

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GEMİ PERVANELERİNE ETKİYEN HİDRODİNAMİK
YÜKLERİN BULUNMASI ve GERİLME ANALİZİNİN
YAPILMASI

79744

Gemi İnş. ve Mak. Müh. Yavuz ER

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

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Mesut GÜNER

Doç. Dr. Mesut Güner
Mesut Güner

Prof. Dr. Nihat TEKİN
Nihat Tekin

Doç. Dr. Kadir SARİÖZ
K. Sarıöz

İSTANBUL, 1998

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	IV
KISALTMA LİSTESİ	VI
ŞEKİL LİSTESİ	VII
ÇİZELGE LİSTESİ	XI
ÖNSÖZ	XII
ÖZET	XIII
ABSTRACT.....	XIV
1 GİRİŞ	1
2 SEVK SİSTEMLERİ ve PERVANE	3
2.1 Sevk Sistemleri'nin Tarihçesi	3
2.2 Gemi Sevk Sistemleri	8
2.2.1 Sabit kanatlı pervaneler	8
2.2.2 Kort nozullu pervaneler	10
2.2.3 Ters dönüşlü pervaneler	10
2.2.4 Bindirme pervaneler	11
2.2.5 Piç kontrollü pervaneler	11
2.2.6 Su jeti sevk sistemi	12
2.2.7 Dikey-Dönel pervaneler	14
2.2.8 Padıl çarklar	15
2.2.9 Süper iletken elektrik sevk sistemi	16
2.3 Pervanelerin Geometrisi	17
3 PERVANE TEORİLERİ	24
3.1 Momentum Teorisi	24
3.2 Kanat Elemanı Teorisi	26
3.3 Sirkülasyon Teorisi	28
4 PERVANE DİZAYN ve ANALİZ YÖNTEMLERİ	38
4.1 Kaldırıcı Hat (Lifting Line) Dizayn Metodu.....	38
4.1.1 Dizayn parametreleri	38
4.1.2 Matematiksel modelleme	39
4.1.2.1 Girdap hattı ve tabakası	39
4.1.2.2 Pervane tarafında indüklenmiş hızların hesabı	42
4.1.2.3 Kutta şartı	46
4.1.2.4 Lerbs'in Lifting Line analiz ve dizayn metodu	47
4.2 Kaldırıcı Yüzey (Lifting Surface) Dizayn Metodu	55
5 PERVANE MALZEMELERİ VE MUKAVEMETİ	57
5.1 Pervane Malzemeleri	57
5.1.1 Pervane malzemelerinin genel özellikleri	58
5.1.2 Pervane malzemelerinin spesifik özellikleri	61
5.1.2.1 Yüksek dayanımlı pirinç	62
5.1.2.2 Alüminyum bronzları	62
5.1.2.3 Paslanmaz çelik	64
5.1.2.4 Dökme demir	65
5.1.2.5 Dökme çelik	65
5.1.3 Mekanik özellikler	65
5.2 Pervane Mukavemeti	68
5.2.1 Ankastre giriş metodu	68

5.2.2	Nümerik kanat gerilme hesaplama metodları	72
5.2.3	Müsaade edilebilir gerilmeler	75
5.2.3	Gerçek ölçekli kanat gerilme ölçme	80
5.2.4	Pervane kanat titreşimi	81
5.2.4.1	Hava ortamında düz tabaka kanat titreşimi	81
5.2.4.2	Hava ortamında pervane kanat titreşimi	83
5.2.4.3	Su ortamının etkisi	86
5.2.4.4	Basit tahmin metodları	89
5.2.4.5	Sonlu elemanlar analizi	89
5.2.4.6	Pervane kanat sönümlemesi	91
6	SONLU ELEMENLAR METODU VE ANSYS PROGRAMI	93
6.1	Tarihsel Gelişim	93
6.2	Katı Mekanığı	94
6.2.1	Gerilme	94
6.2.2	Yerdeğiştirme ve uzamalar	95
6.2.3	Gerilme – Uzama ilişkisi	96
6.3	SEM’nun Yapı Problemlerine Uygulanmasında İzlenen Adımlar	98
6.3.1	Yapısal özellikler	100
6.3.1.1	Shell93 8 düğüm noktalı kabuk eleman	102
6.4	Sonlu Elemanlar Metodu Tabanlı Programlar	106
6.4.1	ANSYS programı	107
7	UYGULAMA	113
7.1	FF – 21 Fırkateyni	114
7.1.1	24° Eğrilik açısı için pervane dizaynı	116
7.1.2	36.5° Eğrilik açısı için pervane dizaynı	121
7.1.3	60° Eğrilik açısı için pervane dizaynı	125
7.2	Katamaran Yolcu Ferisi	129
7.3	Yağ Tankeri	134
8	SONUÇ	139
	KAYNAKLAR	142
	ÖZGEÇMİŞ	145

SİMGE LİSTESİ

Λ	Düşürme katsayısı
α	Hücum açısı
β_i	Hidrodinamik piç açısı
β	İlerleme açısı
η	Verim
η'	Pervane kanat elemanına ait verim
η_{pi}	İdeal verim
η'_{pi}	Pervane kanat elemanına ait ideal verim
ρ	Akışkanın kütleli yoğunluğu
ρ_m	Pervane malzemesi yoğunluğu
Γ	Bağlı sirkülasyon
Γ_F	Serbest sirkülasyon
ϕ	Açısal koordinat
$\gamma(s)$	Birim uzunluktaki sirkülasyon şiddeti
BAR	Kanat alan oranı
B_p	Pervane güç katsayısı
C	Kort uzunluğu
$\bar{c}$	Kanat ortalama kord boyu
C_D	Direnç katsayısı
C_L	Kaldırma kuvveti katsayısı
$c_{0.5}$	0.5·R'de kord boyu
c_h	Kanat kökünde kord boyu
D	Pervane çapı
D	Direnç kuvveti
E	Pervane malzemesi elastisite modülü
F	Teğetsel kuvvet
f	Frekans
f_{air}	Frekans, hava ortamında
f_{water}	Frekans, su ortamında
f_{tair}	Frekans, hava ortamında, deney sonuçlarından çıkarılan formül için
G	Pervane malzemesi kayma modülü
G	Boyutsuz sirkülasyon
I_{ae}	Dışardaki noktalarda teğetsel indüksiyon faktörü
I_{te}	Dışardaki noktalarda eksenel indüksiyon faktörü
I_{ai}	İçerdeki noktalarda eksenel indüksiyon faktörü
I_{ti}	İçerdeki noktalarda teğetsel indüksiyon faktörü
J	İlerleme katsayısı
K_T	İtme katsayısı
K_Q	Tork katsayısı
N	Pervane devir sayısı
P	Piç
P	Basınç
p_b	Kanat sırtındaki basınç
p_f	Kanat yüzündeki basınç
P_D	Serbest beygir gücü (DHP)

R	Pervane yarıçapı
r_h	Pervane göbek yarıçapı
r_h	Kanat kökü yarıçap değeri
S	Eğrisel koordinat
T	İtme
$\bar{t}$	Kanat ortalama kalınlığı
$t_{0.5}$	0.5·R’de kord kalınlığı
t_h	Kanat kökünde kord kalınlığı
U_{ae}	Dışardaki noktalarda eksenel indüklenmiş hız
U_{ai}	İçerdeki noktalarda eksenel indüklenmiş hız
u_{te}	Dışardaki noktalarda teğetsel indüklenmiş hız
u_{ti}	İçerdeki noktalarda teğetsel indüklenmiş hız
X	Boyutsuz radyal koordinat (r/R)
V'	Girdap hızı
V_A	Pervane üzerine gelen su hızı
V_R	Pervaneye gelen bileşke hız
V_S	Gemi ilerleme hızı
V_∞	Pervane etkilerinden yeterince uzaktaki su hızı
W	İz
W	Pervane açısal hızı
W_F	Froude iz katsayısı
W_F	Sürtünme iz katsayısı
W_P	Potansiyel iz katsayısı
W_w	Dalga iz katsayısı
Z	Pervane kanat sayısı

KISALTMA LİSTESİ

Cunial	Cu-Ni-Al alaşımı (Ni-Al bronzu)
DNV	Det Norske Veritas
DTMB	David Taylor Model Basin
SEM	Sonlu Elemanlar Metodu
SEY	Sonlu Elemanlar Yöntemi
SNAME	The Society of Naval Architects and Marine Engineers



ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1	Hooke pervanesi(1683) 4
Şekil 2.2	Bernoulli pervanesi(1752) 4
Şekil 2.3	Napoleon pervanesi(1842) 4
Şekil 2.4	Değişik tipte pervane dizayn çalışmaları 4
Şekil 2.5	1800 – 1880 yılları arasında pervane gelişimi 5
Şekil 2.6	Değişik pervane dizaynları 5
Şekil 2.7	Değişik pervane dizaynları 7
Şekil 2.8	Akım içindeki kanat kesidi 9
Şekil 2.9	Sabit kanatlı tek parça ve kanatları civata ile bağlanabilen pervane tipleri 9
Şekil 2.10	Tek parça beş kanatlı sol dönüşlü bir pervane 9
Şekil 2.11	Kort nozullu Z sürücü 10
Şekil 2.12	Bindirme çalışan pervaneler 11
Şekil 2.13	Piç kontrollü pervane 12
Şekil 2.14	Su jeti genel görünüşü 13
Şekil 2.15	Değişik sevk sistemlerinin sevk verimleri grafiği 14
Şekil 2.16(a)	Dikey-Dönel pervaneler - Kirsten-Boeing pervanesi 15
Şekil 2.16(b)	Dikey-Dönel pervaneler - Voith-Schneider pervanesi 15
Şekil 2.17	Hareketli kanatlı padıl çark 16
Şekil 2.18	Pervane bölgeleri 18
Şekil 2.19	Kanat kesiti bölümleri 19
Şekil 2.20	Kanat referans hatları 20
Şekil 2.21	Silindirik kanat kesiti tanımı 20
Şekil 2.22(a)	Piç tanımı – Silindirden helisel tanımlama 21
Şekil 2.22(b)	Piç tanımı – Helisel tanımlamanın açılımı 21
Şekil 2.23	Eğrilik tanımı 21
Şekil 2.24	Eğiklik tanımı 22
Şekil 2.25	Projeksiyon, inkişaf, düzlenmiş açanım alanları 22
Şekil 3.1	Pervane ön ve arkasındaki hız ve basınçlar 24
Şekil 3.2	Bir pervane kanat elemanı üzerindeki hız ve kuvvetler 26
Şekil 3.3	Magnus etkisi 30
Şekil 3.4	Profil etrafındaki sirkülasyon 31
Şekil 3.5	Başlangıç girdabı ve sirkülasyon 32
Şekil 3.6	Sonlu açıklığa sahip bir kanat profilinde kapalı girdap sistemi 33
Şekil 3.7	Helisel girdap sistemi 34
Şekil 3.8	Orta yüklü bir pervanede kanat elemanına gelen hız ve kuvvetler 35
Şekil 4.1(a)	Girdaplar – İki boyutlu girdap 40
Şekil 4.1(b)	Girdaplar – Doğru girdap 40
Şekil 4.2	Düz girdap tabakası 41
Şekil 4.3	Helisel girdap tabakası 41
Şekil 4.4	Bir hidrofoil kesitin girdap tabakası ile temsili 42
Şekil 4.5	Biot-Savart kanununun genel bir girdap hattına uygulanması 43

Şekil 4.6	Biot-Savart kanununun doğrusal bir girdap hattına uygulanması	43
Şekil 4.7	Biot-Savart kanununun yarı-sonsuz düzenli bir girdap hattına uygulanması	45
Şekil 4.8	Lerbs'in lifting line modeli	48
Şekil 4.9	Kanat geometrisi	55
Şekil 5.1	Pervane malzemeleri	57
Şekil 5.2	İngiliz Loyd'u tarafından onaylanmış pervanelerin malzeme oransal dağılımı	58
Şekil 5.3	Kalın kanat kesitlerinde genel makroyapı oluşumu	60
Şekil 5.4(a)	Pervane malzemelerinin mekanik karakteristikleri – Gerilme-Uzama eğrisi	61
Şekil 5.4(b)	Pervane malzemelerinin mekanik karakteristikleri – Yorulma-Dayanım eğrisi	61
Şekil 5.5	Bakır alaşımlarının ortalama gerilme ve yorulma dayanımı karakteristikleri	62
Şekil 5.6	Bakır – Alüminyum – Manganez alaşımında kimyasal kompozisyonun etkisi	64
Şekil 5.7	Ni – Al bronzunun tipik korozyon yorulma dayanımı grafiği	67
Şekil 5.8	Ankastre giriş metodunun temel kavramları	69
Şekil 5.9	Kanat üzerindeki mekanik yük komponentleri	70
Şekil 5.10	Kalınlık ve gerilme dağılımı arasındaki ilişki	72
Şekil 5.11	Sonlu elemanlar metodunda kanat modelleme	73
Şekil 5.12	Farklı eğrilige sahip kanatlarda maksimum gerilme dağılımları ..	74
Şekil 5.13	Deney sonuçları ve ankastre giriş metodu, 7 farklı SEM eleman tipinin gerilme analizi sonuçları	75
Şekil 5.14	Pervane yorulma analizi	76
Şekil 5.15	Pervane mukavemet analizi dizayn prosedürü	77
Şekil 5.16	Yorulma olayı evreleri	78
Şekil 5.17	Yüksek eğrilikli pervanede tipik kırılma hattı	79
Şekil 5.18	Yorulmadan dolayı kırılma olayı gerçekleşmiş gerçek bir pervane'de kırılma kesidi	79
Şekil 5.19(a)	Gerçek ölçekli kanat gerilme ölçüm teknikleri - Şaft içinden iletimli	80
Şekil 5.19(b)	Gerçek ölçekli kanat gerilme ölçüm teknikleri - Sualtı radyo frekans iletimli	80
Şekil 5.20	Eliptik düz tabaka kanatların mod şekilleri	82
Şekil 5.21	Düz tabaka kanatların mod frekansları	83
Şekil 5.22	Hava ortamında pervane kanadının mod şekilleri	84
Şekil 5.23	Geniş kanatlı pervanenin mod şekilleri	85
Şekil 5.24	İki farklı piç kontrollü pervane kanadı mod şekilleri	86
Şekil 5.25	İki farklı pervane kanadının su ve hava ortamındaki mod şekilleri	88
Şekil 5.26	Pervane kanat titreşimi için sonlu elemanlar mesh modeli	90
Şekil 5.27(a)	Pervane kanadı sönmüleme özellikleri – Hava'da uç kanatlı pervanenin serbest titreşimi	92
Şekil 5.27(b)	Pervane kanadı sönmüleme özellikleri – Pervane üretimi için yüksek sönmüleme karakteristikli malzeme titreşimi örneği	92

