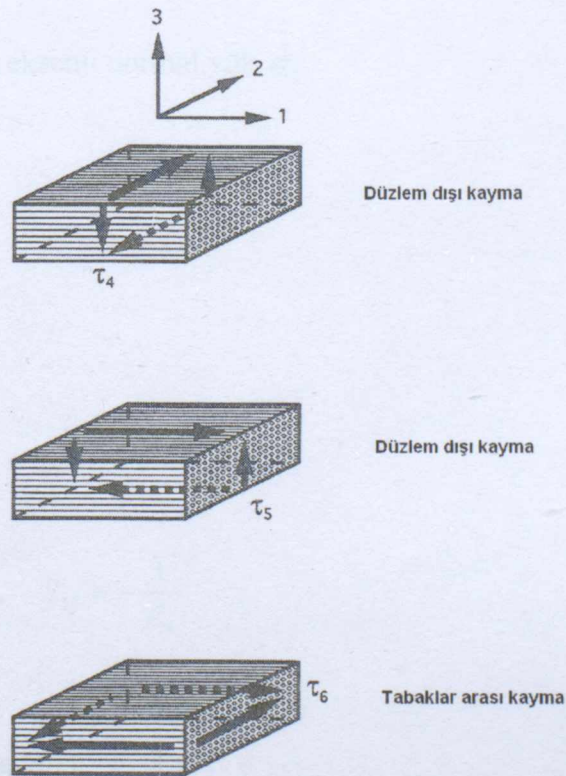
$$\gamma_4 = \gamma_5 = \gamma_6 = 0$$

(4.33)

(4.34)



Şekil 4.15 Matematiksel ve mühendislik sabitleri arasındaki bağıntılar (normal gerilmeler)
(Daniel ve Ishai, 1994)



Şekil 4.16 Matematiksel ve mühendislik sabitleri arasındaki bağıntılar (kayma gerilmeleri)
(Daniel ve Ishai, 1994)

Hatırlanacağı üzere poisson oranında birinci alt indis gerilme yönünü ve ikinci alt indis ise birim uzama yönünü gösterir. Denklem 4.33 ve 4.34'dan aşağıdaki bağıntılar elde edilir.

$$S_{11} = \frac{1}{E_1}, \quad S_{12} = -\frac{\nu_{12}}{E_1}, \quad S_{13} = -\frac{\nu_{13}}{E_1}$$

Eğer bir malzeme elemanı tabakalar arası enine yönde tek eksenli çekme yüküne maruz kalırsa σ_2 benzer bir biçimde

$$\varepsilon_1 = S_{12}\sigma_2 = -\frac{\nu_{21}}{E_2}\sigma_2$$

$$\varepsilon_2 = S_{22}\sigma_2 = \frac{\sigma_2}{E_2}$$

$$\varepsilon_3 = S_{23}\sigma_2 = -\frac{\nu_{23}}{E_2}\sigma_2$$

$$\gamma_4 = \gamma_5 = \gamma_6 = 0$$

Buradan aşağıdaki bağıntıları elde ederiz:

$$S_{12} = -\frac{\nu_{21}}{E_2}, \quad S_{22} = -\frac{1}{E_2}, \quad S_{23} = -\frac{\nu_{23}}{E_2}$$

Düzlemde enine yönde tek eksenli normal yük σ_3

$$\varepsilon_1 = S_{13}\sigma_3 = -\frac{\nu_{31}}{E_3}$$

$$\varepsilon_2 = S_{23}\sigma_3 = -\frac{\nu_{32}}{E_3}$$

$$\varepsilon_3 = S_{33}\sigma_3 = -\frac{\sigma_3}{E_3}$$

Buradan;

$$S_{13} = -\frac{\nu_{31}}{E_3}, \quad S_{23} = -\frac{\nu_{32}}{E_3}, \quad S_{33} = -\frac{1}{E_3}$$

olur.

Tabakalar arası sade kayma yükü, τ_6

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \gamma_4 = \gamma_5 = 0$$

$$\gamma_6 = S_{66} \tau_6 = \frac{\tau_6}{G_{12}}$$

Buradan;

$$S_{66} = \frac{1}{G_{12}}$$

olur.

2-3 düzlemindeki düzlemsel sade kayma yükü, τ_4

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \gamma_5 = \gamma_6 = 0$$

$$\gamma_4 = S_{44} \tau_4 = \frac{\tau_4}{G_{23}}$$

Buradan;

$$S_{44} = \frac{1}{G_{23}}$$

olur.

Son olarak, 1-3 düzlemde düzlemsel sade kayma yükü, τ_5

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \gamma_4 = \gamma_6 = 0$$

$$\gamma_5 = S_{55} \tau_5 = \frac{\tau_5}{G_{13}}$$

Buradan;

$$S_{55} = \frac{1}{G_{13}}$$

elde ederiz.

Denklem 4.16'daki gerilme-birim uzama bağıntıları şimdi mühendislik sabitleriyle ifade edilebilir.

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_4 \\ \gamma_5 \\ \gamma_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_1} & -\frac{\nu_{21}}{E_2} & -\frac{\nu_{31}}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{12}}{E_1} & \frac{1}{E_2} & -\frac{\nu_{32}}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{13}}{E_1} & -\frac{\nu_{23}}{E_2} & \frac{1}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{23}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{13}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_4 \\ \tau_5 \\ \tau_6 \end{bmatrix}$$

Uygunluk matrisinin $[S_{ij}]$ simetriğinden ve yukarıdan aşağıdaki sonuca varılır:

$$\frac{\nu_{12}}{E_1} = \frac{\nu_{21}}{E_2}$$

$$\frac{\nu_{13}}{E_1} = \frac{\nu_{31}}{E_3}$$

$$\frac{\nu_{23}}{E_2} = \frac{\nu_{32}}{E_3}$$

ve genelde;

$$\frac{\nu_{ij}}{E_i} = \frac{\nu_{ji}}{E_j} \text{ veya } \frac{\nu_{ij}}{\nu_{ji}} = \frac{E_i}{E_j} \quad (i, j = 1, 2, 3)$$

Yukarıdan görüleceği üzere uygunluk S_{ij} ve mühendislik sabitleri arasındaki bağıntılar oldukça basittir. Bununla birlikte bu katılık C_{ij} ve mühendislik sabitleri arasındaki bağıntılar için değildir. Böyle bir bağıntı elde etmek için önce uygunluk matrisini $[S_{ij}]$ ters çevirmek ve katılıkları C_{ij} uygunlukların S_{ij} bir fonksiyonu olarak ifade etmek gerekir.

$$C_{11} = \frac{S_{22}S_{33} - S_{23}^2}{S}$$

$$C_{22} = \frac{S_{33}S_{11} - S_{13}^2}{S}$$

$$C_{33} = \frac{S_{11}S_{22} - S_{12}^2}{S}$$

$$C_{12} = \frac{S_{13}S_{23} - S_{12}S_{33}}{S}$$

$$C_{23} = \frac{S_{12}S_{13} - S_{23}S_{11}}{S}$$

$$C_{13} = \frac{S_{12}S_{23} - S_{13}S_{22}}{S}$$

$$C_{44} = \frac{1}{S_{44}}, \quad C_{55} = \frac{1}{S_{55}}, \quad C_{66} = \frac{1}{S_{66}},$$

Burada:

$$S = \begin{vmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} \\ S_{12} & S_{22} & S_{23} \\ S_{13} & S_{23} & S_{33} \end{vmatrix}$$

Yukarıdaki S_{ij} ve mühendislik sabitleri arasındaki bağıntıları kullanarak aşağıdaki bağıntılar elde edilir.

$$C_{11} = \frac{1 - \nu_{23}\nu_{32}}{E_2 E_3 \Delta}$$

$$C_{22} = \frac{1 - \nu_{13}\nu_{31}}{E_1 E_3 \Delta}$$

$$C_{33} = \frac{1 - \nu_{12}\nu_{21}}{E_1 E_2 \Delta}$$

$$C_{12} = \frac{\nu_{21} + \nu_{31}\nu_{23}}{E_2 E_3 \Delta} = \frac{\nu_{12} + \nu_{13}\nu_{32}}{E_1 E_3 \Delta}$$

$$C_{23} = \frac{\nu_{32} + \nu_{12}\nu_{31}}{E_1 E_3 \Delta} = \frac{\nu_{23} + \nu_{21}\nu_{13}}{E_1 E_2 \Delta}$$

$$C_{13} = \frac{\nu_{13} + \nu_{12}\nu_{23}}{E_1 E_2 \Delta} = \frac{\nu_{31} + \nu_{21}\nu_{32}}{E_2 E_3 \Delta}$$

$$C_{44} = G_{23}, \quad C_{55} = G_{13}, \quad C_{66} = G_{12}$$

Burada:

$$\Delta = \frac{1}{E_1 E_2 E_3} \begin{vmatrix} 1 & -\nu_{21} & -\nu_{31} \\ -\nu_{12} & 1 & -\nu_{32} \\ -\nu_{13} & -\nu_{23} & 1 \end{vmatrix}$$

2-3 düzleminde (izotropik düzlem) enine izotropik bir malzeme durumundadır.

$$E_2 = E_3$$

$$G_{12} = G_{13}$$

$$\nu_{12} = \nu_{13}$$

4.2.3 İnce tabaka için gerilme-birim uzama bağıntıları

İnce, tek yönlü bir tabaka bir düzlem gerilme durumu altında olduğu kabul edilebilir. Bu nedenle denklem 4.29 ve 4.31 gerilme-birim uzama bağıntıları uygulanabilir. Onlar asal gerilme eksenleri boyunca düzlemsel birim uzama bileşenleri ile gerilme bileşenlerini anlatır.

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_6 \end{bmatrix}$$

ve

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & 0 \\ S_{12} & S_{22} & 0 \\ 0 & 0 & S_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_6 \end{bmatrix}$$

Yukarıdaki bağıntılar mühendislik sabitlerle ifade edilebilir.

$$S_{11} = \frac{1}{E_1}$$

$$S_{22} = \frac{1}{E_2}$$

$$S_{12} = -\frac{\nu_{12}}{E_1} = -\frac{\nu_{21}}{E_2}$$

$$S_{66} = \frac{1}{G_{12}}$$

ve

$$Q_{11} = \frac{E_1}{1 - \nu_{12}\nu_{21}}$$

$$Q_{22} = \frac{E_2}{1 - \nu_{12}\nu_{21}}$$

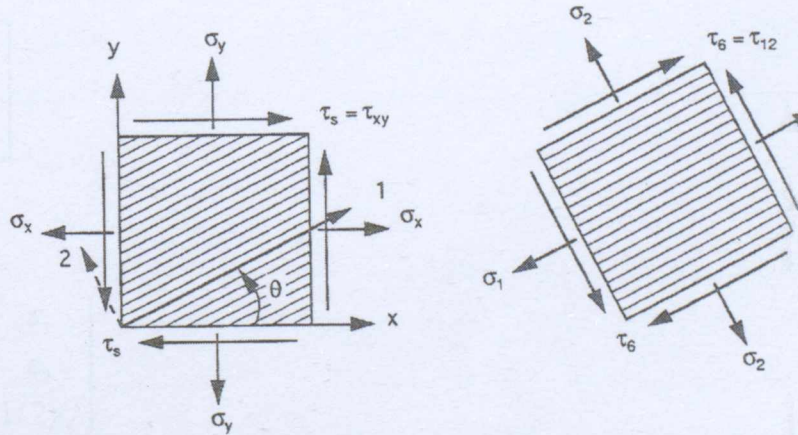
$$Q_{12} = \frac{\nu_{21}E_1}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} = \frac{\nu_{12}E_2}{1 - \nu_{12}\nu_{21}}$$

$$Q_{66} = G_{12}$$

Böylece tek yönlü tabaka dört indirgenmiş katılıklar Q_{11} , Q_{22} , Q_{12} ve Q_{11} veya dört uygunluk S_{11} , S_{22} , S_{12} ve S_{66} veya dört mühendislik sabiti E_1 , E_2 , G_{12} ve ν_{12} ile karakterize edilebilir. Poisson oranı ν_{21} bağımsızdır. Çünkü denklem 4.49'den E_1 , E_2 ve ν_{12} ile ilgilidir.

4.2.4 Gerilme ve birim uzama dönüşümleri

Normalde tabaka asal eksenleri (1, 2) yük veya referans eksenleri ile çakışmaz (Şekil 4.17). O zaman asal malzeme eksenlerine (1, 2) tekabül eden gerilme ve birim uzama bileşenleri dönüşüm bağıntılarıyla yük eksenlerine (x, y) tekabül eden terimlerle ifade edilebilir.



Şekil 4.17 Tek yönlü tabakada gerilme bileşenleri (Daniel ve Ishai, 1994)

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_6 \end{bmatrix} = [T] \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_s \end{bmatrix}$$

veya kısaca,

$$[\sigma]_{1,2} = [T][\sigma]_{x,y}$$

ve

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ 1/2\gamma_6 \end{bmatrix} = [T] \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ 1/2\gamma_s \end{bmatrix}$$

veya kısaca,

$$[\varepsilon]_{1,2} = [T][\varepsilon]_{x,y}$$

burada dönüşüm (transformasyon) matrisi $[T]$ aşağıdaki gibi verilebilir.

$$[T] = \begin{bmatrix} m^2 & n^2 & 2mn \\ n^2 & m^2 & -2mn \\ -mn & mn & m^2 - n^2 \end{bmatrix}$$

ve

$$m = \cos \theta, \quad n = \sin \theta$$

θ açısı x ekseninden bir eksenine saat yönünün tersine pozitif olarak ölçülür.

Yukarıdaki bağıntıların ters çevrilmesiyle aşağıdaki bağıntıları elde ederiz.

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_s \end{bmatrix} = [T^{-1}] \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_6 \end{bmatrix}$$

ve

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ 1/2\gamma_s \end{bmatrix} = [T^{-1}] \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ 1/2\gamma_6 \end{bmatrix}$$

Burada:

$$[T^{-1}] = [T(-\theta)] = \begin{bmatrix} m^2 & n^2 & -2mn \\ n^2 & m^2 & 2mn \\ mn & -mn & m^2 - n^2 \end{bmatrix}$$

Yukarıdaki denklemlerde s alt indisi x-y koordinat sisteminde kayma gerilme ve birim uzamayı ifade eder. 6 alt indisi daha önce de bahsedilen 12 alt indisinin kısaltılmasıdır.

Gerilme ve birim uzama dönüşüm yasaları malzeme özelliklerinden bağımsızdır. Onlar izotropik ve anizotropik malzemeler için aynıdır.

4.3 Kompozit Malzemelerin Gemi Pervanesinde Kullanılması

Geleneksel olarak gemi pervaneleri manganez-nikel-alüminyum bronz MAB veya nikel-alüminyum bronz NAB, yüksek korozyon dayanımı, yüksek akma dayanımı, güvenilirliği ve satın alınabilirliğinden dolayı malzemeden yapılır. Bununla birlikte karmaşık pervane geometrilerindeki metalik malzemeleri işlemek pahalıdır. Üstelik metalik pervaneler korozyon ve kavitasyon hasarına, yorulma kaynaklı çatlamaya maruz kalabilir. Böylece metallere alternatif olarak kompozitlerin kullanıma artan bir ilgi oluştu. Kompozit malzemeler ağırlık başına yüksek dayanıklılık ve katılık oranları ile büyük ağırlık tasarrufu sağlar. Daha hafif olan kompozit malzemelerin kullanımı kavitasyon başlangıç hızlarının artmasıyla hidrodinamik performansı geliştirmek için kanatların daha kalın ve daha esnek yapılabilmesi anlamına gelir. Üstelik kompozitler kavitasyon ve korozyon hasarının azaltır, yorulma performansını geliştirir, daha az gürültü olur ve bakım masrafını azaltır. Ek olarak fiberler kanat şeklini otomatik olarak ayarlayarak hidrodinamik verimi geliştirmek için sıralanır ve istiflenebilir.

Mouritz et al. (2001) göre, kompozit gemi pervanelerinin ilk kez kullanımı 1960'larda Sovyet balıkçı gemisinde kullanılmıştır. Daha sonra SSCB 5-35 deniz mili hızında seyahat eden 2-5000 deplasmanındaki ticari gemilerde 0.25 -3 m çapında aynı geometriye sahip metal ve kompozit pervanelerin performansını karşılaştırmak için daha büyük seyir tecrübeleri gerçekleştirdi (Ashkenazi et al., 1974). Metal ve kompozit pervaneler arasındaki performans hız, yakıt tüketimi, motor çalışma yükü, absorbe edilen beygir gücü ve çalışma ömrü bakımından hemen hemen eşitti; ancak kompozit pervaneler motor ve şaft vibrasyonunu yaklaşık %25 azalttı ve bu daha az gürültü ve tekne vibrasyonu ile sonuçlandı (Ashkenazi et al., 1974). Kompozit pervanelerin performans testleri 1980'lerden itibaren donanma gemilerinde de uygulandı (including landing craft, minesweepers, torpedoes, small boats, and tri-marans). Ama çoğu bilimsel bilgi açık literatürde kullanılmaz (Mouritz et al., 2001). Ağırlık azalması (%50-80), üretim masrafının düşmesi (%60-70), gürültü azalması, kanat vibrasyonu azalması, daha iyi kavitasyon aşınma dayanımı ve daha iyi yorulma performansı sağlar. Tabakalı fiber kompozitlerin anizotropik karakteristikleri kanat deformasyonuna her üç ekseninde de izin verir. Bu metalik pervanelerde mümkün değildir. Kompozitler değişen akışlarda hatve, eğilme ve çalıklık dağılımlarını otomatik olarak ayarlayarak şafta iletilen yük ve gerilme değişimlerini azaltmak için kullanılabilir.

5. PERVANE HİDRO-ELASTİK ETKİLERİ

Pervane hidroelastik etkileri yakın bir zamanda 1990 yılında 19.ITTC İtici Kurulunda bahsedildi. O zamanda yüksek çalıklıklı pervanelerin gelmesiyle elastik etkilerin güç performansını ve bazı durumlarda öncelikle geriye gitmede kanat yapısal hatalarının başı çektiği tanımlandı. 1990 yılıyla birtakım örnekler sonlu elemanlar yapısal analizleri pervanelere uygulandı. Atkinson&Glover (1988) tarafından uygulanan tekrarlanan hidrodinamik ve yapısal analizler, yük altındaki pervane hatvesindeki değişimi ve yaklaşık yüzde 3 ila 7 arasında devirdeki düşmelerle sonuçlanmasını göstermek içindir. Atkinson ve Glover kanat yüklerini hesaplamak ve kanadı temsil etmek için nispeten az bir miktar kalın kabuk elemanlar kullanıldı.

Son on yılda pervane kanat yük hesaplamaları panel metotlar ve RANS hesaplamaların kullanılmasıyla ilerleme kaydedildi. Sonlu elemanlar analizi genellikle katı dörtgen olmak üzere 10000' e kadar eleman kullanma kapasitesiyle gelişti. Bu ilerlemeler ile tekrarlanarak elastik problemleri çözmek doğru görünebilir; ama yalnızca birkaç araştırmacı birleştirilmiş problemlerden bahsetti. 1990 raporunda yer aldığı üzere çalıklıklı pervanelerin gelişiyile yük altında hatve değişim derecesi daha hafif bir problem haline geldi. Güç tahminindeki karmaşık belirsizlikle ilgili olarak hatve değişim miktarı küçüktür. Onun için hidroelastisitenin küçük etkileri model-gerçek ölçek ilişkisi içine konur.

Geriye gitme durumlarında pervaneler üzerindeki hidro elastik etkilerin tahmini ilerletildi ve ayrıca kompozit pervanelerin analizinde ilerlemeler kaydedildi. Kanat sapması ve birim uzaması ölçülmesinde yeni olmayan deneysel teknikler tanıtıldı.