Şekil 6.1	Kartezyen koordinatlarda birim gerilme küpü	94
Şekil 6.2	Kartezyen koordinatlarda deformasyona uğrayan birim gerilme küpü	95
Şekil 6.3(a)	Gerilme altında düz plaka - Genel görünüş	99
Şekil 6.3(b)	Gerilme altında düz plaka – Gerilme dağılımı	99
Şekil 6.4(a)	Düz plakanın sonlu elemanlar ile modellenmesi – Sonlu elemanlar modeli	100
Şekil 6.4(b)	Düz plakanın sonlu elemanlar ile modellenmesi – Analiz sonucu gerilme dağılımı	100
Şekil 6.5	Üç boyutlu 8 Düğüm noktalı kabuk eleman	102
Şekil 6.6	ANSYS programı penceresi	111
Şekil 6.7	ANSYS programı modülleri ve kabiliyetleri	112
Şekil 7.1	FF – 21 Fırkateyni genel görünüşü	114
Şekil 7.2	FF – 21 Fırkateyni enkesitleri	114
Şekil 7.3	FF – 21 Fırkateyni iz dağılımı	116
Şekil 7.4	24° Eğrilikli fırkateyn pervanesi	117
Şekil 7.5	24° Eğrilikli fırkateyn pervanesi kanat kesitleri	117
Şekil 7.6	24° Eğrilikli pervane kanadı sonlu elemanlar modeli	118
Şekil 7.7	24° Eğrilikli pervane kanadı üzerinde basınç dağılımları	118
Şekil 7.8	24° Eğrilikli pervanede en büyük gerilmenin olduğu kanat pozisyonu 54° için Von-Mises gerilme dağılımı	119
Şekil 7.9	24° Eğrilikli pervanede sırasıyla 270, 342, 54, 126, 198 derece pozisyonları için Von-Mises gerilmesi	120
Şekil 7.10	36.5° Eğrilikli fırkateyn pervanesi	121
Şekil 7.11	36.5° Eğrilikli fırkateyn pervanesi kanat kesitleri	122
Şekil 7.12	36.5° Eğrilikli pervane kanadı üzerinde basınç dağılımları	122
Şekil 7.13	36.5° Eğrilikli pervanede en büyük gerilmenin olduğu kanat pozisyonu 126° için Von-Mises gerilme dağılımı	123
Şekil 7.14	36.5° Eğrilikli pervanede sırasıyla 270, 342, 54, 126, 198 derece pozisyonları için Von-Mises gerilmesi	124
Şekil 7.15	60° Eğrilik açılı fırkateyn pervanesi	125
Şekil 7.16	60° Eğrilikli fırkateyn pervanesi kanat kesitleri	126
Şekil 7.17	60° Eğrilikli pervane kanadı üzerinde basınç dağılımları	126
Şekil 7.18	60° Eğrilikli pervanede en büyük gerilmenin olduğu kanat pozisyonu 126° için Von-Mises gerilme dağılımı	127
Şekil 7.19	60° Eğrilikli pervanede sırasıyla 270, 342, 54, 126, 198 derece pozisyonları için Von-Mises gerilmesi	128
Şekil 7.20	Katamaran iz dağılımı	129
Şekil 7.21	Katamaran pervanesi	131
Şekil 7.22	Katamaran pervanesi kanat kesitleri	131
Şekil 7.23	Pervane kanadı üzerinde basınç dağılımları	131
Şekil 7.24	En büyük gerilmenin olduğu kanat pozisyonu 90° için Von-Mises gerilme dağılımı	132
Şekil 7.25	Sırasıyla 270, 0, 90, 180 derece pozisyonları için Von-Mises gerilmesi	133
Şekil 7.26	Tanker iz dağılımı	134
Şekil 7.27	Tanker pervanesi	135

Şekil 7.28	Tanker pervanesi kanat kesitleri	136
Şekil 7.29	Pervane kanadı üzerinde basınç dağılımları	136
Şekil 7.30	En büyük gerilmenin olduğu kanat pozisyonu 0° için Von-Mises gerilme dağılımı	137
Şekil 7.31	Sırasıyla 270, 0, 90, 180 derece pozisyonları için Von-Mises gerilmesi	138
Şekil 8.1	Fırkateyn pervanesi (60° eğrilik) için bir devir boyunca maksimum Von-Mises gerilmesi, kesme gerilmesi, yerdeğiştirme dağılımı	139
Şekil 8.2	Katamaran pervanesi için bir devir boyunca maksimum Von-Mises gerilmesi, kesme gerilmesi, yerdeğiştirme dağılımı	139
Şekil 8.3	Tanker pervanesi için bir devir boyunca maksimum Von-Mises gerilmesi, kesme gerilmesi, yerdeğiştirme dağılımı	140
Şekil 8.4	Fırkateyn için yapılan farklı eğrilikli pervanelerin maksimum Von-Mises gerilmesi, kesme gerilmesi, yerdeğiştirme dağılımı	140
Şekil 8.5	Fırkateyn için yapılan farklı eğrilikli pervanelerin doğal frekans dağılımı	141



ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1	Alman loydunun pervane klaslaması için data tablosu ... 23
Çizelge 5.1	Saf bakır fiziksel özellikleri 59
Çizelge 5.2	Pervane kanadına ait birinci tip yorulma saykıl sayısı 61
Çizelge 5.3	Bakır bazlı pervane malzemelerinin kimyasal kompozisyonları 63
Çizelge 5.4	Bakır bazlı pervane malzemelerinin mekanik özellikleri 63
Çizelge 5.5	Tipik malzeme özelliklerinin karşılaştırılması 66
Çizelge 5.6	Değişik gemi tiplerine göre kanat kökü gerilme dağılımları ... 72
Çizelge 5.7	Kırılma olayı için malzeme sabitleri 78
Çizelge 5.8	Mod şekillerinin frekans değerleri 82
Çizelge 5.9	Dört kanatlı, BAR=0.524, P/D=0.65 olan pervane kanadının hava ve su ortamındaki frekans değerleri 87
Çizelge 5.10	Dört kanatlı, BAR=0.85, P/D=1.0 olan pervane kanadının hava ve su ortamındaki frekans değerleri 87
Çizelge 5.11	Üç pervane için ölçülen sönümleme faktörleri 91
Çizelge 7.1	24° Eğrilik açısı için pervane geometrisi dataları 117
Çizelge 7.2	24° Eğrilikli pervane için kanat açılarına göre analiz sonuçları 119
Çizelge 7.3	24° Eğrilikli pervane için doğal frekans analizi sonuçları 119
Çizelge 7.4	36.5° Eğrilikli pervane geometrisi dataları 121
Çizelge 7.5	36.5° Eğrilikli pervane için kanat açılarına göre analiz sonuçları 123
Çizelge 7.6	36.5° Eğrilikli pervane için doğal frekans analizi sonuçları 123
Çizelge 7.7	60° Eğrilik açısı için pervane geometrisi dataları 125
Çizelge 7.8	60° Eğrilikli pervane için kanat açılarına göre analiz sonuçları. 127
Çizelge 7.9	60° Eğrilikli pervane için doğal frekans analizi sonuçları 127
Çizelge 7.10	Katamaran pervane geometrisi dataları 130
Çizelge 7.11	Katamaran pervanesi için kanat açılarına göre analiz sonuçları 132
Çizelge 7.12	Katamaran pervanesi için doğal frekans analizi sonuçları 132
Çizelge 7.13	Katamaran pervane geometrisi dataları 135
Çizelge 7.14	Tanker pervanesi için kanat açılarına göre analiz sonuçları ... 137
Çizelge 7.15	Tanker pervanesi için doğal frekans analizi sonuçları 137

ÖNSÖZ

Bu tez yüksek lisans eğitimim sırasında aldığım derslerin birikimi ve hocam Doç. Dr. Mesut GÜNER' in yol göstermesi ile hazırlanmıştır.

Kısa zamanda bitirmek zorunda kaldığım bu tezi hazırlamamda yardımlarını ve desteğini eksik etmeyen çok değerli sayın hocam Doç. Dr. Mesut GÜNER' e, tezinden faydalandığım Ar. Gör. Fahri ÇELİK' e ve diğer ismini sayamadığım arkadaş ve hocalarıma ne kadar teşekkür etsem azdır. TEŞEKKÜRLER.



ÖZET

Pervane dizayn ve analiz yöntemlerindeki gelişmelerle pervanelerin mukavemet analizinde kullanılabilecek data sayısı artmış ve gerçek çalışma ortamı modellenabilir olmuştur. Bu noktada klasik pervane mukavemet hesapları yetersiz kalmıştır. Bilgisayarların gelişmesiyle birlikte sonlu elemanlar metodu geliştirilmiş ve 1970'lerden itibaren pervanelere uygulanmaya başlanmıştır. Sonlu elemanlar metodu ile karmaşık geometrilerin çok değişik ve düzensiz yükler altında mukavemet analizi yapılabilmektedir. Sonuçta bu tezde üç farklı tipte pervane dizayn edilmiş ve kanat yüzeyindeki basınç yükleri Lifting Surface ile hesaplanmıştır. Kanat geometrisi oluşturulup sonlu elemanlar metodu ile gerilme ve titreşim analizi yapılmıştır. Bu şekilde üretim öncesi pervanenin mukavemeti ve titreşim karakteristiği hakkında gerçeğe yakın değerler bulunup özellikle savaş gemileri için çok iyi performansa sahip pervanelerin dizayn edilebilmesine imkan sağlanmaktadır.



ABSTRACT

Developments in marine propeller design and analysis have resulted in new information to be used for stress analysis at the propellers and it also provides designer with realistic model. Traditional methods for strength analysis have become insufficient. As computer technology has advanced, finite element method for propeller stress analysis has been used after 1970. Complicated geometry with non-uniform load can be analysed by finite element method. In this thesis, three different type of propeller have been designed and blade pressures on these propellers have been calculated by lifting surface theory. Then, stress and vibration analysis of propellers have been carried out by finite element method. The procedure developed in this thesis gives information on propeller strength and vibration characteristics before production of propeller. This procedure provides designers with high quality propeller performance which is important for warship.