Belirli bir biçimde hidro elastik probleminden bahsedilmemesine rağmen bazı araştırmacılar aşağıda özetlenen pervane problemlerine sonlu elemanlar analizi uygulamaları ve ilerlemeler sunuldu.

Brockett & Brockett (1994) düzenli hava basıncı yüklenen laboratuvar deneyleri ve 18. ITCC çalıklıklı pervane üzerindeki tekil yükün karşılaştırmalı hesaplamasını içeren birtakım deneysel bilgiler ile NASTRAN uygulamasının detaylı bir açıklaması sunuldu.

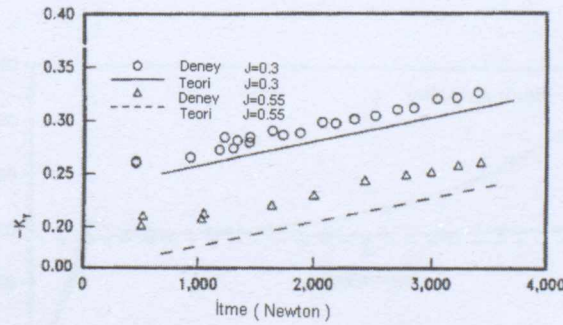
Jiang et al. (1991) geminin geriye gitmesinde ve crashback durumlarında pervaneler için bir hesaplama prosedürü sundu. 22. ITTC İtici Güç Kurulu kanat sapmasını hesaba katan etkileşimli hesaplamaların dışında bu işin bazı detaylarını inceledi. Bu kanat yükleme tahmininde PSF3' ü kullanarak SEA ve kaldırıcı yüzey hesaplamaları için geminin düzgün geriye gitme durumlarında NASTRAN' dan yararlanarak gerçekleştirildi. Kanat kesiti sürüklenme katsayısı 0.02' ye ayarlandı. Bir karşılaştırma kıça doğru harekette pervane 4383

bilgisi ile yapıldı. Pervane 4383 aşağıdaki şekilde gösterilen uçta doğrusal bir çalıklık dağılımlı, çalıklığı 72 derece olan beş kanatlı yüksek çalıklıklı bir pervanedir.

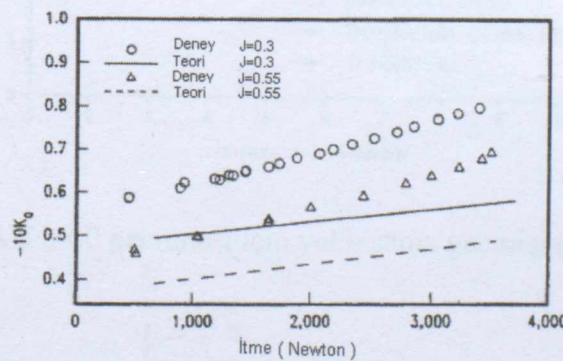


Şekil 6.1 Propeller 4383 ($D = 304.5$ mm) (Shirose, 2002)

Şekilde sonuçları verilen pervane gemi geriye giderken sabit J ve kavitasyon sayısında test edildi. Boyutlu yükün artmasıyla itme ve tork yavaşça yükseliyor. Yukarıda özetlenen prosedür aşağıda gösterildiği gibi itmenin yükselme oranını tahmin etti. Torktaki yükselme oranı tahmin edilemedi. Hesaplamalar sıfır kanat kalınlığında yapıldığı zaman itme ve tork eğilimi gözlemlendi. Jiang, keskin olmayan yuvarlatılmış takip kenardaki viskoz akış simülasyonunun daha iyi olduğunu (takip ve önder kenar geriye giderken terstir) ve sıfır kalınlıktaki hesaplama durumu takip kenardaki alış ayrılmasını simüle etmede daha iyi olduğunu ispat etti. Hesaplanan durumlar için hatve değişim miktarı sunulmadı.



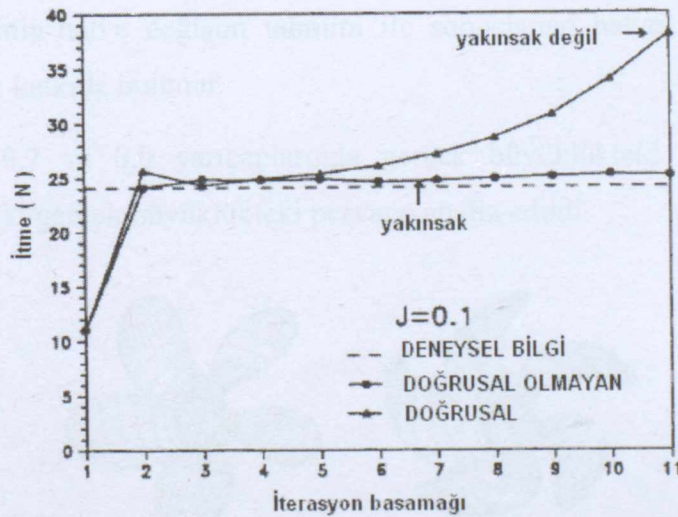
(a)



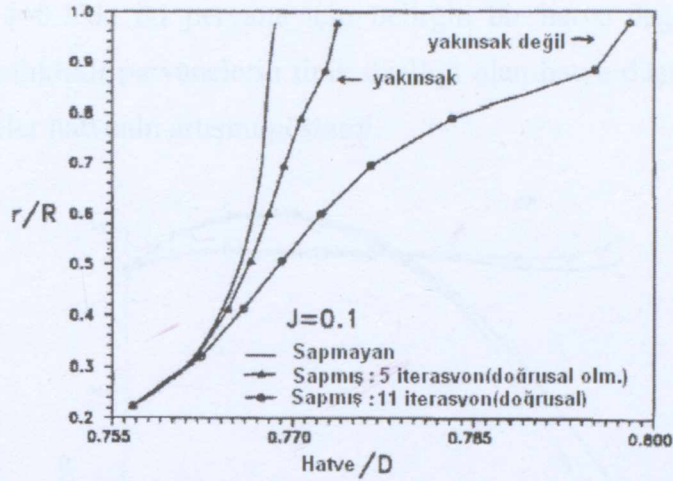
Şekil 6.2 Geriye gitmede kanat sapmasının itme ve torka etkisi (Jiang et al., 1991)

Yük ve eğilme hesaplamalarındaki hatalardan dolayı hidro-elastik etkileri içeren geri gitme yüklerinin tahmininde yanılma durumu muhtemeldir. Jiang, kanat hatve değişiminde en çok paya sahip olan P4383 için eksenel eğilme tahmininin zayıflığını gösterdi.

Lin & Lin (1996), çok düşük J 'ler için birbirine sakın olan çözümler üreten birleştirilmiş bir doğrusal olmayan hidro-elastik analiz sundu. Kerwin ve Lee'nin kaldırıcı yüzey metodu doğrudan kanadın 9 düğüm noktalı bir kabuk eleman SAE gösterimi ile birleştirildi. Kanat basıncını belirlemek için Bernoulli denklemini kullanarak hız alanı ve yapısal deformasyon eş zamanlı olarak çözüldü. Üç yapısal yakınsama ölçütü kanat yer değiştirmesi, dış kuvvetler ve dış iş; akışkan hesaplamasında iki ölçüt takip kenarındaki iz hızları ve her tekrarlama tekillik dayanımını kabul ederek bir Newton-Raphson prosedürü birleştirilmiş denklemi çözmede kullanıldı. Yüksek çalıklı bir pervanenin doğrusallaştırılmış biçimde çalışan metotla kıyaslanmasının örneği sunuldu. Akışkan tepkisi hesaplanıldığı zaman doğrusal yaklaşım yapının rijit kaldığını varsayar. Sonuçta oluşan basınç yapısal tepkiyi elde etmek için yapı üzerine zorla yüklenir. Bu işlem yakınsaklık elde edilinceye kadar tekrarlanır. Doğrusallaştırma durumu için doğrusal olmayan yakınsaklık ölçütü iç ve dış kuvvetler arasındaki denge haricinde karşılaştırılır. Örnek durum $J=0.1$ ' de doğrusallaştırma metodu için ıraksak sonuçlar ve birleştirilmiş doğrusal olmayan metot için yakınsak sonuçlar gösterildi. Aşağıdaki birinci şekil yakınsama geçmişini, diğer şekil ise örnek durum için hatve deformasyonunu gösterir.



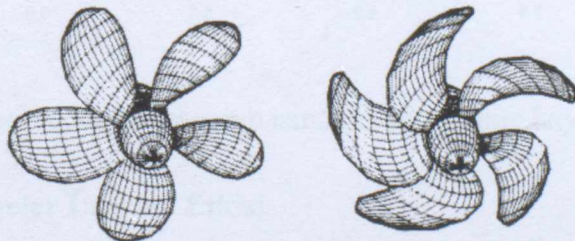
Şekil 6.3 MAU 3-60 pervanesi için yakınsama geçmişi (Shirose, 2002).



Şekil 6.4 MAU 3-60 pervanesi için hatvenin sapmasından oluşan netice (Shirose, 2002)

Georgiev & Ikehata (1998) bir kalın kabuk SAE ile birleştirilmiş bir panel metodunu içine alan hidro-elastik etkileri hesaplamak için bir prosedür sundu. Panel metodu kanat yüzeyinin çift kübik polinom gösterimini kapsar. Kalın kabuk SAE 16 düğüm noktalı kavisli izoparametrik altı yüzlü cismi içerir. Tipik hesaplamalar 320 elemandan yaranır. Hesaplanan gerilme birim uzamaların geçerliliği çalıklı DTMB 3005, 3064, 4381 pervaneleri ve çalıklı 4383 pervanesi üzerine düzenli hava basınç yükleme bilgisi gösterilmiştir. Gerilme tahminleri çalıklı pervane ile iyi uyumluluk sağlar; ama çalıklı pervanelerde tahminlerin üzerinde gerilmeler meydana gelir. Çalıklı durum için birim uzamalar eksenel yönde uyum sağlar; ancak dönme yönünde tahminlerin üzerindedir. Jiang et al. (1991) geliştirilmiş hatve değişim tahmini ile sonuçlanan hatve değişimlerine en çok eksenel birim uzama katkıda bulunur.

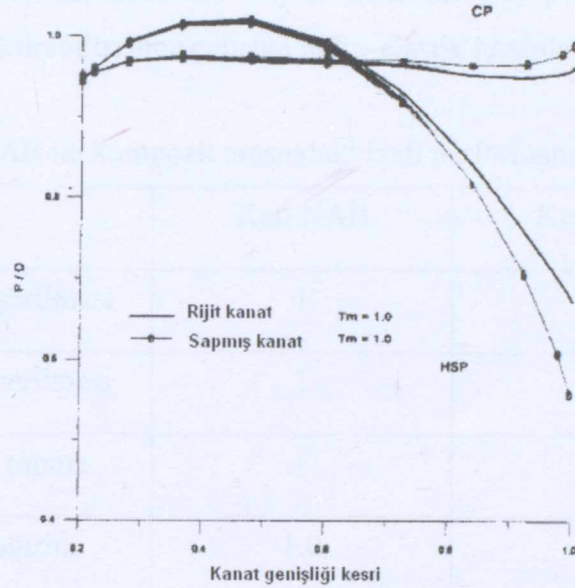
Aşağıdaki şekilde 0.7 ve 0.9 yarıçaplarında gerçek büyüklükteki gerilme ölçümlerinin karşılaştırılması ile iki gerçek büyüklükteki pervane analiz edildi.



Şekil 6.5 a) Konvansiyonel (CP), b) Yüksek çalıklıklı (CPP) tam ölçekli pervane (Shirose, 2002)

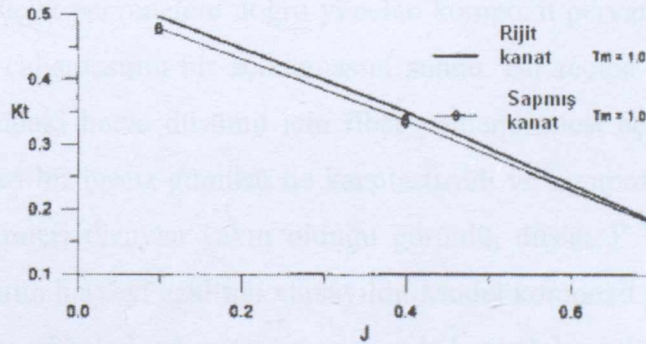
Tam ölçekli hidro-elastik hesaplamalar CP için dizayn $J=0.62$ de ve HSP pervaneler için dizayn $J=0.66$ değerlerinde gerçekleştirildi ve J' ye indirildi. Dizayn J' de önemsiz sapma

görüldü. Şekil 6.6, $J=0.1$ 'de iki pervane için belirgin bir hatve değişimini gösterir. HSP pervaneler, yüksek çalıklıklı pervanelerin tipik özelliği olan hatve düşümünü gösterirken; az çalıklıklı CP pervaneler hatvenin artışı gösterdi.



Şekil 6.6 $J=0.1$ ' de kanat sapmasından kaynaklanan hatve değişimi (Shirose, 2002)

Sapmadan dolayı yük değimi sonucunda ortaya çıkan durum açık pervane tahmini için aşağıda gösterildi. HSP pervanede küçük itme kayıpları görülürken dizayn J ' de yükleme etkisinin olmadığı görüldü.



Şekil 6.7 HSP pervanede kanat sapmasından oluşan itme kaybı (Shirose, 2002)

5.1 Kompozit Pervaneler Üzerine Etkisi

Lin (1991), köpük özlü kompozit pervaneyi bir kalın kabuk SEA ile sundu. Kompozit pervanenin yapısal performansı aynı şekildeki konvansiyonel bronz pervane ile karşılaştırıldı. Kompozit pervane üç eksenli E-camı (barosilikatlı cam) kabuk , örgülü E-camı kesme ağı, yapısal olmayan ürethan lider ve takip kenarlardan meydana gelir. Pervane yarıçapının %20' sinin harici metalik malzeme (Nikel-alüminyum bronz NAB) olarak belirtildi. SEA, uygun

malzeme özellikleri ve ara yüzey bağlayıcısının dikkatlice belirlenmesi ile 15, 20 düğüm noktalı kavisli katı elemanla gerçekleştirilir. İzafi performans aşağıdaki tabloda gösterildi. Kompozit kanat daha çok gerilmeye ve daha geniş sapmaya sahip; ancak katı bronz kanatın yarı ağırlığındadır. Kompozit kanattaki büyük sapmalar güç performansını kontrol etme üzerine düşünmeyi gerektirebilir; ama çalışma hidro-elastik hesaplamalar olmadan yapıldı.

Çizelge 6.1 NAB ile kompozit arasındaki izafi performans (Shirose, 2002)

	Katı NAB	Kompozit
Eğilme gerilmesi	1	1.65
Kesme gerilmesi	1	1.36
Maks. sapma	1	10
İzafi ağırlık	1.0	0.5

Strömberg (1991), kavitasyon ve gürültü performansını geliştirmek için yük altında deforme olan kompozit bir pervane geliştirdi. Kompozit pervane, Flexprop, 460 fren beygir gücü olan bir RSwN mayın tarama gemisinde kullanıldı ve şaft torkundaki dalgalanmaları azalttığı gösterildi. Kompozit üzerine birkaç detay sağlandı. Mümkündür ki bu uygulamalardaki dinamik etkilerin kavitasyon performansına etkisi önemli ya da baskın olabilir.

Searl et al. (1994), küçük pervanelere doğru yönelen kompozit pervanelerin gelişimiyle ilgili devam etmekte olan çalışmasının bir açıklamasını sundu. Bir reçine aktarım karışma işlemi tanımlandı. Yük altındaki hatve düşümü için fiber yönlendirmesi açıklandı. Dört kompozit pervanenin model testi bir bronz gümüşü ile karşılaştırıldı ve kompozit pervanelerin eşdeğer açık su pervane verimleri dizayna yakın olduğu görüldü, düşük J' deki verimi düzeldi ve burada kanat sapmasının hatveyi azalttığı varsayıldı. Model kompozit pervaneler bronz göbek ile yapılmıştır. Seyir tecrübeleri 0.5 m çaplı pervaneyle başarılı bir şekilde tamamlanmıştır.

Dai et al, (1995), düzenli olmayan iz alanında çalışan pervane kanadında uç kavitasyon performansını geliştirmek için ilginç bir kanat profil kesiti dizaynı sunmuştur. Kompozit bir pervane uzunluğunca ve kort hattı boyunca değişen katılık özelliklerde dizayn edildi. Öyle ki yük altında, kanat ucu uçtaki yüklemenin azalması için bükülür. Dizayn için kanat açıklığının korda oranı 2.55 olan üç boyutlu bir eliptik kanat profili seçildi. 8 derece giriş açısında hesaplanan kanat yükünden, kompozit profil deformasyonu kavitasyon etkisini görebilmek için yeterli deformasyona varılarak SAE' de hesaplanıldı.

Profil, S-cam/epoksi katların değişken oryantasyonları ile kalın bir dış kabuk ve yapısal olmayan bir merkez çekirdek ile bir sandviç konstrüksiyon olarak tanımlandı. Maalesef olmayan detaylar iç yapısal yerleşimde sağlandı.

5.2 Hidroelastik Etkileri Hesaplamak için Önerilen Prosedür

Bazı uygulamalar için pervane hidroelastik etkileri üzerine düşünmeyi gerektirir. Bunlar çok fazla yüklenmiş pervanelerin, dizayn dışında olan kritik durumlar, iskele babası çekme veya bırakma gibi ve kompozit veya plastik pervanelerinin uygulamalarıdır. Bu durumlar altında tavsiye edilen panel veya kaldırıcı yüzey metodları gibi uygulanabilir hidrodinamik değer araçlarıyla birleştirilmiş modern analiz kullanarak güç performansı üzerine hidroelastik etkiler analiz edilir. SEA kanada uygulanan yayılı yüklerin hesaplanmasıyla gerçekleştirilmelidir. Birkaç iterasyonla uygulanan yüklerden oluşan kanat geometrisinin tekrarlana ayarlaması genellikle yakınsaklığa ulaşacaktır.