1 GİRİŞ (Baykal ve Güner,1996), (Carlton,1994), (Sabuncu,1983), (Tornblad,1987)

Su ortamında bir cismi istenen hızda hareket ettirmek için cismin karşılaştığı dirençleri zıt yönde karşılayacak şekilde bir sevk yöntemiyle yenmek gerekir. Dirençleri karşılamak için gerekli güç cisim içinden veya dış ortamdan sağlanabilir. Bunlara örnek olarak cisim içinden petrol türevi yakıtlar ile cisim dışından ise çekme, güneş, rüzgar enerjileri verilebilir. Alınan bu enerjileri güce çevirmek için buhar türbinleri, gaz türbinleri, dizel ve otto motorları, elektrik motorları kullanılabilir. Elde edilen güç teknenin hareketi için padıl sistemlere, pervanelere ve su jeti gibi tahrik sistemlerine aktarılır.

Pervane latince pro “ileri” kelimesi ile pello “sürme, itme” kelimelerinin birleşmesi ile ileri doğru sürme , itme anlamında propeller “pervane” denmiştir. Pervane ilk fikri Leonardo da Vinci (1452- 1519) tarafından ortaya konduğu çizim ve kitaplarından çıkarılabilir. Fakat pratik anlamda ilk uygulayıcısı, mucidi genellikle İsveç’li John Ericsson bilinir. O tarihlerde Fransız ve İngiliz mucitlerde pervane üzerinde çalışmaktaydılar. İlk kullanılabilir, pratik sonuç 19. yy’da Amerika’lı John Stevens’in “Little Juliana” isimli 4 kanatlı pervane ile donatılmış teknesi ile yaptığı 6 – 7 knot sürat ile elde etmiştir. Avusturalya’lı Josef Ressel “screw” patentini 1827’ de almış ve birkaç yıl sonra teknesi “Cirvetta” da denemiştir. 31 mayıs 1836’ da İngiliz Francis Pettit Smith “screw propeller” patentini almış ve “Infant Royal” isimli romököründe verimliliğini göstermiştir.

31 Temmuz 1836’ da John Ericsson “iki geniş, ince metal bandlar ile spiral yüzeyde kısa silindir şeklinde ve kollarda ince karşılıklı ters yönlerde ve ortak ekseninde farklı hızlarda dönen” pervane tanımı ile patent almıştır.

Günümüzde pervane kavramı ve yapısı ufak değişiklikler dışında son yüzyılda değişmemiş sadece üretim ve hesap kabiliyetlerinin artmasıyla verim ve diğer bazı özelliklerde iyileşme sağlanmıştır. Örneğin eğrilik dediğimiz özellik 1883’de patenti alınmış fakat 1960’lardan önce uygulama imkanı olmamıştır.

Pervane özellikleri olarak günümüzde 10 cm’lerden 11 metre çapa kadar ve çok yeni teknoloji ürünü malzemelerle örneğin kompozit malzemelerle imal edilebilme şeklinde gelişmeler göstermiştir.

Tezin amacı : Bir geminin en önemli sevk sistemi pervaneler olup çeşitli sebeplerden dolayı gemi ömrü boyunca sıkça değiştirilmekte ve tamir edilmektedir. Savaş gemileri ve denizaltılarda ise akustik özelliklerinden dolayı pervane dizaynı dahada önem kazanmaktadır. Akustik özelliklerini iyileştirmek için yüksek eğrilik verilmekte bu ise pervane kanatları üzerindeki gerilmeleri artırmaktadır. Bu sebeple malzeme ve kanat kalınlıklarının doğru seçilmesi gerekmektedir. Bu dizayn problemleri altında bu tezde sevk sistemleri kısaca tanıtılmış tarihleri hakkında bilgi verilmiş, sevk sistemlerinden pervane ile ilgili tanımlar verilmiş ve pervane teorileri, dizayn, analiz yöntemleri incelenmiştir. Pervane malzemeleri genel olarak incelenmiş karşılaştırmalı çizelgeler halinde verilmiştir. Klasik pervane mukavemet hesabı ve günümüzün mukavemet analiz yöntemi sonlu elemanlar metodu hakkında bilgi verilmiştir. Uygulamada kullanılan SEM eleman tipi olan kabuk elemanın sonlu elemanlar formülasyonu çıkarılmıştır. SEM programlarına göz atılmış ve tezde kullanılan ANSYS programı hakkında bilgi verilmiştir. Uygulama kısmında değişik tipte pervanelerin dizaynları yapılmış ve bunların ANSYS programında mukavemet analizi ve titreşim doğal frekans analizi yapılmıştır.

2 SEVK SİSTEMLERİ ve PERVANE (Carlton,1994), (Baykal ve Güner,1996), (Sabuncu,1983), (Tornblad,1987)

Gemi direnci, geminin ileri hareketi sırasında içinde bulunduğu ortam nedeniyle sudan ve havadan göreceği direnç kuvvetlerinin incelenmesi ve bu kuvvetleri karşılayabilecek, geminin belirli bir hızda ve belirli şartlarda sevk için gerekli gücün tayini konularını kapsamaktadır.

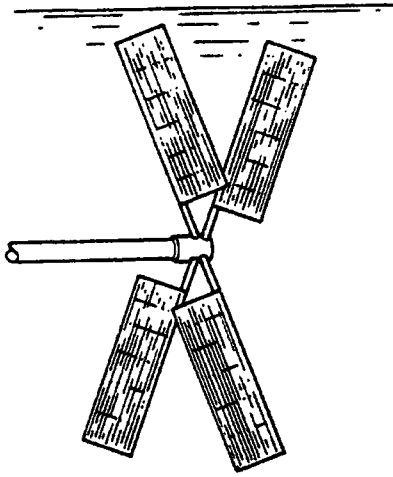
Gemi sevki ise direnci yenmek üzere belirlenen gücü kullanarak geminin istenen hareketlerinin sağlanmasına yönelik çalışmaları kapsamaktadır. Geminin su içerisinde hareketini sağlamak için bir itme kuvvetine ihtiyaç vardır. Bu kuvvet pervane, çark, su jeti vb. sistemlerle sağlanmaktadır.

2.1 Sevk Sistemleri'nin Tarihçesi

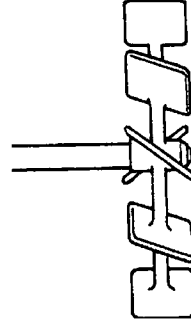
Genel olarak gemiler sevk şekillerine göre iki gruba ayrılırlar:

- (a) Kendi kendini sevk edebilen gemiler: Bu tip gemilerde doğal enerji veya makina yardımı ile sevk sağlanır.
- (b) Kendi kendini sevk edemeyen gemiler: Sevkleri için gerekli gücü kendi imkanları ile sağlayamayan gemilerdir. Örneğin mavnalar, yüzer havuzlar bu tip gemi sınıfına girerler.