Geminin ileri gitme durumlarında ağır bir şekilde yüklü pervaneler için basit bir kontrol yük altındaki pervane kanat hatve değişimlerini elde etmek için kullanılabilir veya daha detaylandırılmış SAE' e devam etmek için bir gösterge olarak kullanılabilir. Hatve açısındaki değişim $\Delta\phi$ aşığıdaki deneysel kuraldan sonlu elemanlar hesaplamalarının sonuçlarından MARIN'de (Hollanda Deniz Araştırmaları Enstitüsü) türetilerek elde edilmiştir.

$$\Delta\phi = 0.74 (\theta_{s,maks} - 13) T D^2 / (Z t^3 c) \quad (6.1)$$

$\Delta\phi$, hatve açısı düşüşü, derece
 T, pervane itmesi, kN
 D, pervane çapı, m
 Z, kanat sayısı
 t, 0.6R' de kanat kalınlığı, m
 c, 0.6R' de kanat kortu, m
 $\theta_{s,maks}$, maksimum çalıklik açısı, derece

5.3 Pervane İtmelerinin Hesaplanması ve Karşılaştırılması

Bütün yarıçaplardaki kanat kesit profillerinin maksimum kalınlıklarının olduğu yerlerde kesitin sırt ve yüzüne olan mesafeleri girilerek önce NAB malzeme ve sonra sabit kalınlıklı kompozit malzeme için datalar Upca programında girilerek pervane itmeleri hesaplandı.

$$y_{sırt_yeni} = y_{sehim} + \frac{t_{kompozit}}{2} \quad (6.2)$$

$$y_{yüz_yeni} = y_{sehim} - \frac{t_{kompozit}}{2} \quad (6.3)$$

6. NAB ve KOMPOZİT GEMİ PERVANE KANADININ ANALİZİ

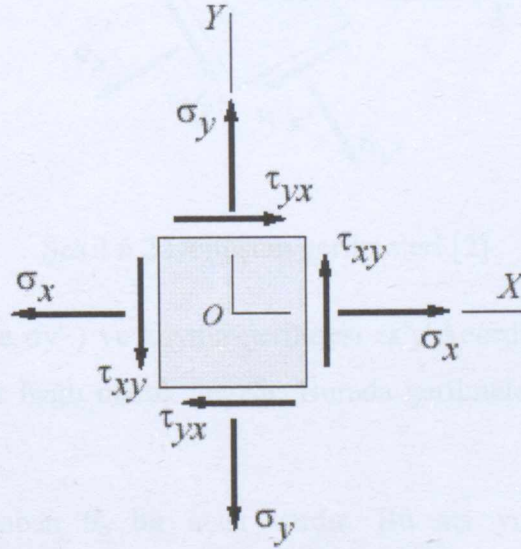
6.1 Hasar Kriteri

6.1.1 NAB için Mohr Dairesi

Asal yönler ve asal gerilmeler

Düzlem gerilmesi

Bir yapısal elemanın serbest yüzeyi üzeri veya ince bir levhadaki gerilmeleri kapsayan bir takım genel mühendislik problemi, dış ve iç basınç altında ince çeperli basınçlı kapların yüzeyleri, burulmaya maruz shaftların ve enine yük altında kirişlerin serbest yüzeylerinde bir asal gerilme diğer ikisinden çok daha küçüktür. Bu küçük asal gerilmeyi sıfır kabul ederek üç boyutlu gerilme durumu iki boyutluya indirgenebilir. Kalan iki asal gerilme bir düzlemde yer alır. Bu basitleştirilmiş 2D problemleri *düzlem gerilme* problemleri olarak adlandırılır. İhmal edilen asal gerilme z yönünde olduğunu kabul edelim. 3D gerilme matrisini 2D düzlem gerilme matrisine indirmek için z alt simgeli bütün bileşenleri kaldır.



Şekil 6.1 2D Düzlem gerilmeleri [2]

$$\begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} \\ \tau_{yx} & \sigma_y \end{bmatrix} \quad \text{Burada; statik denge için } \tau_{xy} = \tau_{yx}$$

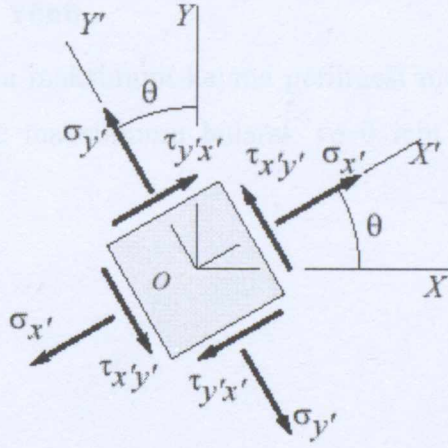
Koordinat Dönüşümleri

Bir yapıyı analiz etmek için seçilen koordinat yönleri genellikle yapının şekline dayandırılır. Sonuç olarak direkt ve kayma gerilme bileşenleri bu yönlerle ilgilidir.

x, y, z koordinatlarına göre gerilmelerin x', y', z' ne dönüşümü aşağıdaki denklemlerle gerçekleştirilir.

$$\begin{cases} \sigma_{x'} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\theta + \tau_{xy} \sin 2\theta \\ \sigma_{y'} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\theta - \tau_{xy} \sin 2\theta \\ \tau_{x'y'} = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\theta + \tau_{xy} \cos 2\theta \end{cases}$$

Burada θ , iki koordinat takımı arasındaki dönme açısıdır (saat yönünün tersi pozitifdir).



Şekil 6.2 Dönüşüm gerilmeleri [2]

Normal gerilmeler ($\sigma_{x'}$ ve $\sigma_{y'}$) ve kayma gerilmesi $\tau_{x'y'}$ koordinat değişim denklemlerine göre θ dönme açısına göre bağlı olarak değişir. Burada gerilmelerin özel değerler aldığı bir özel açı çifti var.

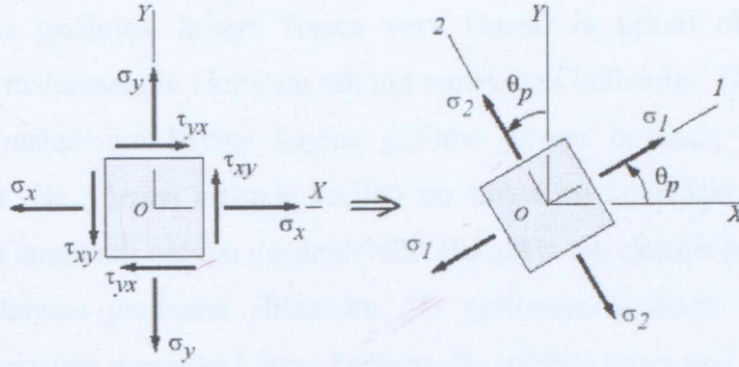
Öncelikle $\tau_{x'y'}$ yi sıfır yapan θ_p bir açısı vardır. Bu açı yukarıdaki kayma dönüşüm denkleminde $\tau_{x'y'}$ sıfıra eşitleyerek ve θ için çözerek bulundu.

$$\tan 2\theta_p = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y}$$

θ_p sadece normal gerilmelerin asal yönlerini tanımlar. Bu gerilmeler asal gerilmeler olarak adlandırılır ve x, y, z yönünde ifade edilen asıl gerilmelerden aşağıdaki denklem ile bulundu.

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Asal yönlerle dönüşüm aşağıdaki şekilde gösterilebilir:



Şekil 6.3 a) koordinat sisteminde verilen gerilmeler b) asal gerilmeler [2]

Maksimum Kayma Gerilmesi Yönü

Diğer önemli açı θ_s 'dir Burada maksimum kayma gerilmesi meydana gelir. Bu açı kayma gerilmesi dönüşüm formülünde maksimumu bularak ve θ için çözerek elde edilir. Sonuç aşağıdaki gibidir.

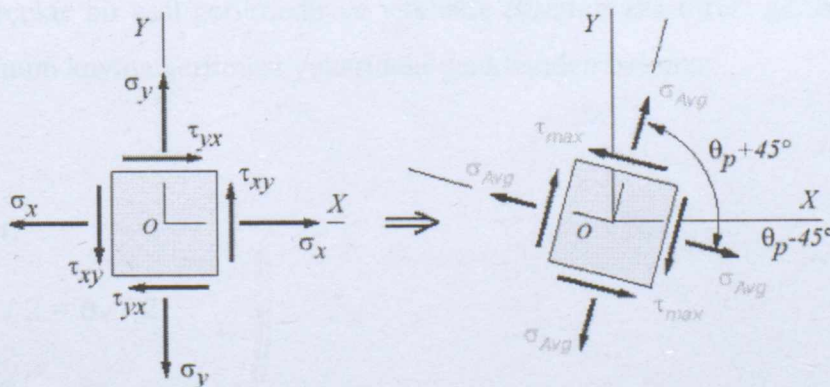
$$\tan 2\theta_s = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2\tau_{xy}}$$

$$\Rightarrow \theta_s = \theta_p \pm 45^\circ$$

Maksimum kayma gerilmesi iki asal gerilme arasındaki farkın yarısına eşittir.

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$$

Maksimum kayma gerilmesi yönüne dönüşüm aşağıdaki şekilde gösterilebilir.



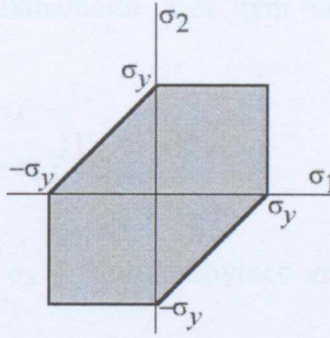
Şekil 6.4 a) koordinat sisteminde verilen gerilmeler b) maksimum kayma gerilmesi [2]

Maksimum Kayma Gerilmesi Kriteri

Maksimum kayma gerilmesi kriteri Tresca veya Guest' in kriteri olarak da bilinir ve çoğunlukla sünek malzemelerin akmasını tahmin etmek için kullanılır. Sünek malzemelerde akma genellikle maksimum kayma kayma gerilme yüzeyi boyunca kristal düzlemlerin kaymasıyla oluşur. Bu yüzden cisimde verilen bir nokta bu noktadaki maksimum kayma gerilmesi boyunca emniyetli olduğu düşünülebilir. Bu nokta tek eksenli çekme testinden elde edilen σ_y akma kayma gerilmesi altındadır. 2D gerilmeye gelirse, maksimum kayma gerilmesi iki asal gerilme arasındaki farka bağlıdır. Bu yüzden kriter asal gerilmelerin çekme gerilmesinden küçük olmasını gerektirir.

$$|\sigma_1| \leq \sigma_y, |\sigma_2| \leq \sigma_y, \text{ and } |\sigma_1 - \sigma_2| \leq \sigma_y$$

Grafiksel olarak, maksimum kayma gerilmesi kriteri iki asal gerilmenin aşağıda gösterilen yeşil bölgenin içinde olmasını gerektirir.



Şekil 6.5 Maksimum kayma gerilmesi kriteri grafiği [2]

Üç boyutlu durum için maksimum kayma gerilmesi aşağıdadır.

$$\tau_{max} = (\sigma_{max} - \sigma_{min}) / 2$$

Burada σ_{max} ve σ_{min} cebirsel maksimum ve minimum asal gerilmelerdir. Basit çekmedeki hasarda σ_y gerçekte bir asal gerilmedir ve yükleme eksenine dik direkt gerilme yoktur ve bu yüzden maksimum kayma gerilmesi yukarıdaki denklemden bulunur.

$$\tau_{max} = \sigma_y / 2$$

Böylece kriter;

$$(\sigma_{max} - \sigma_{min}) / 2 = \sigma_y / 2$$

$$\sigma_{max} - \sigma_{min} = \sigma_y$$

Farklı değerlerdeki asal gerilmeler için gerilme sistemlerinin incelersek:

1. varsayım: $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \sigma_Y$$

2. varsayım: $\sigma_1 > \sigma_2 > 0$ ve $\sigma_3 = 0$

$$\sigma_1 - 0 = \sigma_Y$$

$$\sigma_1 = \sigma_Y$$

3. varsayım: $\sigma_1 > 0, \sigma_2 < 0$ ve $\sigma_3 = 0$

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \sigma_Y$$

σ_2 basma gerilmesi ve cebirsel olarak σ_3 ' den daha küçüktür.

Von Mises Kriteri

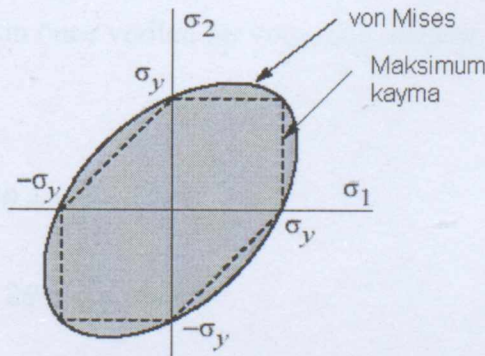
Von Mises kriteri (1913), maksimum distorsiyon enerji kriteri, sekiz yüzeyli kayma gerilme teorisi, Maxwell-Huber-Hencky-von Mises teorisi olarak da bilinir ve çoğunlukla sünek malzemelerde akmayı tahmin etmek için kullanılır. von Mises kriteri, tek eksenli çekme deneyinde distorsiyon enerjisi akma/hasar için aynı enerjiye ulaşırsa hasarın meydana geleceğini ifade eder.

$$\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \leq \sigma_Y^2$$

Düzlem gerilme durumları için $\sigma_3 = 0$ olur. Böylece von Mises kriteri indirgenenir.

$$\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 \leq \sigma_Y^2$$

Bu denklem aşağıdaki şekilde gösterilen bir asal gerilme elipsini simgeler.



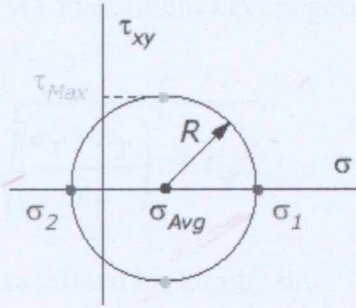
Şekil 6.6 von Mises asal gerilme elipsi ve maksimum kayma gerilmesi kriteri [2]

Yukarıdaki şekilde kesikli çizgi ile maksimum kayma gerilmesi kriteri de gösterilmektedir.

Bu teori von Mises kriterinden daha sadedir; çünkü von Mises elipsinin içinde yer alır.

Mohr çemberi

Otto Mohr tarafından 1882' de geliştirilen Mohr Çemberi bir grafik biçiminde asal gerilmeleri ve gerilme dönüştürmelerini gösterir.



Şekil 6.7 Mohr Çemberi tanımı [2]

İki asal gerilme kırmızı ile ve maksimum kayma gerilmesi turuncu ile gösterilir. Hatırlanırsa, normal gerilmeler gerilme elemanı asal yönlerde sıralandığı zaman asal gerilmelere eşit ve kayma gerilmesi asal yönlerden 45 derece uzağa döndürüldüğü zaman maksimum kayma gerilmesine eşittir.

Gerilme elemanı asal yönlerden (veya maksimum kayma) uzağa döndürüldüğü zaman normal ve kayma gerilme bileşenleri daima Mohr Çemberi' nde yer alır.

Mohr Çemberi' nin önemli özelliği normal ve kayma gerilmeleri arasındaki bağlantıyı görsel bir şekilde ifade etmesi ve elde tanınan hesap makinaları yaygınlaşmadan önce maksimum gerilmeleri tahmin etmek için kullanılmasıdır. Hatta bugün bile dünyanın her yerinde geniş bir şekilde mühendisler tarafından kullanılmaktadır.

Mohr Çemberi' nin Türetilmesi

Mohr Çemberi' ni oluşturmak için önce verilen bir konumda düzlem gerilmesi için gerilme dönüştürme formülleri aşağıdadır.

$$\begin{cases} \sigma_{x'} - \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\theta + \tau_{xy} \sin 2\theta \\ \tau_{x'y'} = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\theta + \tau_{xy} \cos 2\theta \end{cases}$$

Yukarıdaki iki denklemi birleştirmek için temel bir trigonometrik bağıntı kullanarak aşağıdaki bağıntı elde edilir.

$$\left(\sigma_{x'} - \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{x'y'}^2 = \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2$$

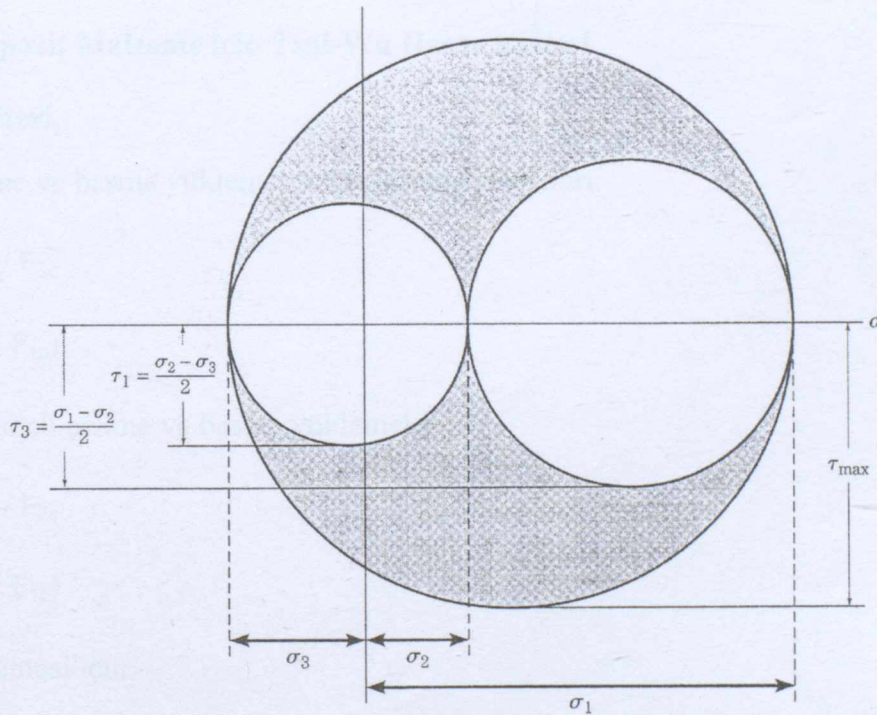
Bu bir çember denklemidir ve bir grafik üzerine çizilir. Burada apsis (yatay eksen) normal gerilme ve ordinat (dikey eksen) kayma gerilmesidir. Eğer σ_x and σ_y yi iki asal gerilme ve τ_{xy} yi maksimum kayma gerilmesi olarak yorumlarsak daha kolay görebiliriz. Sonra ortalama gerilmeyi σ_{avg} ve bir yarıçap R ' yi (maksimum kayma gerilmesine eşittir) belirleyebiliriz.

$$\sigma_{Avg} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \quad R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

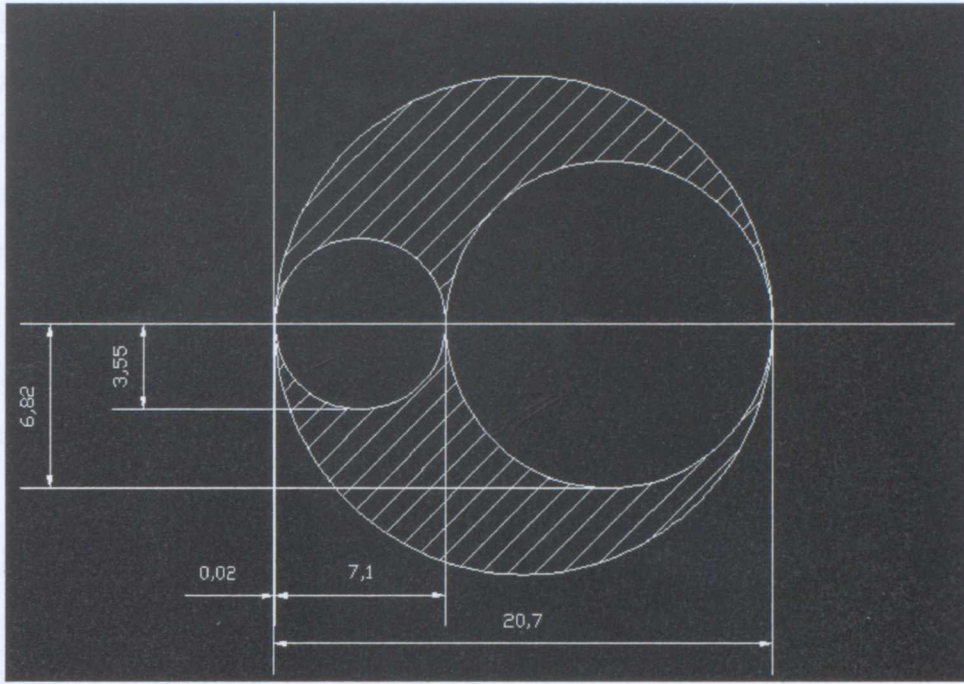
Yukarıdaki denklem şimdi daha iyi bilinen bir biçim alır.

$$(\sigma_{x'} - \sigma_{Avg})^2 + \tau_{x'y'}^2 = R^2$$

Çember ortalama gerilme değerinde merkezlenir ve maksimum kayma gerilmesine eşit olan bir R yarıçapına sahiptir (Şekil 6.8).



Şekil 6.8 3D Mohr çemberi



Şekil 6.9 NAB 45 derece kanat pozisyonu için Mohr Çemberi

6.1.2 Kompozit Malzeme için Tsai-Wu Hasar Kriteri

Tsai-Wu kriteri

Boyuna çekme ve basma yüklemeler için akma katsayıları:

$$f_1 = 1/F_{1t} - 1/F_{1c}$$

$$f_{11} = 1/(F_{1t} * F_{1c})$$

Enine tek eksenli çekme ve basma yüklemeler için:

$$f_2 = 1/F_{2t} - 1/F_{2c}$$

$$f_{11} = 1/(F_{1t} * F_{1c})$$

Kayma yüklemesi için:

$$f_{66} = F_6^2$$

Etkileşim katsayısı:

$$f_{12} = -0.5(f_{11} * f_{22})$$

Tsai-wu hasar kriteri kullanım olarak basit ve hesaba dayalı prosedürlere kolayca uyum sağlayabilir.

f_i ve f_{ij} katsayılarının tanımında basma gerilme değerleri pozitif değerler olarak tanımlandı. Katsayıların tanımından görülebileceği gibi Tsai-Wu kriteri çekme ve basmadaki davranış farkını hesaplar. İki normal gerilme arasındaki etkileşim bağımsız f_{12} katsayısıyla hesaplanır. f_{12} kalan mukavemet özelliklerinden bağımsız olarak ölçülmelidir. Deneysel bilginin kolaylıkla kullanılamamasından etkileşim katsayısının ölçümü için iki eksenli bir testte ihtiyaç vardır.

Tsai-Wu kriteri Tsai-Hill kriterinden daha üstündür; çünkü malzemenin çekme ve basmadaki farkları otomatik olarak hesaplanır.

Bir defa deneysel bilgiye uyan bir denklem belirlenir. Tsai-Wu kriteri dizayn için daha güvenli olacak şekilde tekrar yazılır. Bir referans yüküyle yapılan bir analiz gerçekleştirilerek elde edilen hasardaki σ_i^f , nominal gerilme ile mukavemet oranı ile çarpılarak $R \cdot \sigma_i$ değiştirilir. Bu durumda Tsai-Wu hasar kriteri aşağıdaki gibi olur.

$$(f_{11}\sigma_1^2 + f_{22}\sigma_2^2 + 2f_{12}\sigma_1\sigma_2 + f_{66}\sigma_6^2 + f_{55}\sigma_5^2 + f_{44}\sigma_4^2)R^2 + (f_1\sigma_1 + f_2\sigma_2)R - 1 = 0$$

$$aR^2 + 2bR - 1 = 0$$

$$a = f_{11}\sigma_1^2 + f_{22}\sigma_2^2 + 2f_{12}\sigma_1\sigma_2 + f_{66}\sigma_6^2 + f_{55}\sigma_5^2 + f_{44}\sigma_4^2$$

$$b = (f_1\sigma_1 + f_2\sigma_2)/2$$

$$R = (-b + \sqrt{b^2 + a})/a$$

Tsai-Wu kriteri deneysel bilginin kullanımına uygun olduğu görülüyor. Ayrıca mukavemet oranının tek bir değeri basit bir ikinci dereceden denklemle elde edilebilir ve çekme ve basmadaki davranış farkı için hesaplanabilir.

Fiber – Matris Hasar Kriteri

Tsai-Wu ve Tsai-Hill kriterlerinin bir eksikliği fiber hasarını matris hasarından açıkça ayırt edemeyişidir. Birbirini etkileyen farklı iki hasar mekanizması olduğu zaman (örneğin boyuna hasar F_{1t} ve enine hasar F_{2t}) ikinci dereceden denklem kriteri bir hasardan diğerini yapay olarak yumuşak bir geçişe zorlar. Örneğin karbon/epoksinin boyuna çekme dayanımı F_{1t} , enine çekme dayanımıyla F_{2t} karşılaştırıldığında çok yüksektir. Bu nedenle fiber yönünde yüklenmiş tek eksenli bir kompozitin hasarlanmasını önemsiz enine gerilmelerin etkilemesi mümkün değildir.

İkinci dereceden denklem kriterinin bir diğer problemi gerilmelerin yerleri için hasar tahmini tamamen alakasız hasar modlarının mukavemet bilgilerine dayandırılır. Çünkü bu kriter hasarı bütün mukavemet değerlerini içeren bir denklemle ifade eder.

Fiber hasarı

$$(f_{11}\sigma_1^2) R^2 + (f_1\sigma_1) R - 1 = 0$$

Matris hasarı

$$(f_{22}\sigma_2^2 + f_{66}\sigma_6^2 + f_{55}\sigma_5^2 + f_{44}\sigma_4^2) R^2 + (f_2\sigma_2) R - 1 = 0$$

Grafit Epoksi 45/-45 oryantasyonundan oluşan pervane kanadı için Tsai-Wu hasar kriteri:

f1	-3.389E-04
f11	3.458E-06
f2	2.382E-02
f22	3.467E-04
f66	4.148E-04
f12	-1.731E-05

F1t	5.890E+08	589
F1c	4.910E+08	491
F2t	2.940E+07	29.4
F2c	9.810E+07	98.1
F6	4.910E+07	49.1

Sigma1	9.230E+07	92.304
Sigma2	6.054E+06	6.054
SXY	5.43E+07	54.304
Sigma3	1.357E+04	0.013573
ζ12		

SX	8.31E+07	83.112
SY	3.30E+07	32.964
SZ	2.57E+07	25.741
SXY	5.43E+07	54.304

a	1.2460
b	0.0565

R	0.8517
----------	---------------

Kevlar Epoksi 45/-45 oryantasyonundan oluşan pervane kanadı için Tsai-Wu hasar kriteri:

f1	-2.204E-03	
f11	2.332E-06	
f2	2.700E-02	
f22	2.110E-04	
f66	4.165E-04	
f12	-1.109E-05	
F1t	1.280E+09	1280
F1c	3.350E+08	335
F2t	3.000E+07	30
F2c	1.580E+08	158
F6	4.900E+07	49
Sigma1	8.726E+07	87.256
Sigma2	7.877E+06	7.8766
SXY	5.06E+07	50.596
Sigma3	2.687E+04	0.026872
ζ12		
SX	7.90E+07	78.981
SY	3.25E+07	32.549
SZ	2.51E+07	25.073
SXY	5.06E+07	50.596
a	1.0818	
b	0.0102	
R	0.9521	

6.2 Tabakaların İstifleme Sırası

Dengeli ve dengelenmemiş istifleme sıraları [...-θ/ θ/90/0]_s ve [...-θ₂/90/0]_s düşünüldü. S orta yüzeye göre simetriyi ifade eder (örneğin sehim hattı). İlk istif tabakası 0° sehim hattında yer alır. Tabaka sayısı orta yüzeyden pervane kanadının alt ve üst yüzeylerine belirlenir. Farklı yerler kalınlık değişiminden dolayı farklı tabaka sayılarına sahiptir. Örneğin,

[...-θ₂/90/0]_s istifleme sırası 0°, 90°, θ, θ, 0°, 90°, θ, θ...sırasıyla sehim yüzeyinden başlayıp emme ve basma kenarlarına devam eder. Fiber kökten önder kenara pozitifdir.

Simetrik ve dengelenmemiş istifleme sırası [...±θ₂/90/0]_s

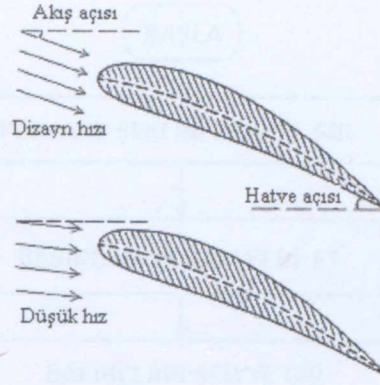
Simetrik dengeli ve dengelenmemiş istifleme sırası analiz edildi. İstifleme sıraları basma tarafından emme tarafına doğrudur. Farklı elemanlar eleman konumundaki kalınlığa bağlı olarak farklı sayıda bir tabakaya sahiptir.

7. KOMPOZİT PERVANE KANAT OPTİMİZASYONU

Klasik pervaneler yüksek sertlikteki metal malzemeden yapılır. Onlar çok az deforme olur ve genellikle sabit bir hızda çalışma üzerine tasarlanır, diğer hızlardaki çalışmalarda verim düşüşü görülür. Bu araştırma (Ya-Jung Lee ve Ching-Chieh Lin, 2004) daha geniş bir hız aralığında çalışan kompozit bir pervaneyi tasarlar. Pervane deformasyonu metalden yapılandan daha verimli pervaneler üretmek için fiberlerin yönlendirilmesiyle belirlenir. Önce deformasyon, akışkan basıncı ve pervane performansını belirlemek için yapısal ve akışkan dinamik hesaplamaları yapılır. Sonra bir genetik algoritma optimize edilerek pervanenin en iyi istifleme sırasını belirlemek için kullanılır. Bununla birlikte eğer optimum istifleme sırası metal bir pervaneyi daha üstün yapmazsa o zaman bu problemi çözmek için ön deforme edilmiş bir tasarım kullanılır. En küçük hatve istifleme sırası önce bir genetik algoritma kullanılarak elde edilir. Sonra pervane ön deforme olmuş bir pervaneyi biçimlendirmek için karşı yöne yer değiştirilir. Sonunda ön deforme olmuş pervane optimizasyon taleplerini karşılar ve klasik metal pervaneyi daha iyi yapar.

Kompozit malzeme yoğun olarak uçaklar, gemiler, otomobiller ve çeşitli endüstrilerde yüksek özgül mukavemeti, korozyon direnci ve elektrik iletkenliğinden dolayı kullanılmaktadır. Eğilme ve burulma çifti kompozit malzeme için de tektir. Fiber yönlerinin düzenlenmesi bir eğilme momenti altında kanadın burulmasına, itme, tork ve pervane veriminin değişmesi olanak tanır. Pervanenin eğilme-burulma çifti etkisinin uygulaması incelendi. Aerodinamik bir yük altındaki pervane ve hidrodinamik bir yük altındaki gemi pervanesi tartışıldı. Eğilme-burulma çifti çoğu zaman pervanelerin itme, tork ve verimini olumsuz bir şekilde etkiler. Ayrıca geliştirilen bir istifleme sırası pervane verimini bulmayı zorlaştırır. Araştırma hidrodinamik yük altındaki pervaneyi inceler ve bir genetik algoritma kullanarak en uygun istifleme sırasını belirler.

Dizayn edilen verim ve ilerleme katsayısı daima verim eğrisinin tepe noktasından hemen öncedir. J , eksenel hızın dönme hızına oranını gösterir. Sabit bir dönme hızı n için J eksenel hızdaki değişimi gösterir. Bir pervane dizayn edildiği eksenel hızda çalıştığı zaman, akışkan içeriye akış açısı hatve açısına yakındır. Akış açısı eksenel hızın azalmasıyla daha küçük olur. Bu nedenle eksenel hızın düşmesiyle kanat üzerindeki basınç artar. Farklı eksenel hızlarda basınçtaki değişim çeşitli J 'deki deformasyonun kontrol edilmesine müsaade eder.



Şekil 8.1 Farklı hızlarda akış açıları (Lee ve Lin, 2004)

İlerleme katsayısı, $J = V_a / (n \cdot D)$

Tork katsayısı, $K_Q = Q / (\rho \cdot n^2 \cdot D^5)$

İtme katsayısı, $K_T = T / (\rho \cdot n^2 \cdot D^4)$

D, çap

N, dönme hızı

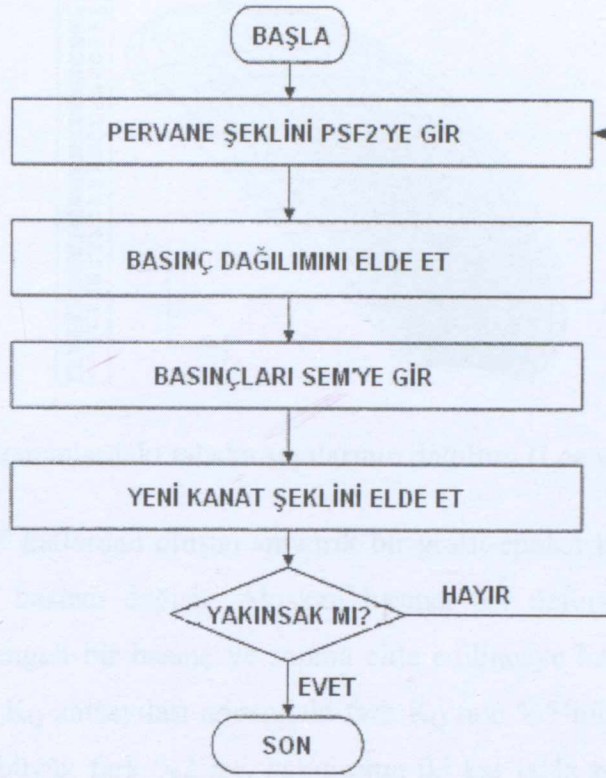
T, pervane itmesi

Q, pervane torku

V_a , eksenel hız

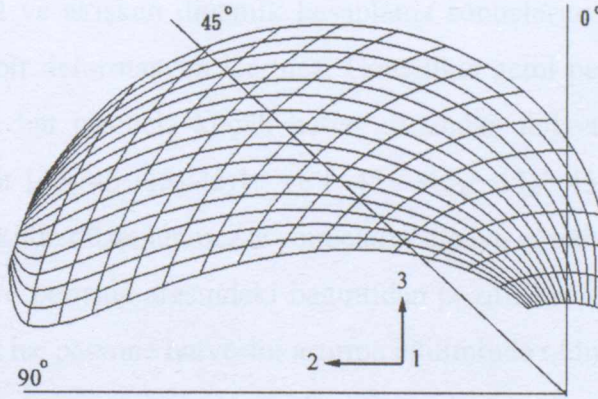
P, akışkan yoğunluğu

İtme, tork, verim ve basınç dağılımı Massachusetts Teknoloji Enstitüsü tarafından geliştirilen PSF2 programı kullanılarak belirlenir (D. S. Greeley ve J. E. Kerwin, 1982). Sürekli ve sürekli olmayan akış problemlerinin çözümünde pratik bir araç olarak kullanılan bu program gemi pervaneleri için sayısal kaldırıcı yüzey teorisini uyguladı. Prosedür kanatları kanatların tam sehim yüzeyine yerleştirilmiş elemanlarla ayrık girdap-kaynak hatları olarak gösterir. Böylece çalıklık, eğiklik ve hatvedeki radyal değişimin geometrik karmaşıklığına yer verilir. Jiang PSF2'yi ve sonlu elemanlar yazılımı NASTRAN'ı bir pervanenin sapma ve basınç dağılımı arasındaki etkileşimi incelemek için kullandı. PSF2 kompozit gemi pervanelerinin hidroelastik davranışını analiz etmek için de kullanılır.



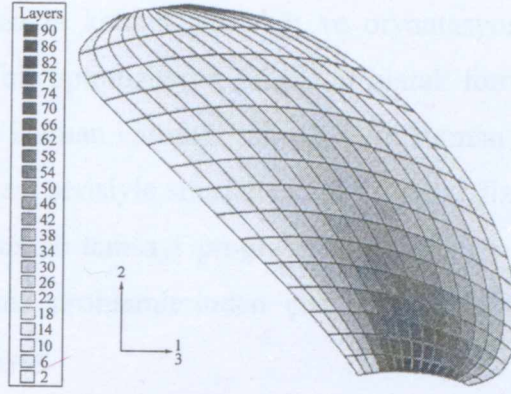
Şekil 8.2 Çözüm prosedürü

Aşağıdaki şekil sonlu elemanlar modelini ve fiber oryantasyonunu gösterir.



Şekil 8.3 Sonlu elemanlar modeli (Lee ve Lin, 2004)

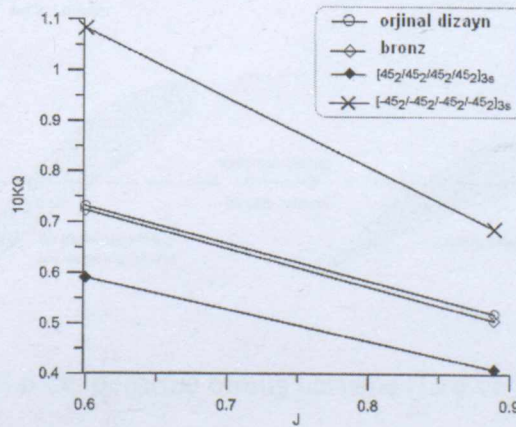
8 düğümlü kabuk eleman kullanıldı. pervane kökü gerçek bir pervanenin sınır şartlarına benzeştirmek için sabitleştirilir. Kanat kökte daha kalın ve uçta daha incedir. Her elemanın istifleme tabaka sayısı farklıdır.



Şekil 8.4 Elemanlardaki tabaka sayılarının dağılımı (Lee ve Lin, 2004)

Pervane 0° , $\pm 45^\circ$ ve 90° katlardan oluşan simetrik bir grafit-epoksi laminattan yapılır. Kanat saptığı zaman akışkan basıncı değişir. Akışkan basıncı her deformasyondan sonra tekrar hesaplanır. Prosedür dengeli bir basınç ve sapma elde edilinceye kadar tekrarlanır. Eğer iki iterasyonun her birinin K_Q katsayıları arasındaki fark K_Q 'nun %5'inin altındaysa yakınsaklık oluşmuş denebilir. En büyük fark %2 ise, yakınsama iki kat fazla zaman alır. %5 yeterince küçük bir farktır. Yakınsaklık için çok fazla zaman gerektirmez. Verilen bu kriter çoğu zaman dört iterasyonda yakınsar ve hesaplama yaklaşık beş dakika alır. Nihai sonuçlar en küçük fark %1 kullanılarak tekrar incelenecek.

Aşağıdaki şekil yapısal ve akışkan dinamik hesaplama sonuçlarını gösterir. Orijinal dizayn hattı kanatta herhangi bir deformasyon içermez. Genellikle gemi pervanesi olarak kullanılan bronz bir pervane için hat basınçla küçük hatve artışından dolayı orijinal dizayn hattının aşağısıdır. Diğer iki hat $[45_2/45_2/45_2/45_2]_{3s}$ ve $[-45_2/-45_2/-45_2/-45_2]_{3s}$ sonuçlarıdır ki eğer kat açıları uygun bir şekilde düzenlenmezse sonuçların dizayn eğrisinden uzakta olabileceğini gösterir. Oryantasyon ve pervane arasındaki bağıntıdan pozitif kat açılarının hatveyi azaltma ve negatif kat açılarının ise pervane hatvesini artırma eğiliminde olduğunu buluruz.



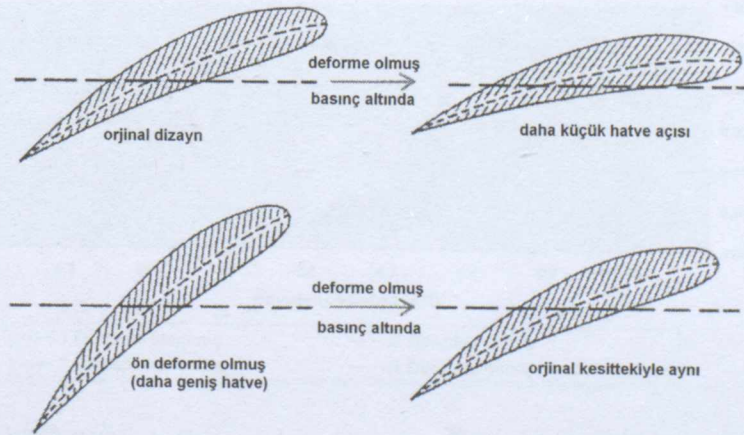
Şekil 8.5 Hesaplama sonuçları (Lee ve Lin, 2004)

Kompozit laminatların dizaynı katman kalınlığı ve oryantasyon açılarını dizayn değişkeni olarak kullanarak sürekli bir optimizasyon problemi olarak formüle edilir. Bununla birlikte çok pratik problemler için katman kalınlığı sabitlenir ve katman oryantasyon açıları 0, 90 ve ± 45 derece gibi küçük bir açı serisiyle sınırlandırılır. Laminat dizaynı artık bir istifleme sırası optimizasyon problemi olur ve tamsayı programlama problemi gibi formüle edilebilir. Son yıllar tamsayı programlama problemlerinden çok genetik algoritma uygulamalarına olan ilginin büyüdüğünü gösteriyor.