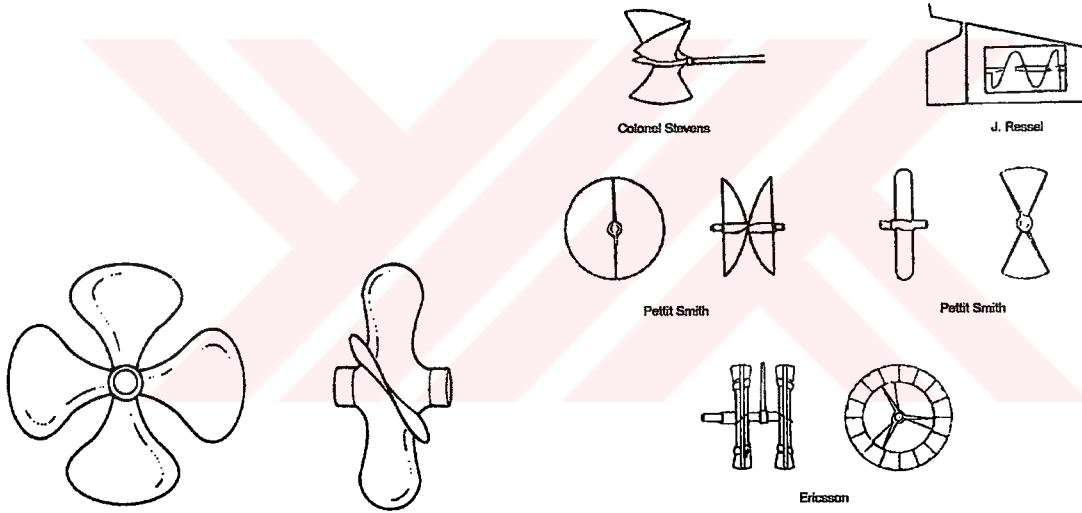
Su üzerinde taşıma ve gemilerin kürek, yelken gibi sistemlerle sevk edilmesi insanlık tarihi kadar eskidir. Mekanik sevk sistemlerinin kullanılmaya başlaması ise göreceli olarak yenidir. Mekanik sevk sistemleri içerisinde en eski uygulamanın padıl çark mekanizmaları olduğu söylenebilir. 1543 yılında V. Charles'in emriyle Blasca de Garay tarafından buhar makinası ile donatılmış bir gemiye dönen çarklar monte edilerek sevki sağlanmıştır. Barselona' da yapılan bu ilk padıl çark denemesi başarısızlık ile sonuçlanmıştır. Bu başarısızlıklar ancak 250 yıl sonra "Charlotte Dundas" gemisine bir buhar sistemi uygulanması ile yapılabilmektedir. 1807 yılında Robert Fulton' un, New York yakınında Hudson nehrinde yolcu taşımak amacı ile "Clermont" gemisi uygulaması vardır. İlk defa



Şekil 2.1 Hooke pervanesi(1683)



Şekil 2.2 Bernoulli pervanesi(1752)

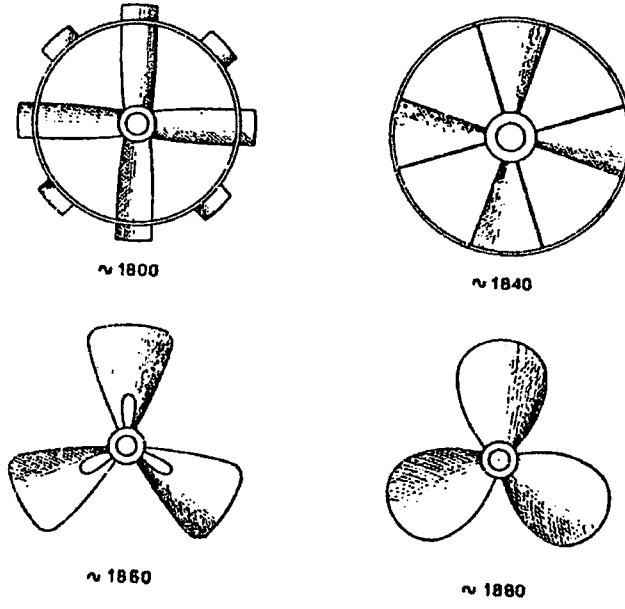


Şekil 2.3 Napoleon pervanesi(1842)

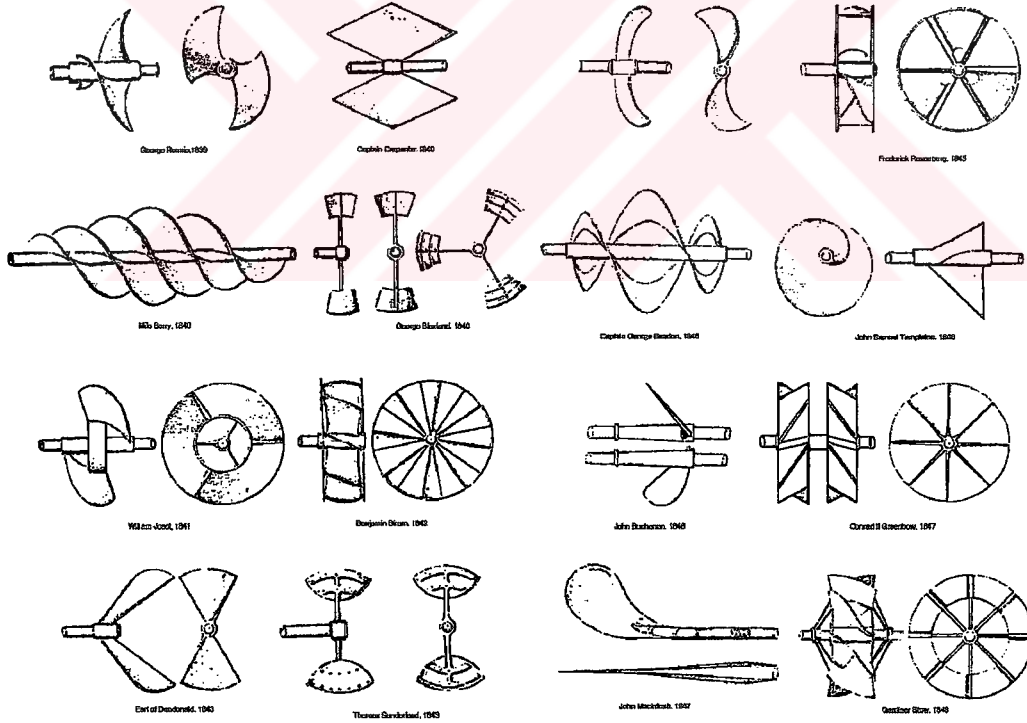
Şekil 2.4 Değişik tipte pervane dizayn çalışmaları

1819 yılında “SAVANNAH” isimli padıl çark mekanizmalı bir gemi Atlantığı aşma başarısını göstermiştir. Sonraları da birçok kişi bunu denemişler ve başarılı olmuşlardır.

Buhar makinaları ile birlikte uygulanan padıl çark mekanizmaları, uskur pervanesinin üstünlüğünün başladığı 1850 yılına kadar çok yaygın olarak



Şekil 2.5 1800 – 1880 yılları arasında pervane gelişimi



Şekil 2.6 Değişik pervane dizaynları

kullanılmışlardır. Padıl çark mekanizmaları diğer sevk mekanizmaları ile karşılaştırıldığında daha yüksek verimli olmalarına karşın bazı dezavantajları olduğu görülmektedir. Bunların başlıcaları :

- a) Padıl çarklar geminin değişik yükleme şartlarında değişik çalışma derinliğine sahip olmakta, bu da sevk sisteminin yüklenme durumunun değişmesine sebep olmaktadır.
- b) Her iki taraftaki çarkların, geminin denizdeki yalpa hareketi nedeniyle değişik oranlarda su içerisinde kalmaları, değişik oranlarda itme sağlamaları nedeniyle düz bir rota tutma güçlüğü ortaya çıkmaktadır.
- c) Kötü hava koşullarında hasara uğrama riski fazladır.
- d) Çarkların düşük devirlerde döndürülmesi zorunluluğu, çok ağır makina ve dişli sistemlerini gerekli kılmaktadır. Ağırlık yönünden dezavantajlıdır.
- e) Çarkların montesi ile geminin genişliği çok arttırılmış olmaktadır.
- f) Çark sisteminin ve ağır makina aksamının geminin genel yerleştirmesi ve bölmelenmesinde, hacimsel tasarımda sakıncalar ortaya çıkaracağı açıktır.