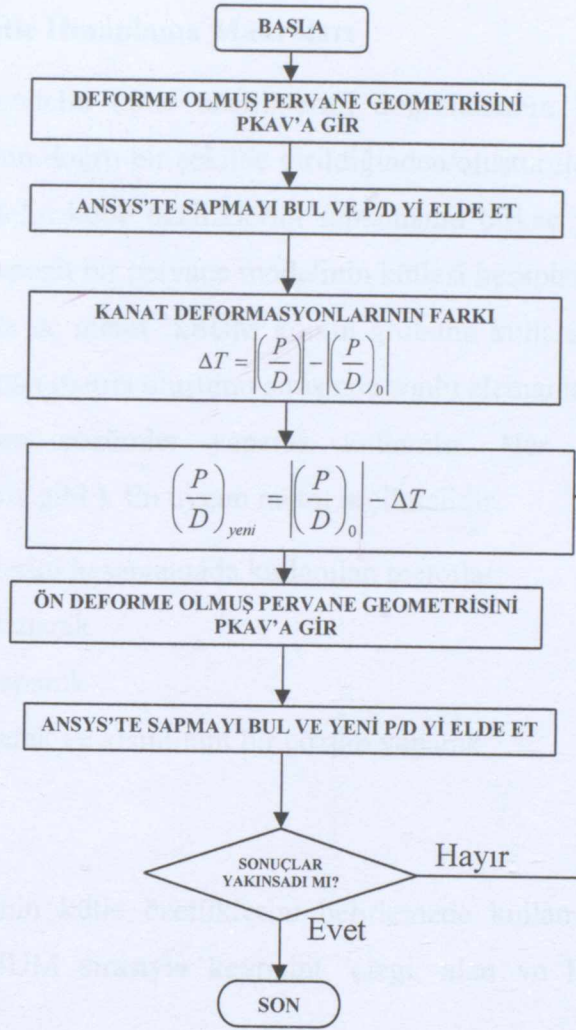
Tabakalı kompozit yapının optimizasyonu çok ayrıık dizayn değişkenleri olan bir problemdir. Her katmanın oryantasyon açısı ayrıık bir değişkendir ve bu çalışmada 12 dizayn değişkeni düşünüldü. Bu yüzden optimizasyon aracı olarak genetik algoritma seçildi.

Ön Deforme Olmuş Pervane Optimizasyonu

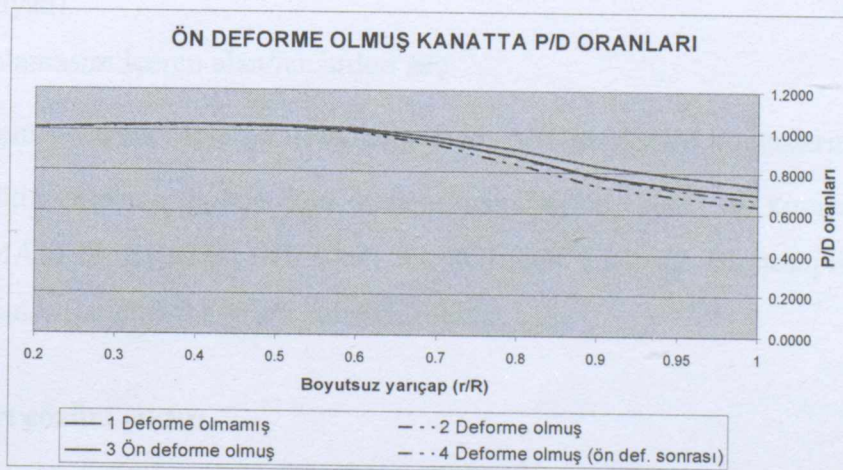
Ön deformasyon tasarımı genellikle kanatlar gibi yüksek sapmalı yapılar için kullanılır. Klasik gemi pervaneleri metalden yapılır ve sapma çok küçük olduğundan ön deformasyon tasarımına gerek yoktur. Kompozit pervanelerin sapması ise daha fazladır ve .bir ön deformasyon tasarımı optimizasyon problemini çözmeye yardım edebilir. Bir ön deformasyon tasarımı bir kanadın basınç altında olmadan önce onun deformasyonuna karşı bir yönde yer değiştirmesini gerektirir. Pervane dizayn hızında basınç altında çalıştığı zaman orijinal dizayn geometrisine, dizayn değerlerindeki tork, itme ve verime geri döner. Şekil 8.6 ön deforme olmuş pervane örneğini gösterir. Burada en üst sol kesit orijinal dizayn geometrisidir. Pervane basınç altında çalışırsa hatve düşer. Karşı bir yer değiştirme şekil 8.6'de alt sol kesitte olduğu gibi hatveyi yükseltir. Ön deforme olmuş pervane basınç altında çalışırsa onun şekli orijinal dizayn geometrisi gibi olur.



Şekil 8.6 Ön deforme olmuş pervane (Lee ve Lin, 2004)



Şekil 8.7 Akış şeması



Şekil 8.8 Ön deforme olmuş kanatta P/D oranları [45/-45/0/90]

Şekil 8.9'dan görüldüğü gibi pervane hatvesindeki azalma ön deformasyon tasarımı ile önlenmiştir. Yine kanat sapmasının daha çok kanat ucunda olduğu da görülmektedir.

8. ANSYS'TE AĞIRLIK HESAPLAMASI

Ansyz Programında Kütle Hesaplama Makroları

Bir analiz esnasında, modelin kütle özelliklerini doğrulamanın basit bir yolu malzeme özellikleri ve geometrisinin doğru bir şekilde girildiğinden/oluşturulduğundan emin olmaktır. Burada bir ANSYS modelin kütle özelliklerini saptamanın birkaç yolu anlatılacaktır ve bu yöntemlerle NAB ve kompozit bir pervane modelinin kütlesi hesaplatılacaktır. Kütle  zellik bilgilerinin saptanmasında     metot xSUM komut grubunu kullanarak katı modelden bilgi elde etmek için veya eleman matris oluşumu sırasında sonlu elemanlar mesh' inden bu bilgiyi saptamak için kısmi/tam    mler yaparak kullanılır. Her metodun içinde farklı sınırlandırmalar vardır (hız gibi). En uygun metot seçilmelidir.

Bir modelin kütle özelliklerini hesaplamada kullanılan metotlar:

1. xSUM komutlarını kullanarak
2. Kısmi/tam bir    m yaparak
3. IRLF komutunu kullanarak ve kısmi/tam bir    m yaparak

8.1 xSUM komutları

Katı model geometrisinin kütle özelliklerini belirlemede kullanılan komutlar: KSUM, LSUM, ASUM ve VSUM sırasıyla keypoint, çizgi, alan ve hacim hesaplamalarında kullanılır.

1. Alanlar ve hacimlere eleman özelliklerini belirle (yoğunluğu ve kabuk elemanlar için kalınlığı kapsayan).
2. Kütle hesaplamasını içeren alan/hacimleri seç.
3. Seçilenler için kütle özelliklerini hesaplamak için ASUM/VSUM komutlarını kullan.

Bu komut bütün eleman tipleri için kullanılmaz. Kütle, kiriş ve kompozit kabuk/katı elemanları (MASS21, BEAMx, SHELL91/99, SOLID46) kapsar. Bu hesaplamaları yapmak için iki metottan birinden daha sonra bahsedilecektir.

8.2 Standart    m  ıktısı

Eğer gerçek bir    m gerçekleştirilmek istenmez; ancak sadece kütle özelliklerini hesaplamak istenirse aşağıdaki makro kullanılabilir.

```
/solu
```

```
/output,mass_output.txt
```


psolve,elform

/output

finish

Yukarıdaki makrodaki PSOLVE komutu sadece eleman matrisi oluşturmak için, kısmi bir çözüm (tam bir çözüm yerine) gerçekleştirmek için kullanılır. bu hesaplama kütle özetleri elde edilebilir. Bu bilgiye ulaşmak için gerçek çözümü gerçekleştirmekten daha ucuz bir yoldur.

NAB malzemeden yapılmış bir pervane kanat modelinin çıktısı Ek 2'dedir..

8.3 Atalet dengeleme çözümü

Yukarıdaki bölüme ki metoda benzer, kütle ve atalet moment hesaplamasında daha kesin olan bu metot biçimlendirilen eleman matrisleri olarak çözüm içinde gerçekleştirilebilir. Bu metot IRLF,-1 komutunu kullanır. IRLF komutu genellikle atalet dengeleme için kullanılıyorken bu komut standart çözüm metodundan daha kesin kütle özelliği elde etmek için kullanılır.

Modeli çözmeden önce (veya kısmi bir çözüm gerçekleştirmeden önce) IRLF,-1 komutu kullanılmalıdır. Bu ANSYS' e hesaplarda doğrudan kütle matrislerini kullanmasını söyler. Bu, farklı yönlerdeki kütle etkilerini ve döngüsel atalet terimlerini kapsar (aşağıdaki çözümde kütle için x, y ve z yönleri için hesaplandığı görülebilir). Bu hesaplama gerçek bir çözümde bağımsız olarak yapılmak istenirse aşağıdaki makro kullanılabilir.

/solu

outpr,basic,all

irlf,-1

/output,mass_output,txt

psolve,elform

psolve,elprep

/output

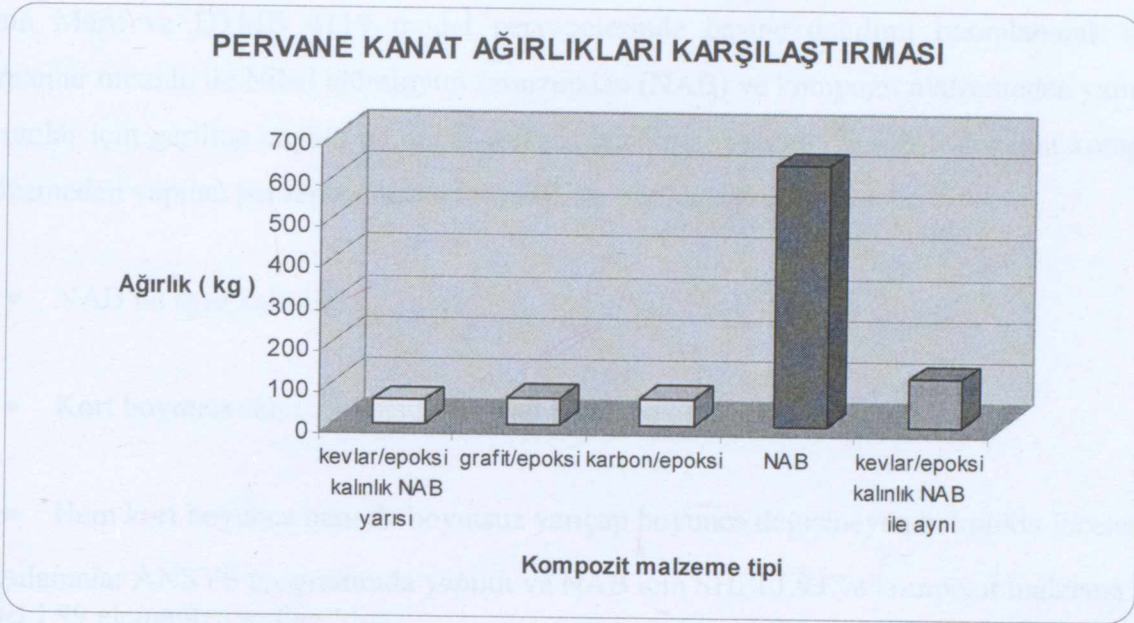
finish

IRLF komutu ANSYS'e gerçek atalet dengeleme hesaplamalarını gerçekleştirmeyip sadece kesin kütle ve atalet momenti hesaplamalarını yapmasını söyler.

OUTPR,BASIC,ALL komutu toplam yük özetini üretir.

[...-45/.45/90/0] oryantasyonundaki kevlar/epoksi kompozitinden yapılan gemi pervane kanadının kütle ve atalet momentinin ANSYS'te hesaplanması sonucu Ek 4'tedir. Kanat kalınlığı NAB yarısıdır.

Kanat kalınlığı NAB ile aynı olduğuunda Ek 5'teki değerler hesaplanır.



şekil 8.1 Pervane kanat ağırlıklarına malzemeye bağlı olarak değişimi

9. UYGULAMA

Seiun Maru ve DTMB 4119 model pervanelerinde basınç dağılımı hesaplanarak sonlu elemanlar metodu ile Nikel alüminyum bronzundan (NAB) ve kompozit malzemeden yapılmış durumlar için gerilme analizi ve doğal frekans analizleri yapıldı.. Seiun Maru için kompozit malzemeden yapılan pervanede kanat kalınlığı üç şekilde düzenlendi.

- NAB ile aynı kalınlıkta,
- Kort boyunca sabit, boyutsuz yarıçap boyunca değişen kalınlıkta,
- Hem kort boyunca hem de boyutsuz yarıçap boyunca değişmeyen kalınlıkta incelendi.

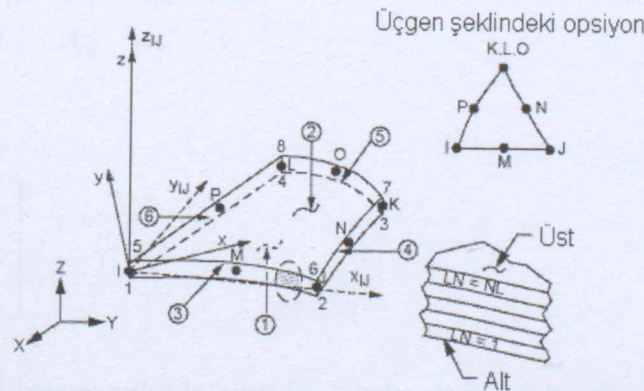
Uygulamalar ANSYS programında yapıldı ve NAB için SHELL93 ve kompozit malzeme için SHELL99 elemanları kullanıldı.

SHELL99 – Doğrusal Tabakalı Yapısal Kabuk

Eleman tanımı

SHELL99 yapısal bir kabuk modelin tabakalı uygulamaları için kullanılabilir. SHELL99, SHELL91'in bazı doğrusal olmayan özelliklerine sahip değil; ancak daha kısa bir eleman formülleştirme zamanına sahiptir. SHELL99 250 tabakaya kadar izin verir. 250 tabakadan daha fazlası istenirse bir kullanıcı girdi kurucu matrisi kullanılabilir.

Eleman, her düğüm noktasında düğüm noktasal x, y ve z yönlerinde ötelemeler ve düğüm noktasal x, y ve z eksenlerinde dönmeler olmak üzere altı serbestlik derecesine sahiptir.



Şekil 9.1 SHELL99 eleman geometrisi (Ansys yardım menüsü)

x_{IJ} = ESYS kullanılmadığında elemanın x eksen

x = ESYS kullanıldığında elemanın x eksen

LN = Tabaka sayısı

NL = Toplam tabaka sayısı

SHELL99 Giriş Verileri

Bu eleman için geometri, düğüm noktası yerleri ve koordinat sistemi Şekil x.1'de gösterilmiştir. Eleman sekiz düğüm noktası, ortalama veya köşe tabaka kalınlıkları, tabaka malzeme yön açıları ve ortotropik malzeme özellikleriyle tanımlanır. Orta kenar düğüm noktaları bu elemandan kaldırılmayabilir.

Elastik kurma katılığı (elastic foundation stiffness – EFS) faundeyşının bir birim normal sapmasını üretmek için gereken basınç olarak tanımlanır. Elastik faundeyşın kapasitesi eğer EFS daha küçük veya eşitse atlanır. ADMSUA birim alan için eklenmiş kütledir.

Girdi KEYOPT(2)'ye bağlı olarak matris formda ya da tabaka formda olabilir. Eğer matris formda matrisler ansys programı dışında hesaplanmalıdır. Kısaca kalınlık boyunca birim uzamanın doğrusal bir değişimi için matrisleri tanımlayan kuvvet-birim uzama ve moment-eğrilik bağlantısı şöyle ifade edilebilir.

$$\begin{Bmatrix} N \\ M \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ B & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon \\ \kappa \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} MT \\ BT \end{Bmatrix}$$

Alt matris [A] gerçek sabitlerden oluşan girdidir.

$$[A]_{6 \times 6} = \begin{bmatrix} A_1 & A_2 & A_3 & A_4 & A_5 & A_6 \\ A_2 & A_7 & A_8 & A_9 & A_{10} & A_{11} \\ A_3 & A_8 & A_{12} & A_{13} & A_{14} & A_{15} \\ A_4 & A_9 & A_{13} & A_{16} & A_{17} & A_{18} \\ A_5 & A_{10} & A_{14} & A_{17} & A_{19} & A_{20} \\ A_6 & A_{11} & A_{15} & A_{18} & A_{20} & A_{21} \end{bmatrix}$$

veya

$$[A]_{3 \times 3} = \begin{bmatrix} A_1 & A_2 & A_3 \\ A_2 & A_4 & A_5 \\ A_3 & A_5 & A_6 \end{bmatrix}$$

Alt matris [B] ve [D] benzer şekilde girdidir. Bütün alt matrisler simetriktir. {MT} ve {BT} ısı etkiler içindir. Gerçek sabitler hem de eleman ortamla yoğunluğunu (AVDENS) ve eleman ortalama kalınlığını (THICK) kapsar. Düz elemanların KEYOPT(2)=2 veya 4 için eğri elemanlardan daha iyi sonuçlar verdiği görüldüğünden orta kenar düğüm noktaları geometrik hesaplamalar için düğüm noktaları arasındaki köşe düğüm noktaları orta yoluna bağlanan düz bir hattın üzerinde olması durumu için tekrar tanımlanır. Eğer KEYOPT(2)=3

ise ikinci dereceden etkiler hem de $[E]$, $[F]$ ve $\{Q, T\}$ matrislerini kapsar ve orta noktalar tekrar tanımlanmaz. Eğer KEYOPT(2)=4 ise enine kayma terimleri, örneğin $A_6 * \text{TRSHEAR}$, TRSHEAR burada girdidir ve varsayılan değeri 1000.0'dır. "Shell99 Kabuller Ve Sınırlamalar" ve matris girdisinin kullanımında bir sınırlama sağlar. Matris girdisinde gerilmeler, ısı birim uzamalar veya hasar kriteri kullanılmaz.

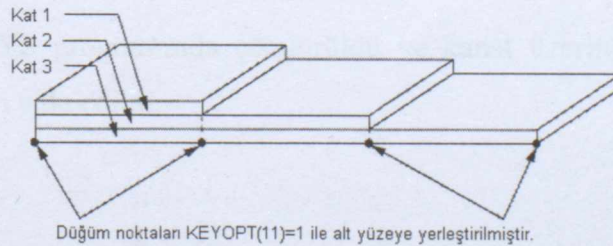
Matris olmayan girdi için; her tabaka için yerel koordinat sistemi şekil 99.2'de gösterildiği gibi tanımlanır. Tabaka sayısı (LN) 1-250 arasında olabilir. x-ekseni eleman x ekseninden eleman y eksenine doğru bir teta açısı kadar döndürülmesidir.