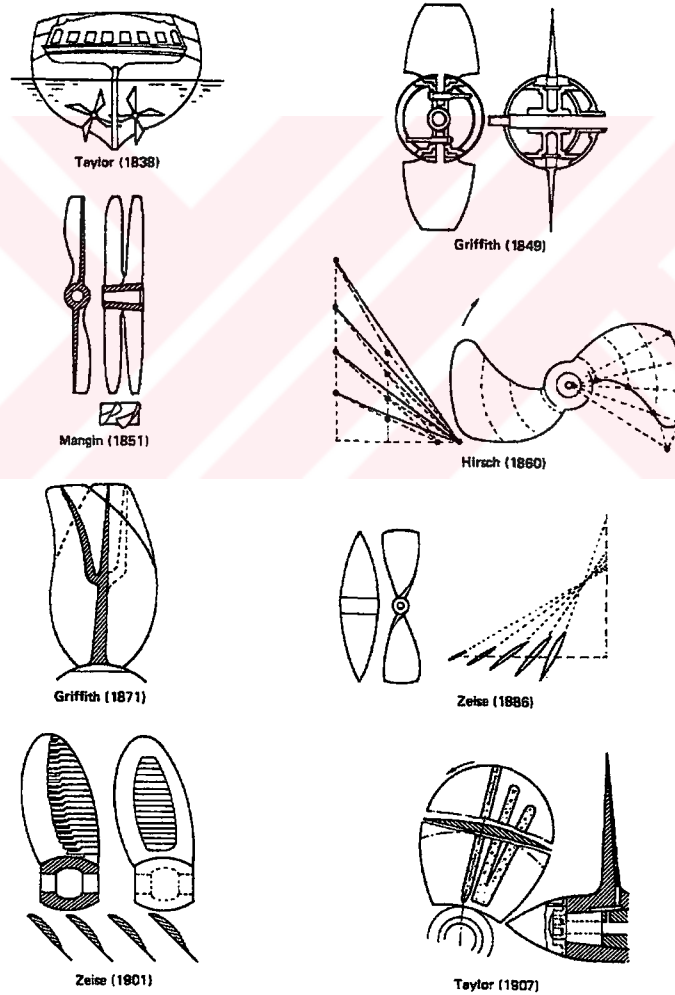
Padıl çark mekanizmaları yüksek manevra yetenekleri sağlamaları ve sığ sulardaki kullanım avantajları nedeniyle, özellikle iç sularda draftları fazla değişken olmayan romorkör, nehir gemisi vs. gibi gemi tiplerinde yaygın olarak kullanılmaya devam edilmiştir.

1661 yılında, İngiltere' de Toogood ve Hayes, Arşimet'in sevk sistemine benzer bir gemi sevk sistemi için patent almışlardır. Bu sevk sistemi gemi ortasında bir kanal, baş tarafta, kanal girişinde suyu içeriye basan bir tulumba ile kıçta, kanal çıkışında suyu dışarıya basan bir tulumba sisteminden oluşuyordu. Bu şekilde bir itme kuvveti temin edilerek gemi sevk edilmiş oluyordu.

Uskur pervanenin ilk pratik uygulamasını yapan 1802-1804 yıllarında 7.5 metre boyunda bir tekneye önce tek, sonra çift pervane monte edilerek bir seri deneyler yapmış olan Amerikalı müşavir avukat Colonel Stevens olmuştur. Ancak o günlerde Amerika'da bu konuya ilgi duyulmamış ve sistem kabul görmemiştir.

Uskur pervane ile teçhiz edilmiş “Great Britan” isimli İngiliz buharlı gemisi 1845 yılında Atlantiği aşmıştır. Padıl çark ile sevk sistemine sahip son buharlı açıkdeniz gemisi ise 1861 yılında kızağa konmuş, bundan sonra tamamen sevk sistemi olarak uskur pervane tercih edilmiştir.

Yüzelli yıldan beri uskur pervane gemilerin sevinde en uygun sevk cihazı olarak konumunu korumaktadır. Geçen uzun sürede pervane dizaynında sevk sisteminde birçok gelişmelerin olmasına rağmen temel uskur pervane yapısında büyük bir değişiklik olmamıştır. Yüksek verim ve kullanım şartlarına uygunluğu nedeniyle uskur pervane daha uzun süreler kullanılmaya devam edecek gibi görünmektedir (Baykal ve Güner, 1996).



Şekil 2.7 Değişik pervane dizaynları

2.2 Gemi Sevk Sistemleri

2.2.1 Sabit kanatlı pervaneler

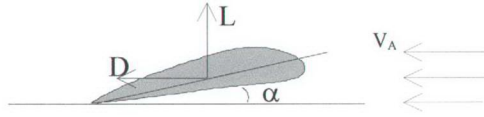
Uskur pervaneler bosalarından veya göbeklerinden çıkan 2 veya daha fazla kanada sahip, bir shaft yardımıyla döndürülen, kanatlar etrafında oluşan basınç dağılımı ve bunun sonucunda oluşan kaldırma kuvveti vasıtasıyla gemiyi sevk eden mekanizmalardır. Sabit kanatlı pervaneler tek parça halinde veya kök ve kanatlar ayrı ayrı dökülerek civatalar ile birleştirilecek şekilde üretilirler. Günümüzde tek parça pervaneler birleştirmeli pervanelere nazaran daha fazla kullanılmaktadır.

Sabit kanatlı ve tek parça pervaneler küçük teknelerde birkaç kilo'dan büyük tankerlerde 80-85 ton ağırlığa kadar değişmektedirki toplam döküm ağırlığı 120 tona ulaşabilmektedir. Bu tip pervanelerin kanat sayıları iki ile yedi arasında değişmektedir.

Bir akım içerisinde yerleştirilen bir kanat kesidi üzerinde akıma dik yönde bir kaldırma kuvveti (L) ile akım yönünde bir direnç kuvveti (D) oluşur. Şekil 2.8 de görüldüğü gibi kanat kesidi üzerinde oluşan (L) kaldırma kuvveti tüm kanat üzerinde (kökten uca kadar) entegre edilirse bu kanat üzerinde oluşan toplam kaldırma kuvveti bulunur.

Bu kuvvet kanat sayısı ile çarpıldığında ise tüm kanatlardan sağlanan, ya da pervanenin sağladığı toplam kaldırma kuvveti, toplam itme bulunur. Gemide birden çok pervane varsa herbir pervaneden sağlanan itmeler toplanarak geminin sevk için sağlanacak toplam itme bulunmuş olur.

Uskur pervane üzerindeki kaldırma kuvvetleri geminin sevk için kullanılırken, kanatlar üzerindeki direnç kuvvetlerinin geminin sevkine bir katkıları yoktur. Ancak bu direnci yenecek torkun tahrik sisteminde sağlanması gerekir. Başka bir deyişle bu tork makina gücüyle karşılanacaktır.



Şekil 2.8 Akım içindeki kanat kesidi



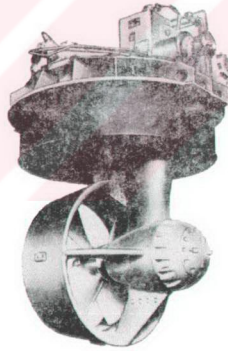
Şekil 2.9 Sabit kanatlı tek parça ve kanatları civata ile bağlanabilen pervane tipleri



Şekil 2.10 Tek parça beş kanatlı sol dönüşlü bir pervane

2.2.2 Kort nozullu pervaneler

Kort nozullu pervaneler iki bileşenden oluşmaktadır. Bunlar şaft eksenine dairesel şekilde simetrik hidrofoil keside sahip bileşen ve bunun içinde dönen, açık su pervanelerinin bu nozul içinde akış kayıplarını düşürecek şekilde dizayn edilmiş pervane bileşenidir. Sabit kanatlı ve piç kontrollü bir pervane, büyük yük altında çalıştığı takdirde, bunun etrafına bir kort tanburu ilave edilmesi iyi netice vermektedir. Kort nozulu sabit veya dikey bir eksen etrafında belli bir açığa kadar dönebilen tipleri olabilmektedir. Kort nozulu takılması hızı artırır, pervanenin veriminin yüksek ve sabit olmasını, pervaneye gelen suyun düzenli olmasını sağlar. Buzlu denizlerde pervaneyi korur ayrıca gemi stabilitesine özellikle dalgalı denizlerde olumlu katkıda bulunur. Kort nozulları hidrodinamik bakımdan iki tiptir. Bunlar su hızı artırıcı ve düşürücü tipte tanburlardır. Şekil 2.11’de kort nozullu Z sürücü görülmektedir.



Şekil 2.11 Kort nozullu Z sürücü

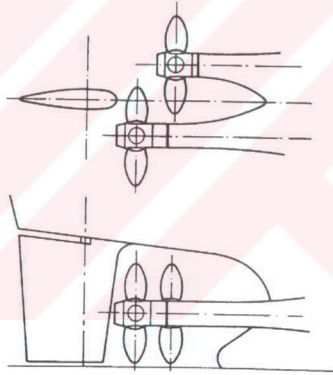
2.2.3 Ters dönüslü pervaneler

Aynı eksene sahip birbirinin tersi istikamette dönen iki pervane sistemidir. Ayrıca iç içe iki şaft vardır. Temeli 1836’da Ericsson’na dayanmaktadır. Bu tip sistemlerde torku balans etme özelliği vardır. Bu özellik torpidolar için çok

önemlidir. Genellikle arkadaki pervane çapı öndekinden daha küçüktür. Ters dönüşlü pervaneler üzerine halen büyük çalışmalar yapılmaktadır.