Toplam tabaka sayısı (NL) belirlenmelidir. Bütün tabaka özellikleri girilmelidir (LSYM=0). Eğer tabakaların özellikleri elemanın orta kalınlığında simetrikse (LSYM=1), sadece tabakaların orta tabakaya kadar ve orta tabakayı kapsayan özelliklerinin yarısı girilmelidir. Bütün tabakalar yazdırılabilirken iki tabaka belirli bir biçimde çıktı olarak seçilebilir (LP1 ve LP2, LP1 genellikle LP2'den daha azdır).

Her malzemenin malzeme özellikleri eleman düzleminde ortotropik olabilir. Gerçek sabit MAT, bu komutla uygulanan eleman eleman malzeme numarasının yerine tabaka malzeme numarasını tanımlar. MAT eğer herhangi bir girdi yoksa 1 olarak varsayılır. Malzeme x yönü, yerel tabaka x yönüne tekabül eder.

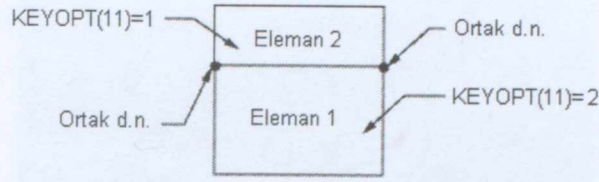
Tabakalı kabuk elemanın her tabakası KEYOPT(2)=1 seçerek farklı bir kalınlıkta (TK) olabilir. Eğer tabaka sabit bir kalınlığa sahipse sadece TK(I) girilmelidir.. Eğer kalınlık sabit değilse bütün dört köşe kalınlık pozitif değer olarak girilmelidir. Her kabuk elemanın toplam kalınlığı eğrinin yarıçapının iki katından daha az olmalıdır ve eğrinin beşte bir yarıçapından az olmalıdır.

Düğüm noktaları elemanın üst, orta veya alt yüzeyinde olacak şekilde belirlenebilir. Seçim düğüm noktası sapma opsiyonu (KETOPT(11)) aracılığıyla yapılabilir. Bu opsiyon çok kullanışlıdır. Örneğin katı düşen model tabakalı yapılarda burada üst veya alt yüzeyin yeri orta düzlemin yerinden daha iyi tanımlanır.



Şekil 9.2 Düğüm noktalarının yerleştirilmesi (Ansys yardım menüsü)

İki eleman aynı düğüm noktalarıyla tanımlanabilir; ama her eleman aşağıdaki şekilde gösterildiği gibi farklı bir KEYOPT(11) sahip olmalıdır.



Şekil 9.3 Ortak düğüm noktaları (Ansys yardım menüsü)

Hasar kriteri seçimi aşağıdaki tabloda tanımlanan data tablosunda [TB] girilir. Üç önceden tanımlanmış kriter kullanılabilir ve altıya kadar kullanıcı tanımlı kriter kullanıcı alt programları ile girilebilir. Hasar kriteri POST1'de FC komutunu kullanarak hesaplanabilir. Hasar kriteri için bütün referanslar TB komutuna dayandırılır.

Basınçlar eleman yüzlerine yüzey basıncı olarak girilebilir. Kenar basınçları birim uzunluk başına düşen kuvvet olarak girilir.

Shell 99 Girdi Özeti

Düğüm Noktaları

I, J, K, L, M, N, O, P

Serbestlik Dereceleri

UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ

Ansys programındaki işlem basamakları

- Pervane kanadı 120 elemana bölündü.
- Eleman tipi olarak NAB için SHELL93 ve kompozit için SHELL99 seçildi.
- Ortotropik malzeme özellikleri girildi (EX, EY, EZ, PRXY, PRYZ, PRXZ, GXY, GYZ ve GXZ)
- Her elemana karşılık gelen basınçlar ANSYS programında girildi.
- 0.2R sabit mesnet olarak kabul edildi ve bu noktalardaki yer değiştirmeler sıfır olarak girildi.
- Problem ANSYS programında çözdürüldü ve kanat üzerinde oluşan gerilmeler ve kanat sapmaları elde edildi.

9.1 Seiun Maru



Şekil 9.4 Seiun Maru gemisi [1]

İlk Seiun Maru 1968'de inşa edildi. Dünyanın her köşesine eğitim seferleri gerçekleştirdi. Ayrıca gemiciler için eğitim programlarına bağışlandı. Örneğin dünyanın etrafında 47 kez dolaşmaya eşdeğer 1.017.000 deniz mili yaptı. Deniz Eğitim Enstitüsünün (The Institute for Sea Training) sahip olduğu altı gemiden biridir. Yeni Seiun Maru 1997'de denize indirildi. Seiun Maru gerçek gemilerde gerçekleştirilen araştırma, inceleme ve muayeneler için de kullanılır.

Pervane dizayn bilgileri

Pervaneye iletilen güç, P_D (kW)	360
Dizayn hızı, V_S (knot)	9
İlerleme katsayısı (J)	0.851
Devir sayısı, n (d/d)	90
Pervane çapı, D (m)	3.6
Yayılım alanı oranı	0.7
Kanat kalınlık oranı	0.0496
Çalıklık açısı (derece)	45
Eğiklik açısı (derece)	-3.03
Kanat sayısı, Z	5
Kanat kesiti	Mod. SRI-B

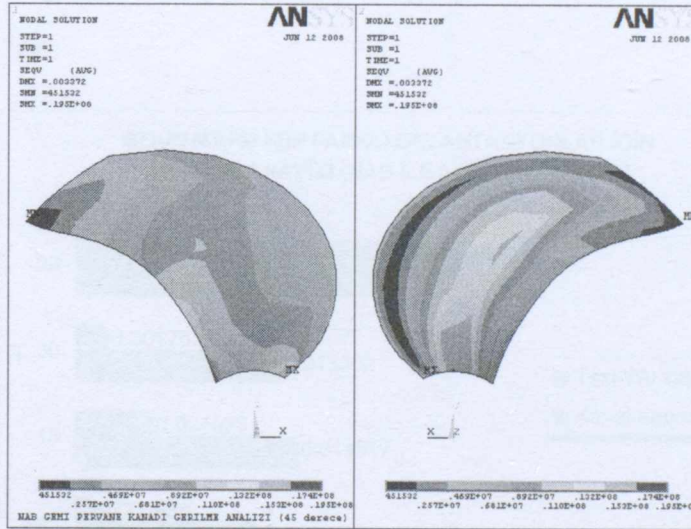
Gerilme analizi önce NAB, sonra kompozit malzeme için yapılmıştır. Pervane kanadı ANSYS programında 120 elemana bölünerek her elemana gelen yüzey basıncı girilmiştir. ANSYS'te NAB için SHELL93, kompozit malzeme için SHELL99 eleman seçildi.

9.1.1 NAB için pervane dizaynı

Bilinen kanat geometrisi koordinatları, her düğüm noktasındaki kalınlıklar ve elemanlara gelen yüzey basınçları ANSYS programında girildi.

Çizelge 9.1 Seiun Maru pervanesi geometri dataları

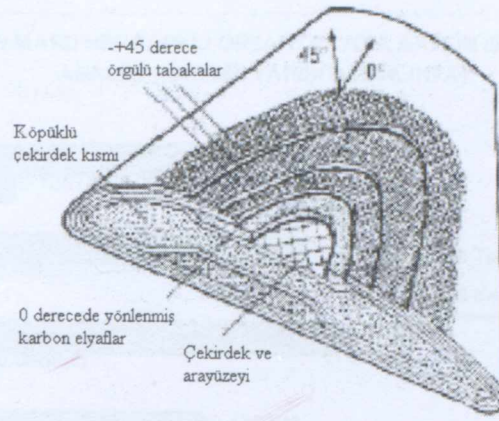
Boyutsuz yarıçap r/R	Kord dağılımı c (m)	Çalıklık dağılımı (m)	Hatve dağılımı P/D	Eğiklik dağılımı (m)	Kalınlık dağılımı t/c	Sehim dağılımı f/c
0.2	0.743	-0.0024	0.9445	-0.0112	0.1958	0.0506
0.3	0.8975	-0.0536	0.9865	0.0502	0.143	0.0419
0.4	1.0306	-0.0473	1.01	0.0651	0.108	0.0349
0.5	1.1331	-0.0012	1.015	0.0594	0.0831	0.0294
0.6	1.1919	0.0919	0.9925	0.0395	0.0646	0.0249
0.7	1.1853	0.2657	0.944	0.0017	0.0505	0.0203
0.8	1.0768	0.5335	0.8709	-0.0429	0.0401	0.0166
0.9	0.8208	0.8932	0.78	-0.0801	0.0329	0.0136
0.95	0.5876	1.105	0.7267	-0.0912	0.0325	0.0123
1	0	1.3367	0.6683	-0.0952	0	0



Şekil 9.5 NAB von-Misses gerilme analizi

9.1.2 Kompozit malzeme için pervane dizaynı

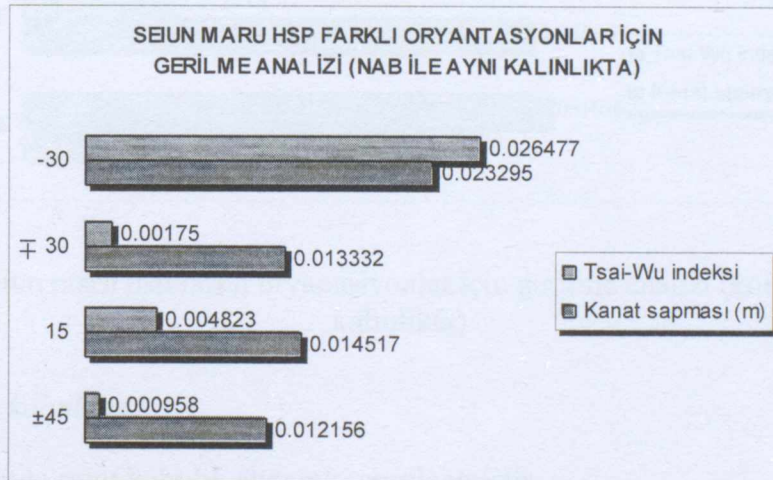
Kompozit malzemeden yapılmış pervane dizaynında üç farklı geometrideki kanat için analizler yapıldı.



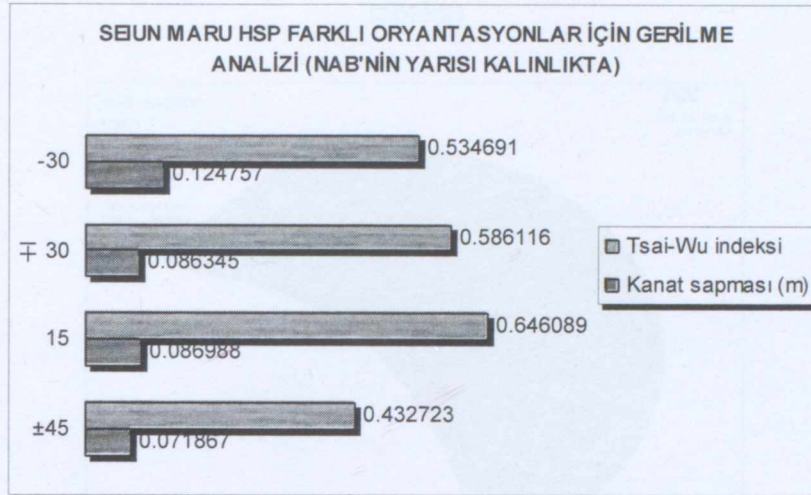
Şekil 9.6 Kompozit pervane yapısı ve tasarımı

Birincisi: NAB ile aynı ve yarı kalınlıkta

Kanat geometrisi NAB ile aynı olup tabaka kalınlığı 1 mm olan kevlar/epoksi, karbon/epoksi ve grafit/epoksi malzemeler için farklı fiber oryantasyonlarında analizler yapıldı. Analizler simetrik ve dengelenmemiş istifleme sırası $[...\theta_2/90/0]_s$, $[...-\theta_2/90/0]_s$ ve simetrik ve dengelenmiş istifleme sırası ile $[...-\theta/\theta/90/0]_s$, $[...\theta/-\theta/90/0]_s$ yapıldı. Burada $\theta = 15, 30, 45, 75$ ve 90° 'dir.



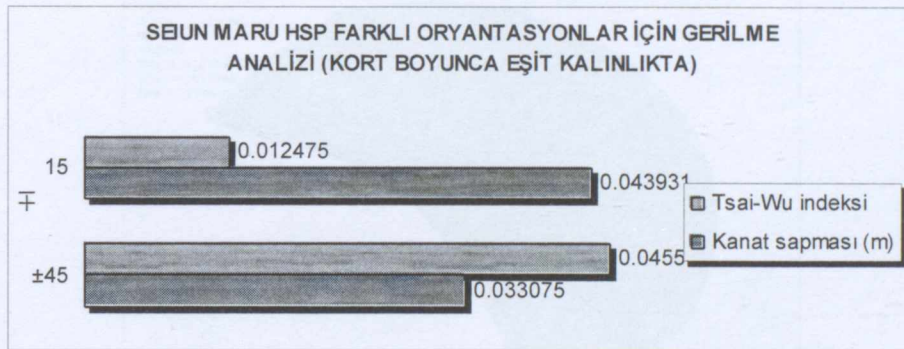
Şekil 9.7 Seiun maru hsp farklı oryantasyonlar için gerilme analizi (NAB ile aynı kalınlıkta)



Şekil 9.8 Seiun maru hsp farklı oryantasyonlar için gerilme analizi (NAB'nin yarısı kalınlıkta)

İkincisi: Kort boyunca sabit kalınlıkta

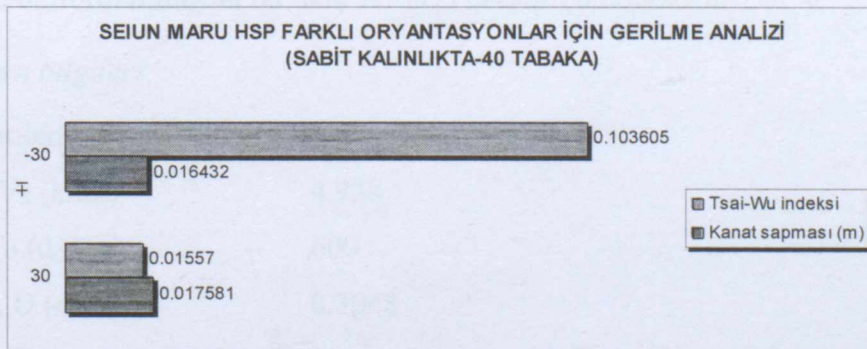
Her kanat kesitindeki maksimum kalınlığın yarısı alınarak tertiplenmiştir.



Şekil 9.9 Seiun maru hsp farklı oryantasyonlar için gerilme analizi (kort boyunca eşit kalınlıkta)

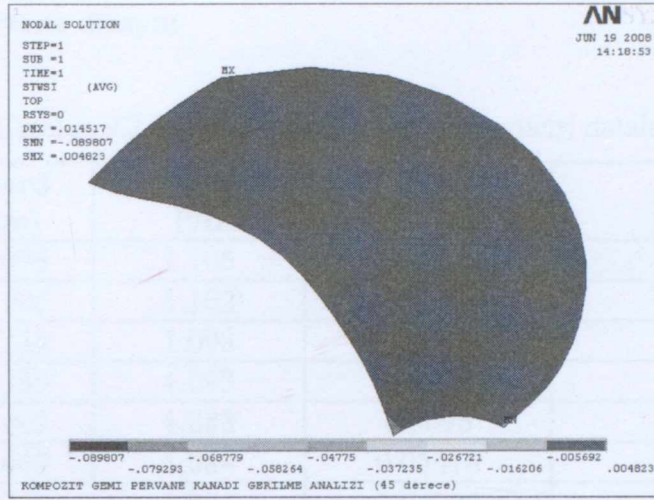
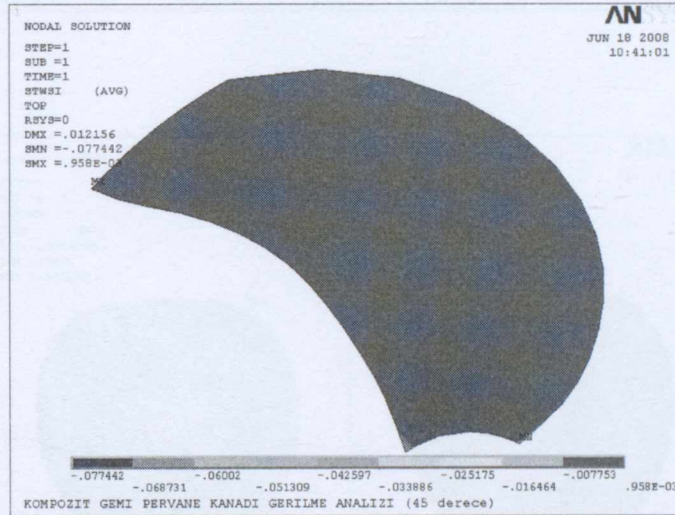
Üçüncüsü: Sabit kalınlıkta

Kanadın her yerinde sabit kalınlık alınarak tertiplenmiştir.



Şekil 9.10 Seiun maru hsp farklı oryantasyonlar için gerilme analizi (sabit kalınlıkta-40

tabaka)

Şekil 9.11a Kanat pozisyonu 45 derece ve istifleme sırası [...45/-45/90/0]_sŞekil 9.11b Kanat pozisyonu 45 derece ve istifleme sırası [...15/-15/90/0]_s

9.2 DTMB 4119 Model Pervanesi

Bu pervanede üniform olmayan bir akış vardır. Pervane çalıklıksızdır.

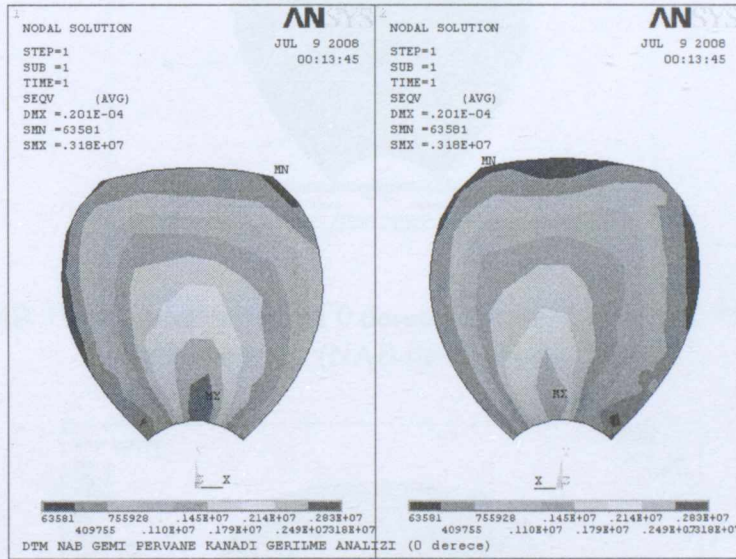
Pervane dizayn bilgileri

Pervaneye iletilen güç, P_D (kW)	0.474
Dizayn hızı, V_s (knot)	4.938
Devir sayısı, n (d/d)	600
Pervane çapı, D (m)	0.3048
Kanat sayısı, Z	3
Kanat kesiti	NACA66 a=0.8

9.2.1 NAB için pervane dizaynı

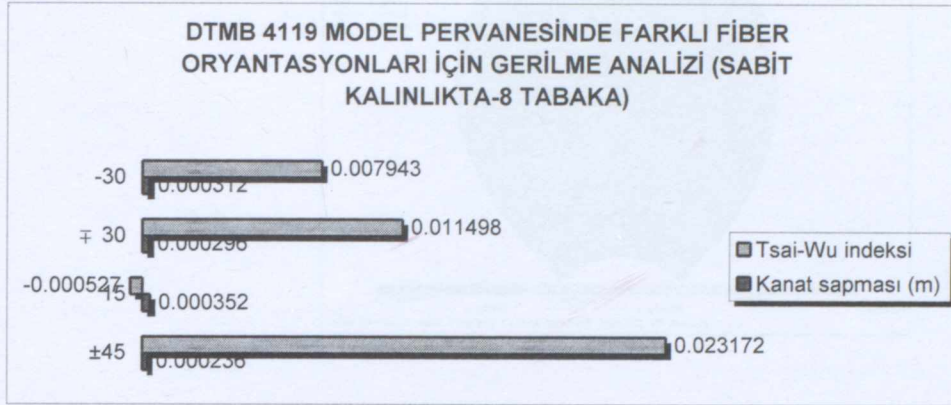
Çizelge 9.2 DTMB 4119 pervanesi geometri dataları

r/R	Chord c (m)	Pitch Ratio P/D	t/c	f/c
0.2	0.0975	1.105	0.2055	0.01429
0.3	0.1105	1.102	0.1553	0.02318
0.4	0.1234	1.098	0.118	0.02303
0.5	0.1339	1.093	0.0916	0.02182
0.6	0.1405	1.088	0.0696	0.02072
0.7	0.1409	1.084	0.05418	0.02003
0.8	0.1325	1.081	0.04206	0.01967
0.9	0.1101	1.079	0.03321	0.01817
0.95	0.0846	1.077	0.03228	0.01631
1	0.0000	1.075	0.0316	0.01175

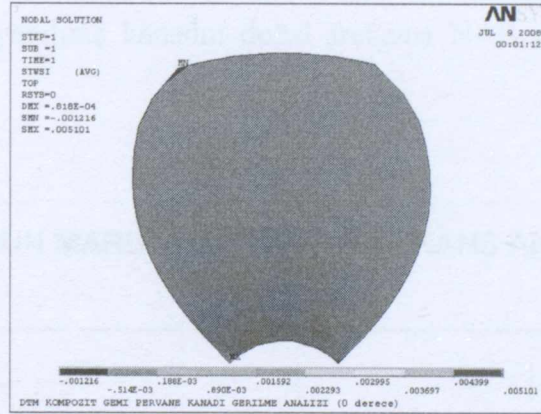


Şekil 9.12 DTMB 4119 model pervanesi için NAB von-Misses gerilme analizi

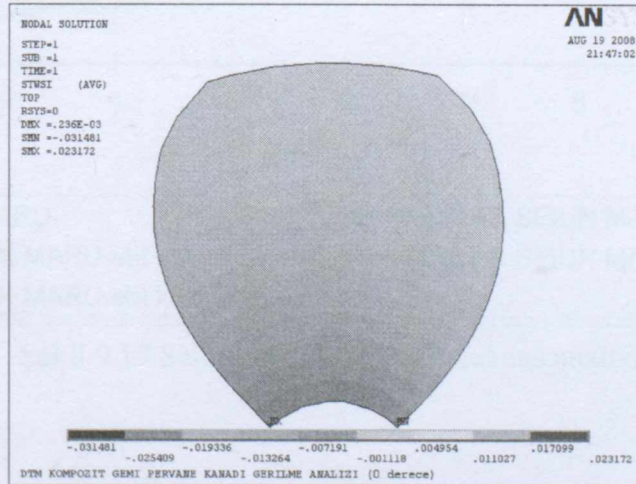
9.2.2 Kompozit malzeme için pervane dizaynı



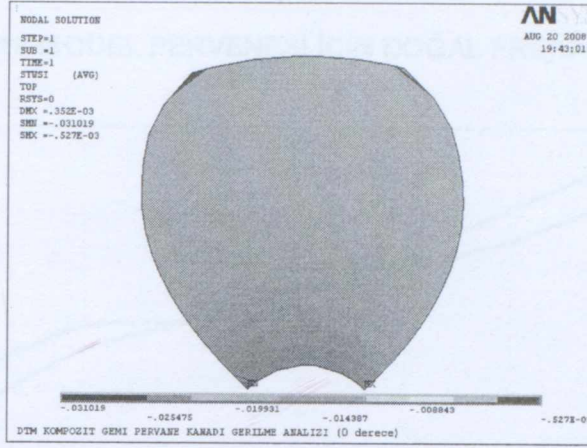
Şekil 9.13 DTMB 4119 model pervanesinde farklı fiber oryantasyonları için gerilme analizi (sabit kalınlıkta-8 tabaka)



Şekil 9.14 DTMB 4119 model pervanesi 0 derece kanat pozisyonu ve $[...45/-45/90/0]_s$ istifleme sırası (NAB ile aynı kalınlıkta)



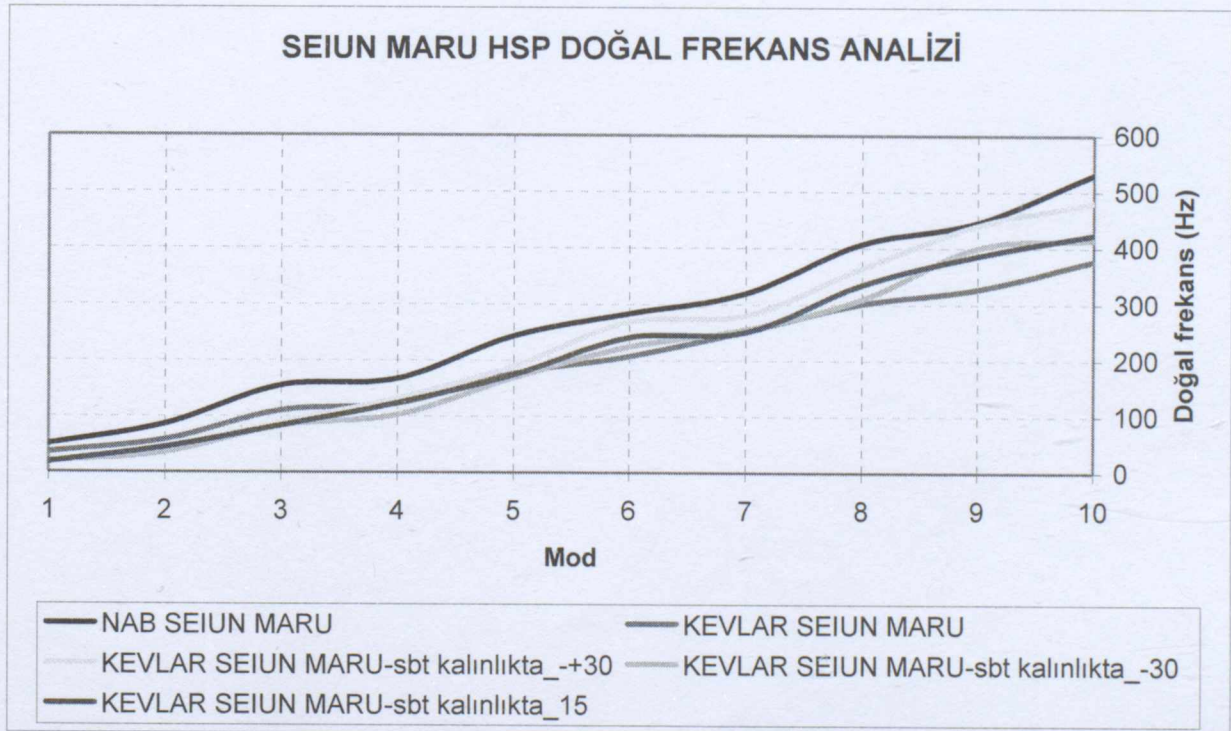
Şekil 9.15 DTMB 4119 model pervanesi 0 derece kanat pozisyonu ve $[...45/-45/90/0]_s$ istifleme sırası (sabit kalınlıkta)



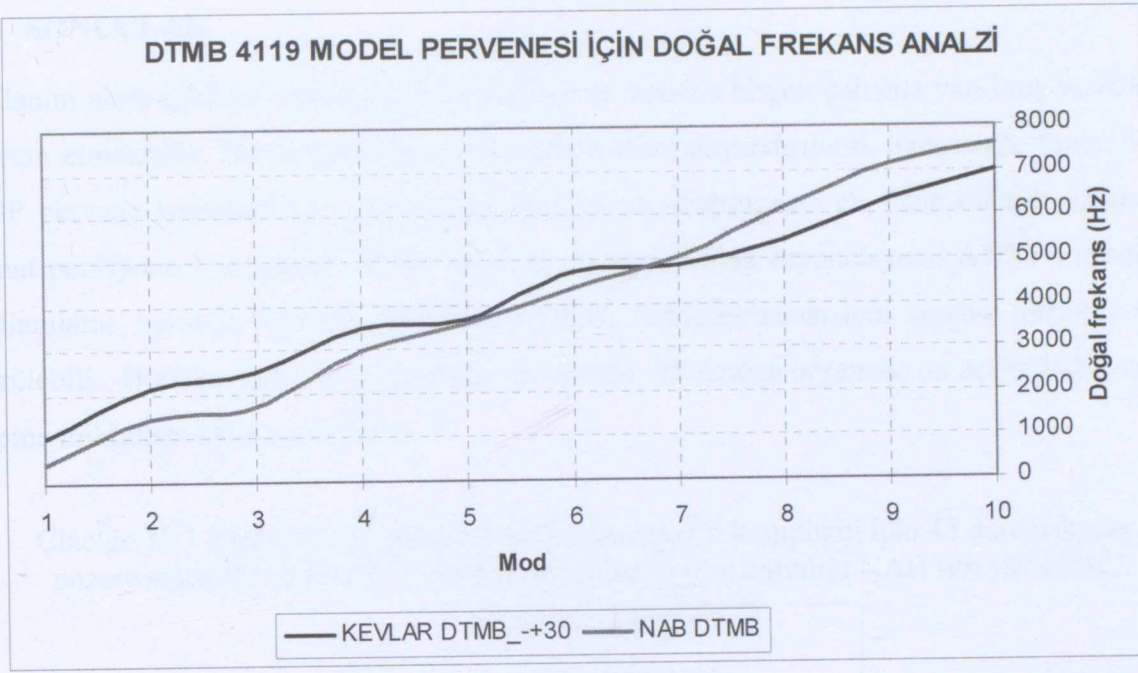
Şekil 9.16 DTMB 4119 model pervanesi 0 derece kanat pozisyonu ve $[...15/15/90/0]_s$ istifleme sırası (sabit kalınlıkta)

Doğal frekans analizi

Kompozit malzemeden yapılmış kanadın doğal frekansı NAB malzemeden yapılabına göre %20-25 daha azdır.



Şekil 9.17 Seiun maru hsp doğal frekans analizi



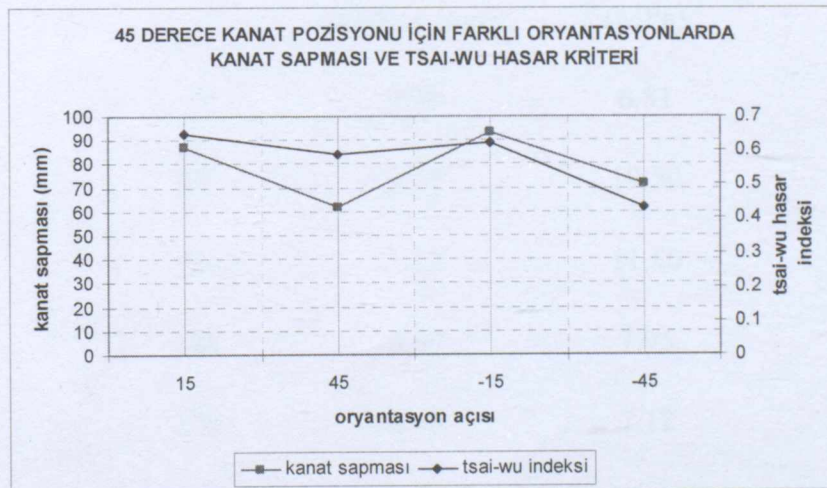
Şekil 9.18 DTMB 4119 model pervenesi için doğal frekans analzi

10. SONUÇLAR

Kullanım alanı gittikçe artan kompozit pervaneler üzerine birçok çalışma yapılmış ve hala da devam etmektedir. Bu çalışma da geçmiş çalışmalara dayandırılarak hazırlandı. Seiun Maru HSP pervane kanadındaki gerilme analizleri basınç dağılımının en fazla olduğu 45 derece kanat pozisyonu için yapıldı. Daha sonra en dayanıklı fiber oryantasyonu ANSYS programı kullanılarak bulundu. Çizelge 10.1’de dört farklı istifleme sırası için yapılan analiz sonucu görülebilir. Buradan görüleceği üzere en iyi durum -45 derece oryantasyon açısındadır; ancak sapma miktarları oldukça fazladır.

Çizelge 10.1 Seiun Maru pervanesinde kevler/epoksi kompoziti için 45 derece kanat pozisyonundaki sapma ve Tsai-Wu indeksleri (kanat kalınlığı NAB’nın yarısıdır).

45 DERECE KANAT POZİSYONU			
	Açı (derece)	Sapma (mm)	Tsai-Wu (<1 olmalı)
Fiber oryan. açısı	15	86.988	0.646089
	45	61.775	0.58722
	-15	93.407	0.622515
	-45	71.867	0.432723



Şekil 10.1 45 derece kanat pozisyonu için farklı oryantasyonlarda kanat sapması ve Tsai-Wu hasar kriteri

-45 derece fiber oryantasyonunda farklı malzemeleri çizelge 10.2’den izlersek garafit epoksi malzemedeki kanat sapmasının 23 mm’ye kadar düştüğü görülür. Ayrıca NAB ile aynı

kalınlıktaki kanatta da yine 23 mm kanat sapmasına ulaşılabılır. Dikkat çeken bir diğer nokta NAB malzemededen yapılan kanattaki sapma miktarının 4 mm altında olduğudur.

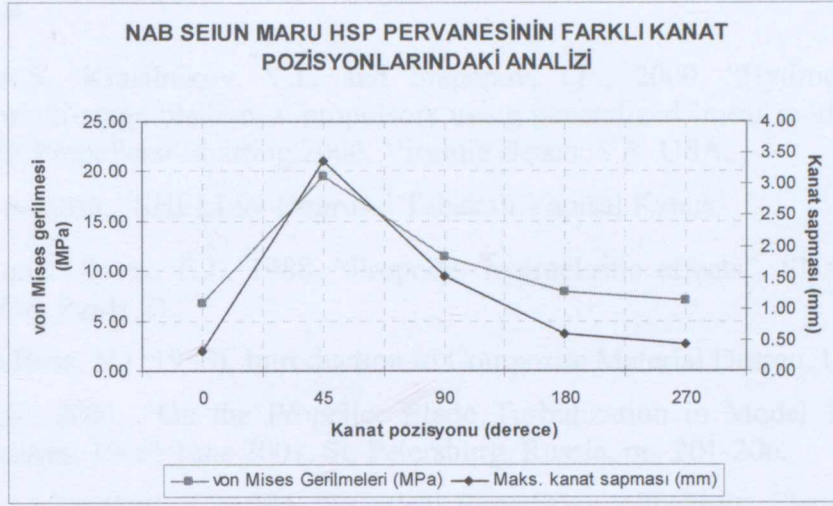
Çizelge 10.2 -45 derece fiber oryantasyonunda farklı malzemeler yapılan analizler

Fiber oryantasyon açısı = - 45°	45° KANAT POZİSYONU İÇİN		
Malzeme	Sapma (mm)	Tsai-Wu (<1 olmalı)	Ağırlık (kg)
kevlar/epoksi kalınlık NAB yarısı	71.867	0.432723	57.2806
grafit/epoksi	22.911	0.125956	65.9972
karbon/epoksi	42.489	0.215671	65.5821
NAB	3.37	-	632.395
kevlar/epoksi kalınlık NAB ile aynı	22.81	0.028556	116.396

Çizelge 10.3 Seiun Maru NAB malzemededen yapılmış kanadın farklı kanat pozisyonlarındaki analizi

	Maks kanat sapması (mm)	von Misses (MPa)
0	0.31	6.81
45	3.37	19.50
90	1.52	11.50
180	0.60	7.95
270	0.43	7.12

Çizelge 10.3'ten ve Şekil 10.2'den ise NAB malzemededen yapılmış Seiun Maru HSP pervane kanadında 45 derece kanat pozisyonunda en fazla kanat sapmasının ve gerilmenin olduğu görülebilir.



Şekil 10.2 NAB Seiun maru hsp pervanesinin farklı kanat pozisyonlarındaki analizi

Ön deformasyon metodu sonucu oluşan ile itme değerleri:

Ortalama Fx itme değerleri

Rijit kanat : **67 kN**

Deforme olmuş : 63 kN

Rijit kanat (ön deforme olmuş) : 72 kN

Deforme olmuş (ön def. sonrası) : **67 kN**

Görüleceği üzere ön deformasyon metodu ile aynı itme değeri sağlanarak verim kaybı önlenmiştir.

Karşılaştırma:

Bu çalışma sonucunda gemi pervanesi malzemesi olarak kompozit malzemelerin kullanımının getirdiği avantajlar şöyle sıralanabilir:

- Ağırlık olarak NAB pervanesinin 1/6'sı kadar olabilmektedir.
- Doğal frekansı malzeme elastikiyetinin fazla olmasından dolayı kompozit malzeme türüne ve dizilişine bağlı olarak yüzde 20-30 daha düşüktür; dolayısıyla vibrasyon kompozit pervanede daha azdır.
- Kompozit malzeme pahalı olmasına rağmen üretim maliyeti daha ucuzdur ve kolaydır.

Dezavantajları ise şunlardır:

- Çok fazla değişken olduğu için optimizasyonu zordur.
- Kanat sapması fazladır.
- Malzeme pahalıdır.

Tüm dezavantajlarına rağmen gelecekte hala birçok araştırmacının ilgisini çeken kompozit malzemelerin kullanım alanları gittikçe artmaktadır.

KAYNAKLAR

Achkinadze, A.S., Krasilnikov, V.I., and Stepanov, I.E., 2000, "Hydrodynamic design procedure for multi-stage blade-row propulsors using generalized linear model of the vortex wake", SNAME Propellers/ Shafting 2000, Virginia Beach, VA, USA.

Ansys yardım menüsü, "SHELL99 Doğrusal Tabakalı Yapısal Kabuk"

Atkinson, P., and Glover, E.J., 1988, "Propeller hydroelastic effects", SNAME Propellers Symposium 1988, Paper 21.

Barbero, Y. ve Bose, N., (1998), Introduction to Composite Material Design, USA.

Bazilevski, Y.S., 2001, "On the Propeller Blade Turbulization in Model Tests", SP2001: Lavrentiev Lectures, 19-21 June 2001, St. Petersburg, Russia, pp. 201-206.

Brockett, T., and Brockett, T., 1994, "Practical Experience with Finite Element Analysis of Propeller Blades", SNAME Propellers/ Shafting '94, Virginia Beach, VA, USA.

Chen, H-H., 1967, "The Experimental Determination of the Rudder Forces and Rudder Torque of a Mariner Class Ship Model", College of Engineering, University of California, Report No. NA-67-5.

Carlton, J. S. (1994), Marine Propellers and Propulsion, USA.

Daniel, Isaac M. ve Ishai, O (1994), Engineering Mechanics of Composite Materials, USA.

Esposito, P., Salvatore, F., Di Felice, F., and Ingenito, G., 2000, "Experimental and numerical investigation of the unsteady flow around a propeller", 23rd Symposium of Naval Hydrodynamics, Val de Reuil, France.

Güner, M. ve Ekinçi, S., (2000), "Pervane Kanat Geometrisinin Yapısal Optimizasyonu", 40-41

Güner, M. ve Kükner, A ve Baykal, M. A. (1999), Gemi Pervaneleri ve Sevk Sistemleri, İstanbul.

Guner, M., and Atlar, M., 1999, "A rational approach to the design of Propeller/Stator Combination", International Shipbuilding Progress, Vol. 46, No. 447.