2.2.4 Bindirme çalışan pervaneler

Bu tip sevk sistemindedeki çift pervane vardır. Pervane eksenleri aynı değildir fakat shaftlar arası mesafe pervane çaplarından küçüktür. Bu tip pervanelerin temeli Taylor'un 1830' da dizayn ettiği tiplere dayanır. Bindirme çalışan pervaneler üzerine çalışmalar daha çok shaftlar arası mesafe üzerine yoğunlaşmıştır. Şekil 2.12' de bindirme çalışan pervanelerin tipik yerleşimleri görülmektedir.

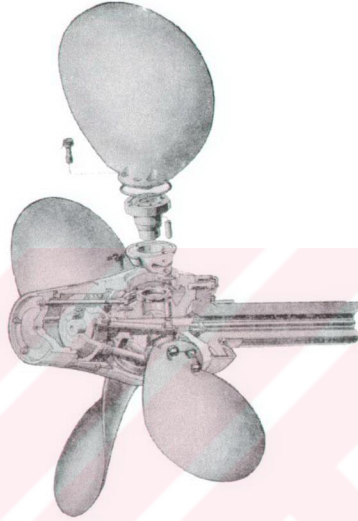


Şekil 2.12 Bindirme çalışan pervaneler

2.2.5 Piç kontrollü pervaneler

Piç kontrollü pervanelerde kanatların göbeğe nazaran açıları isteğe göre değiştirilebilmektedir. Bu değiştirme işlemi hidrolik olarak yapılmaktadır. Bu tip pervaneler daha çok orta ve yüksek devirli dizel motorlar ile gaz türbinlerinde kullanılmaktadır. Piç kontrollü pervanenin sağladığı önemli bir fayda tornistan olayını pervane ile gerçekleştirebilmesi yani dizel motorunun veya gaz türbinli

tesislerde tornistan türbini ihtiyacını ortadan kaldırır. Piç kontrollü pervane ile yüke göre en verimli pozisyonlarda çalışma fırsatı verir. Şekil 2.13' de piç kontrollü pervane resmi görülmektedir.

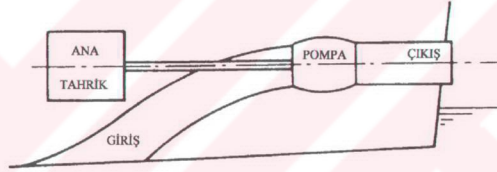


Şekil 2.13 Piç kontrollü pervane

2.2.6 Su jeti sevk sistemi

Bu sistem, diğer sevk sistemlerinin de prensiplerini teşkil eden momentum kanunundan istifade suretiyle gemiye itme kuvveti sağlar. Jet sevk sisteminde tekne gövdesi dışında herhangi bir dönen mekanizma bulunmaz. Genellikle bu sevk sisteminde gemide bulunan bir tulumba aracılığı ile teknenin baş tarafındaki veya dibindeki ağızdan su emilerek geminin kıçındaki su hattının altındaki veya üzerindeki nozuldan tazyikle dışarı atılır. Dolayısıyla, sudaki momentum değişimi sevk kuvvetini doğurur. Momentum prensibine dayanan başka sevk sistemleri de aynı şekilde itme temin ederler. Genellikle jet sevk sistemlerinde kayıplar fazla olduğu için uskur pervanelerinden verimleri düşüktür. (Sabuncu, 1983)

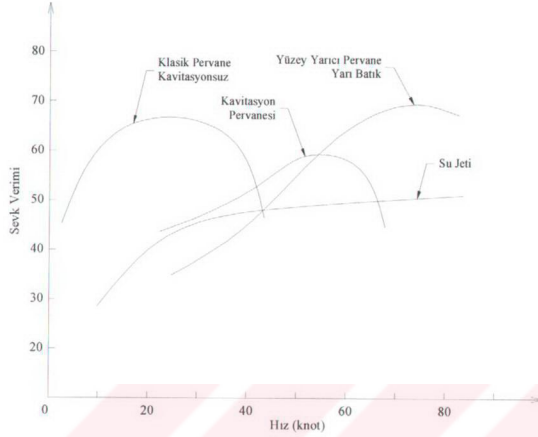
Jet sistemleri arasında "hydromotor" eski ve en basit bir sevk mekanizmasıdır. Düşey bir silindir kısmen deniz suyu ile dolduğu sırada buhar sevk edilir. Genişleyen buhardan dolayı su nozullardan jet şeklinde atılır. İş yapmış olan buhar bir kondenserde yoğuşturulur. Daha sonra silindirde basınç düşmüş olduğundan deniz suyu tekrar silindire dolar. Bu işlemin sürekli olarak devamıyla sevk için gerekli olan itme temin edilmiş olur. Daha gelişmiş başka bir sistemde ise bir tünel içine yerleştirilmiş impeller aracılığı ile su emilerek kıçta nozuldan dışarıya fırlatılır. Şekil 2.14' de' de jet sevk sisteminin tipik yerleşimi görülmektedir. Teknenin altındaki girişten su impeller vasıtasıyla emilmekte ve çıkış lülesinden kıçtan dışarıya doğru fırlatılmaktadır.



Şekil 2.14 Su jeti genel görünüşü

Jet sevk sisteminin avantajı, teknenin dışında hareketli veya dönen bir sevk mekanizmasının bulunmamasıdır. Bunun için, sığ, sazlık veya bataklık sularda kısmen küçük teknelerin sevkı emniyetle temin edilmiş olur.

Şekil 2.15' de klasik pervaneler, kavitasyon pervaneleri, yüzey yarıcı pervaneler ve su jetinin verimleri görülmektedir. Su jetinin yüksek süratlerde çalışmaya uygunluğu rahatlıkla görülebilir. Özellikle yüksek hızlı feribot, konteyner gemisi, yolcu gemisi gibi teknelerde su jeti uygulaması yaygındır.



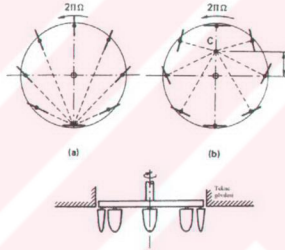
Şekil 2.15 Değişik sevk sistemlerinin sevk verimleri grafiği

2.2.7 Dikey-Dönel pervaneler

Dikey-Dönel pervaneler 1920' lerde Kirsten-Boeing ve Voith-Schneider dizaynları ile ortaya çıkmıştır. Bu tip pervaneler genellikle 6 veya 8 dikey hidrofoil keside sahip kanatların bir disk üzerine bağlanıp mekanik bir düzencekle itme sağlanması esasına dayanır.

Kirsten-Boeing pervaneleri : Bu pervaneler düşey eksen etrafında dönebilen kanatlara sahiptir. Hareketiyle sudan görmüş olduğu direnç karşılığı itme kuvveti meydana getiren bir sevk mekanizmasıdır. Şekil 2.16 (a)'da görüldüğü gibi Kirsten-Boeing pervaneleri dikey bir eksen etrafında dönen bir diskin etrafına konmuş bir takım simetrik kesitli kanatlardan ibaret olup kanatlar dişliler vasıtasıyla o şekilde bağlı hareket yaparlar ki disk çevresi üzerinde tam bir devir yapan kanat kendi eksen etrafında ancak yarım devir döner. Bu tip pervanelerin gemiye takılabilmeleri için geminin dibinin düz olması gerekir.

Voith-Schneider pervaneleri : Bu tip pervaneler Kirsten-Boeing pervanelere göre daha karmaşıktır. Şekil 2.16 (b)' de görüldüğü gibi yatay bir diskin üzerine yerleştirilen düşey hareketli kanatlarla, kanatlar üzerinde kaldırma kuvveti yardımıyla sevk sağlayan Voith-Schneider sistemi görülmektedir. Kanatlar hidrofoil kesitli olup, bağlı oldukları diskin her bir devri sırasında kendi etrafında bir devir yaparlar. Bu pervanelerin verimleri klasik uskur pervanelerinden daha düşüktür, ancak çok yüksek manevra kabiliyeti kazandırmaları, dümene ihtiyaç göstermemeleri, ana makina dönüş yönünü değiştirmeden tüm manevraları yapabilmeleri nedeniyle özellikle romorkör, mayın gemileri gibi uygulamaları ile kalabalık trafiği olan sularda çalışan gemilerde yaygın olarak kullanılmaktadır.