Kawakita, C., and Hoshino, T., 1998, "Design System of Marine Propellers with New Blade Sections", 22nd Symposium on Naval Hydrodynamics, Washington, DC, USA.

Lee, Y.-J. ve Lin, C.-C. (2004), "Optimized Design of Composite Propeller", Mechanics of Advanced Materials and Structures, 11: 17-30

Li, D.-Q., 1993, "A Linear Method for the Calculation of Propeller-Rudder Interaction", Chalmers University of Technology, Report No. 28, Gothenburg, Sweden.

Li, D.-Q., 1993, "Study on the Propeller- Rudder Interaction Based on a Linear Method", Chalmers University of Technology, Report No. 31, Gothenburg, Sweden.

Lin, J. C. Ve J. J. (2005), "Strength Evaluation of a Composite Marine Propeller Blade", Journal of Reinforced Plastics and Composites, 17: 1791-1807.

Lin, G.F., 1991, "Three Dimensional Analysis of a Fiber Reinforced Composite Thruster Blade", SNAME Propellers/Shafting '91, Virginia Beach, VA, USA.

Lin, H.-J., and Lin, J.-J., 1996, "Nonlinear Hydroelastic behavior of Propellers Using a Finite Element Method and Lifting surface Theory", Journal of Marine Science and Technology, Vol. 1, pp.114-124.

Saunders, H.E., 1957, "Hydrodynamics in Ship Design", SNAME, New York, NY, USA.

Searle, T., Chudley, J., Short, D., and Hodge, C., 1994, "The Composite Advantage", SNAME Propellers/Shafting '94, Virginia Beach, VA, USA.

Shen Y.T., Young T., Remmers, K.D., and Chen W., Jiang, 1997a, "Effects of Ship Hull and Propeller on Rudder Cavitation", Journal of Ship Research, Vol. 41, No. 3.

Shirose, Y. J (2002), "Final Report and Recommendations to the 23rd ITTC", The Propulsion Committee, Hamburg.

Wang, D., Chai, S., and Wang, Y., 2000, "Design Optimization of New Blade Section Based on Genetic Algorithms", Proc. of NCT'50 – International Conference on Propeller Cavitation, pp. 289-298.

White, Frank M. (2004), Akışkanlar Mekaniği, İstanbul.

İNTERNET KAYNAKLARI

[1] http://www.kohkun.go.jp/seiunmaru_e/outline.html

[2] http://www.efunda.com/formulae/solid_mechanics/mat_mechanics

[3] http://aa.nps.edu/~jones/online_tools/panel2/naca/

[4] www.owl.net.rice.edu/~mech400/MohrsCircle3D.jpg

EKLER

- EK 1 Ön derformasyon metodu
- EK 2 NAB malzemeden yapılmış Seiun Maru HSP pervane kanat modelinin çıktısı
- EK 3 NAB malzemeden yapılmış Seiun Maru HSP pervane kanat modelinin çıktısı (IRLF komutu ile)
- EK 4 [...-45/45/90/0] oryantasyonundaki kevlar/epoksi kompozitinden yapılan gemi pervane kanadının kütle ve atalet momentinin ANSYS çıktısı. (Kanat kalınlığı NAB yarısıdır).

EK 1 Ön derformasyon metodu

	1			$\Delta 12$			2(=1+ $\Delta 12$)		
r	x1	y1	z1	$\Delta x12$	$\Delta y12$	$\Delta z12$	x2	y2	z2
0.36	0.1645	0.3202	-0.3467	0.0000	0.0000	0.0000	0.1645	0.3202	-0.3467
	-0.2087	0.2933	0.284	0.0000	0.0000	0.0000	-0.2087	0.2933	0.2840
0.54	0.3034	0.4467	-0.3367	-0.0004	0.0009	-0.0005	0.3030	0.4476	-0.3372
	-0.2734	0.4657	0.3228	-0.0008	0.0000	-0.0006	-0.2742	0.4657	0.3222
0.72	0.3985	0.5997	-0.3075	-0.0019	0.0022	-0.0020	0.3966	0.6019	-0.3095
	-0.3585	0.6244	0.3453	-0.0025	-0.0005	-0.0022	-0.3610	0.6239	0.3431
0.9	0.4458	0.7818	-0.2649	-0.0043	0.0036	-0.0044	0.4415	0.7854	-0.2693
	-0.4597	0.7737	0.3544	-0.0055	-0.0022	-0.0058	-0.4652	0.7715	0.3486
1.08	0.4269	0.9921	-0.209	-0.0077	0.0044	-0.0080	0.4192	0.9965	-0.2170
	-0.5811	0.9104	0.3506	-0.0094	-0.0058	-0.0122	-0.5905	0.9046	0.3384
1.26	0.293	1.2255	-0.1383	-0.0122	0.0034	-0.0126	0.2808	1.2289	-0.1509
	-0.7411	1.019	0.332	-0.0129	-0.0126	-0.0216	-0.7540	1.0064	0.3104
1.44	0.0018	1.44	-0.0526	-0.0180	-0.0011	-0.0200	-0.0162	1.4389	-0.0726
	-0.933	1.0969	0.302	-0.0151	-0.0225	-0.0337	-0.9481	1.0744	0.2683
1.62	-0.4604	1.5532	0.0431	-0.0242	-0.0129	-0.0344	-0.4846	1.5403	0.0087
	-1.1351	1.1558	0.2627	-0.0159	-0.0352	-0.0489	-1.1510	1.1206	0.2138
1.71	-0.7614	1.5312	0.097	-0.0258	-0.0236	-0.0457	-0.7872	1.5076	0.0513
	-1.2209	1.1973	0.237	-0.0165	-0.0412	-0.0565	-1.2374	1.1561	0.1805

3(=1- $\Delta 12$)			$\Delta 23$			4(=3+ $\Delta 23$)		
x3	y3	z3	$\Delta x23$	$\Delta y23$	$\Delta z23$	x4	y4	z4
0.1645	0.3202	-0.3467	0	0	0	0.1645	0.3202	-0.3467
-0.2087	0.2933	0.2840	0	0	0	-0.2087	0.2933	0.2840
0.3038	0.4458	-0.3362	-0.0005	0.0010	-0.0005	0.3034	0.4468	-0.3367
-0.2726	0.4657	0.3234	-0.0008	0.0000	-0.0006	-0.2734	0.4657	0.3228
0.4004	0.5975	-0.3055	-0.0021	0.0025	-0.0021	0.3983	0.6000	-0.3076
-0.3560	0.6249	0.3475	-0.0026	-0.0006	-0.0023	-0.3586	0.6243	0.3453
0.4501	0.7782	-0.2605	-0.0046	0.0040	-0.0047	0.4454	0.7822	-0.2652
-0.4542	0.7759	0.3602	-0.0058	-0.0024	-0.0059	-0.4600	0.7735	0.3543
0.4346	0.9877	-0.2010	-0.0083	0.0047	-0.0084	0.4263	0.9925	-0.2094
-0.5717	0.9162	0.3628	-0.0101	-0.0063	-0.0127	-0.5818	0.9099	0.3501
0.3052	1.2221	-0.1257	-0.0132	0.0037	-0.0133	0.2920	1.2258	-0.1389
-0.7282	1.0316	0.3536	-0.0140	-0.0133	-0.0226	-0.7422	1.0182	0.3310
0.0198	1.4411	-0.0326	-0.0195	-0.0012	-0.0210	0.0003	1.4400	-0.0536
-0.9179	1.1194	0.3357	-0.0168	-0.0238	-0.0357	-0.9347	1.0956	0.3000
-0.4362	1.5661	0.0775	-0.0265	-0.0137	-0.0366	-0.4627	1.5524	0.0409
-1.1192	1.1910	0.3116	-0.0182	-0.0378	-0.0534	-1.1374	1.1532	0.2582
-0.7356	1.5548	0.1427	-0.0284	-0.0251	-0.0488	-0.7641	1.5297	0.0939
-1.2044	1.2385	0.2935	-0.0189	-0.0447	-0.0627	-1.2233	1.1938	0.2309

$$P/D = \frac{2\Pi(z_1 - z_2)}{D \left[\left(\text{Arc cos} \left(\frac{x_2}{r} \right) - \text{Arc cos} \left(\frac{x_1}{r} \right) \right) \right]}$$

S O L U T I O N O P T I O N S

```

PROBLEM DIMENSIONALITY. . . . .3-D
DEGREES OF FREEDOM. . . . . UX   UY   UZ   ROTX ROTY ROTZ
ANALYSIS TYPE . . . . .STATIC (STEADY-STATE)
GLOBALLY ASSEMBLED MATRIX . . . . .SYMMETRIC

```

```
*** NOTE ***                               CP =      18.250    TIME= 22:38:42
Present time 0 is less than or equal to the previous time.
Time will default to 1.
```

LOAD STEP OPTIONS

```

LOAD STEP NUMBER. . . . . 1
TIME AT END OF THE LOAD STEP. . . . . 1.0000
NUMBER OF SUBSTEPS. . . . . 1
STEP CHANGE BOUNDARY CONDITIONS . . . . . NO
INERTIA RELIEF. . . . . CALCULATE MASS ONLY
INERTIA LOADS
      ACEL . . . . . X      Y      Z
      OMEGA. . . . . 0.0000 9.8067 0.0000
      . . . . . 0.0000 0.0000 8.4823
PRINT OUTPUT CONTROLS
      ITEM      FREQUENCY      COMPONENT
      BASI      ALL
DATABASE OUTPUT CONTROLS. . . . . ALL DATA WRITTEN
                                  FOR THE LAST SUBSTEP

```

SOLUTION MONITORING INFO IS WRITTEN TO FILE= file.mntr

*** MASS SUMMARY BY ELEMENT TYPE ***

TYPE	MASS
1	632.395

Range of element maximum matrix coefficients in global coordinates
Maximum= 6.918499555E+10 at element 30.
Minimum= 2.17748629E+09 at element 120.

```

*** ELEMENT MATRIX FORMULATION TIMES
TYPE  NUMBER  ENAME      TOTAL CP  AVE CP

```

```

1      120  SHELL93      0.062  0.000521
Time at end of element matrix formulation CP= 18.984375.

```

```
*** NOTE ***                      CP =      18.984    TIME= 22:38:43
Solution is done!
```


EK 3 NAB malzemededen yapılmış Seiun Maru HSP pervane kanat modelinin çıktısı (IRLF komutu ile)

SOLUTION OPTIONS

PROBLEM DIMENSIONALITY.3-D
DEGREES OF FREEDOM. UX UY UZ ROTX ROTY ROTZ
ANALYSIS TYPESTATIC (STEADY-STATE)
GLOBALLY ASSEMBLED MATRIXSYMMETRIC

*** NOTE *** CP = 6.281 TIME= 13:41:59
Present time 0 is less than or equal to the previous time.
Time will default to 1.

LOAD STEP OPTIONS

LOAD STEP NUMBER.1
TIME AT END OF THE LOAD STEP.1.0000
NUMBER OF SUBSTEPS.1
STEP CHANGE BOUNDARY CONDITIONSNO
INERTIA RELIEF.CALCULATE MASS ONLY
INERTIA LOADS X Y Z
ACEL0.0000 9.8067 0.0000
OMEGA.0.0000 0.0000 8.4823
PRINT OUTPUT CONTROLS
ITEM FREQUENCY COMPONENT
BASI ALL
DATABASE OUTPUT CONTROLS.ALL DATA WRITTEN
FOR THE LAST SUBSTEP

SOLUTION MONITORING INFO IS WRITTEN TO FILE= file.mntr

1/2

*** MASS SUMMARY BY ELEMENT TYPE ***

TYPE	MASS
1	632.395

Range of element maximum matrix coefficients in global coordinates
Maximum= 6.91849955E+10 at element 30.
Minimum= 2.17748629E+09 at element 120.

*** ELEMENT MATRIX FORMULATION TIMES

TYPE	NUMBER	ENAME	TOTAL CP	AVE CP
1	120	SHELL93	0.031	0.000260

Time at end of element matrix formulation CP= 6.890625.

*** NOTE *** CP = 6.891 TIME= 13:42:00
Solution is done!

***** ANSYS PARTIAL SOLUTION ELPREP *****

***** PRECISE MASS SUMMARY *****

TOTAL MASS (X,Y,Z)= 632.10 632.10 632.10

MOMENTS AND PRODUCTS OF INERTIA TENSOR (I) ABOUT ORIGIN (GLOBAL CARTESIAN)

528.26	77.175	23.156
77.175	70.402	-13.746
23.156	-13.746	569.25

CENTER OF MASS (X,Y,Z)=-0.93903E-01 0.84647 0.65191E-02

MOMENTS AND PRODUCTS OF INERTIA TENSOR (I) ABOUT CENTER OF MASS (GLOBAL CARTESIAN)

75.332	26.932	22.769
26.932	64.801	-10.258
22.769	-10.258	110.77

PRINCIPAL CENTROIDAL MOMENTS OF INERTIA= 93.084 35.759 122.06

ORIENTATION VECTORS (GLOBAL CARTESIAN) FOR THE PRINCIPAL AXES=
(0.604, 0.708,-0.367) (-0.647, 0.704, 0.293) (0.465, 0.061, 0.883)

ANGLES (XY,YZ,XZ) OF THE PRINCIPAL AXES= 42.61 17.02 22.55

***** TOTAL LOAD SUMMARY *****

	X-AXIS	Y-AXIS	Z-AXIS
FORCES AT CENTER OF MASS.....	-9543.9	34273.	-12517.
MOMENTS ABOUT ORIGIN.....	-13411.	1586.0	5999.4
MOMENTS ABOUT CENTER OF MASS.....	-2592.3	2823.7	1139.1

2/2

EK 4 [...-45/45/90/0] oryantasyonundaki kevlar/epoksi kompozitinden yapılan gemi pervane kanadının kütle ve atalet momentinin ANSYS çıktısı (Kanat kalınlığı NAB yarısıdır)

SOLUTION OPTIONS

PROBLEM DIMENSIONALITY.3-D
 DEGREES OF FREEDOM. UX UY UZ ROTX ROTY ROTZ
 ANALYSIS TYPESTATIC (STEADY-STATE)
 GLOBALLY ASSEMBLED MATRIXSYMMETRIC

*** NOTE *** CP = 5.594 TIME= 14:32:45
 Layer 69 defined by real constant set 6 (first occurrence at element 6)
 is a dropped layer.

1/3

*** NOTE *** CP = 5.594 TIME= 14:32:45
 Layer 33 defined by real constant set 22 (first occurrence at element 22)
 is a dropped layer.

*** NOTE *** CP = 5.594 TIME= 14:32:45
 Layer 34 defined by real constant set 22 (first occurrence at element 22)
 is a dropped layer.

*** NOTE *** CP = 5.609 TIME= 14:32:45
 Present time 0 is less than or equal to the previous time.
 Time will default to 1.

LOAD STEP OPTIONS

LOAD STEP NUMBER.1
 TIME AT END OF THE LOAD STEP.1.0000
 NUMBER OF SUBSTEPS.1
 STEP CHANGE BOUNDARY CONDITIONSNO
 INERTIA RELIEF.CALCULATE MASS ONLY
 INERTIA LOADS X Y Z
 ACEL0.0000 9.8067 0.0000
 OMEGA.0.0000 0.0000 8.4823
 PRINT OUTPUT CONTROLS
 ITEM FREQUENCY COMPONENT
 BASH ALL
 DATABASE OUTPUT CONTROLS.ALL DATA WRITTEN
 FOR THE LAST SUBSTEP

SOLUTION MONITORING INFO IS WRITTEN TO FILE= file.mntr

*** MASS SUMMARY BY ELEMENT TYPE ***

TYPE MASS
 1 57.2806

Range of element maximum matrix coefficients in global coordinates
 Maximum= 9.908086675E+09 at element 30.
 Minimum= 205285122 at element 120.

*** ELEMENT MATRIX FORMULATION TIMES
 TYPE NUMBER ENAME TOTAL CP AVE CP

1 120 SHELL99 0.172 0.001432
 Time at end of element matrix formulation CP= 6.28125.

*** NOTE *** CP = 6.297 TIME= 14:32:45
 Solution is done!

***** ANSYS PARTIAL SOLUTION ELPREP *****

***** PRECISE MASS SUMMARY *****

TOTAL MASS (X,Y,Z)= 57.274 57.274 57.274

MOMENTS AND PRODUCTS OF INERTIA TENSOR (I) ABOUT ORIGIN (GLOBAL CARTESIAN)

47.741	7.3638	2.1836
7.3638	6.6041	-1.4974
2.1836	-1.4974	51.585

CENTER OF MASS (X,Y,Z)=-0.10186 0.84511 0.12510E-01

MOMENTS AND PRODUCTS OF INERTIA TENSOR (I) ABOUT CENTER OF MASS (GLOBAL CARTESIAN)

6.8266	2.4338	2.1106
2.4338	6.0010	-0.89191
2.1106	-0.89191	10.086

PRINCIPAL CENTROIDAL MOMENTS OF INERTIA= 8.4606 3.3109 11.142

2/3

ORIENTATION VECTORS (GLOBAL CARTESIAN) FOR THE PRINCIPAL AXES=

(0.589, 0.718, -0.371) (-0.657, 0.693, 0.296) (0.470, 0.070, 0.880)

ANGLES (XY,YZ,XZ) OF THE PRINCIPAL AXES= 43.49 17.22 22.88

***** TOTAL LOAD SUMMARY *****

	X-AXIS	Y-AXIS	Z-AXIS
FORCES AT CENTER OF MASS.....	-14444.	-2006.1	-34717.
MOMENTS ABOUT ORIGIN.....	-37742.	-7838.6	17760.
MOMENTS ABOUT CENTER OF MASS.....	-8426.8	-4121.8	5348.4

3/3

EK 5 [...-45/45/90/0] oryantasyonundaki kevlar/epoksi kompozitinden yapılan gemi pervane kanadının kütle ve atalet momentinin ANSYS çıktısı (Kanat kalınlığı NAB ile aynı)

```

LOAD STEP OPTIONS

LOAD STEP NUMBER. . . . . 1
TIME AT END OF THE LOAD STEP. . . . . 1.0000
NUMBER OF SUBSTEPS. . . . . 1
STEP CHANGE BOUNDARY CONDITIONS . . . . . NO
INERTIA RELIEF. . . . . .CALCULATE MASS ONLY
INERTIA LOADS
    X      Y      Z
    ACEL . . . . . 0.0000 9.8067 0.0000
    OMEGA . . . . . 0.0000 0.0000 8.4823
PRINT OUTPUT CONTROLS
    ITEM      FREQUENCY      COMPONENT
    BASI      ALL
DATABASE OUTPUT CONTROLS. . . . . .ALL DATA WRITTEN
                                FOR THE LAST SUBSTEP

SOLUTION MONITORING INFO IS WRITTEN TO FILE= file.mntr

*** MASS SUMMARY BY ELEMENT TYPE ***

TYPE      MASS
1      116.396

Range of element maximum matrix coefficients in global coordinates
Maximum= 1.984479007E+10 at element 22.
Minimum= 465736295 at element 120.

*** ELEMENT MATRIX FORMULATION TIMES
TYPE  NUMBER  ENAME      TOTAL CP  AVE CP
1      120  SHELL99      0.203    0.001693
Time at end of element matrix formulation CP= 10.578125.

*** NOTE ***
Solution is done!
CP = 10.578 TIME= 13:12:11

```

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 09.01.1983

Doğum yeri İstanbul

Lise 1997-2001 Haydarpaşa Anadolu Lisesi

Lisans 2001-2005 Süleyman Demirel Üniversitesi Mühendislik Fak.
Makina Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 2006- Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Gemi İnşaatı Müh. Anabilim Dalı

Çalıştığı kurumlar

2005-devam ediyor. Sedef Gemi İnşaatı A.Ş. (devam ediyor)