Şekil 2.16 Dikey-Dönel pervaneler
(a) Kirsten-Boeing pervanesi (b) Voith-Schneider pervanesi

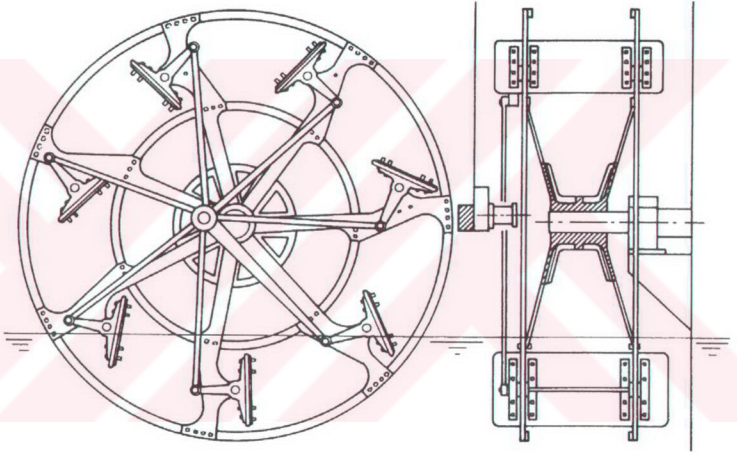
2.2.8 Padıl çarklar

Padıl çarklar gemi orta eksenine dik şekilde, yüklü su hattının üzerinde tertiplenmiş yatay bir şaftın uçlarında geminin sancak ve iskelesinde olmak üzere yerleştirilirler.

Dar ve engebeli nehirlerde çalışan teknelerde padıllar geminin kıçında da tertiplenebilirler. Pratikte padıl çarkları iki tip olarak tertip edilirler; sabit ve hareketli kanatlı çarklar. Sabit kanatlı çarklar, konstrüksiyonlarının basitliği, sağlamlığı, hafifliği, bakım-tutum masrafının az oluşu bakımından faydalar sağlamakta beraber iyi bir verim elde etmek için çark çapının son derece büyük

seçilmiş olması gerekmektedir. Bu ise çarkı çevirmekte kullanılacak makinanın da güçlü olmasını gerektirir.

İkinci tip, hareketli kanatlara sahip padıl çarklardır. Bu tip çarklarda giriş ve çıkış kayıpları daha küçük sınırlardadır ve devir sayısı daha fazla arttırılabilir. Bu sistemin dezavantajı da, ağır oluşu, kolayca hasara uğrayabilmesi ve hareketli parçaların çabuk aşınmasıdır. Sabit kanatlı parçalarda model tecrübeleriyle %50 - 60 sevk verimi elde edilmiştir. (Sabuncu,1983)



Şekil 2.17 Hareketli kanatlı padıl çark

2.2.9 Süper iletken elektrik sevk sistemi

Süper iletken elektrik sevk sistemi gemi sevk sisteminde herhangi bir pervaneye, kanata, padıla ihtiyaç duymaz. Bu sistemin ilk patenti Amerika'da 1961 yılında alınmıştır. Amerika ve Japonya bu sistem üzerine en çok teorik ve pratik çalışma yapılan memleketlerdir. Süper iletken elektrik sevk sistemi temeli süperiletken çekirdek vasıtasıyla manyetik akı oluşturup bu akı içinde iki elektrod arasından

geçen tuzlu su vasıtasıyla elektrik akımı geçirilmesiyle bir kuvvet oluşur ve bu kuvvet gemiyi itmeyi sağlamaktadır.

Bu sistemde yapılan teknelerden Yamato I teknesi çok ünlüdür ve yapılan testlerinde olumlu sonuçlar alınmıştır (Imaichi,?). Yamato I ile çok yüksek süratlerde sarsıntısız bir şekilde seyredilmiştir. Süper iletken elektrik sisteminde suyun iletkenliği yani tuzluluk oranı büyük önem taşımaktadır.

2.3 Pervanelerin Geometrisi

Pervaneyi değişik bölgeler halinde tanımlama yaparak ifade edebiliriz.

Pervane göbeği : Pervane göbeği pervanenin merkezinde kanatların bağlı olduğu ve şafta bağlanmayı sağlayan bölgedir(Şekil 2.18).

Pervane kama yuvası : Pervane ve şaft arasında çalışma esansında tork etkisiyle kaymayı önlemek için kullanılan kamanın göbek üzerindeki yeri(Şekil 2.18).

Pervane Kanatları : Pervane göbeğine bağlı olan ve suyun içindeki hareketiyle çevresindeki basınç dağılımı vasıtasıyla itmeyi sağlayan parçalardır. Genellikle 2 ile 7 arasında değişmektedir(Şekil 2.18).

Kanat sırtı, yüzü : Pervane kanat geometrisinin kesiti olan hidrofoillerin basınç tarafına kanat yüzü diğer yüze ise sırt denmektedir. Gemiye arkadan bakarken pervanenin görülen kısmı kanat yüzüdür(Şekil 2.19).

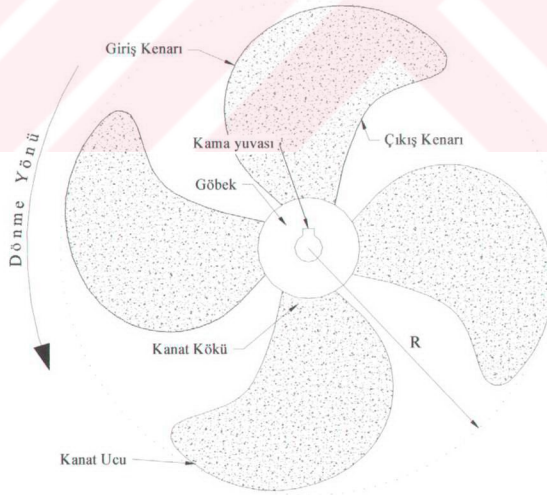
Kanat giriş ucu, çıkış ucu : Pervane kanat geometrisinin kesiti olan hidrofoillerin pervane dönüşü sırasında suyu yaran kısmına kanat giriş ucu(önder kenar) suyun kesiti terkettiği kısma çıkış ucu(takip kenarı) denir(Şekil 2.19).

Kanat kökü,ucu : Kanatın göbeğe bağlandığı kısma kanat kökü, kanatın en uç kısmına kanat ucu denir(Şekil 2.18).

Pervane dönüş yönü : Pervanelerin önemli bir özelliğide dönüş yönleridir. Gemiye kış taraftan bakan biri için sağ dönüşlü bir pervane kanat giriş ucunun geminin sağ kısmı yani sancağa doğru olması, sol dönüşlü pervanelerde ise önder kenarın iskeleye doğru olması ile anlaşılır(Şekil 2.18).

Pervane koodinat takımı : ITTC 1978' de yayınlanan bir karar ile pervane referans koordinat eksenleri tanımlanmıştır. Buna göre, X eksen; pervane şaft eksenine doğrultusunda, Y eksen; gemi sancağına doğru, Z eksen; X ve Y eksenleri kesişiminden aşağı doğru tanımlanmıştır.

Pervane referans hatları : Şaft eksen, kanat referans hattı ile göbeğin kesiştiği noktada şaft eksenine dik pervane disk düzlemi koordinat takımı pervane referans hattını oluşturmaktadır. Kanat referans hattını ise kanat hidrofoil kesitlerinin kord uzunluklarının ortalarından geçen hat referans hattıdır(Şekil 2.20). Kanat kesiti kanatın bulunduğu yarıçapa eşit yarıçapta olan silindirin kanat ile kesişimidir. Bu kesişimden kanat kesiti ve pıç eğrisi (helisel eğri) çıkar (Şekil 2.21).



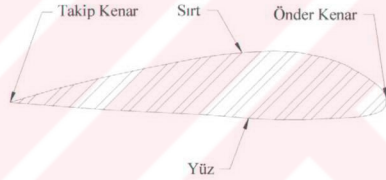
Şekil 2.18 Pervane bölgeleri

Piç : Pervane piçi yani hatvesi genellikle pervane bir dönüşünde $0.7R$ kesitinin ilerlemesi olarak adlandırılmaktadır. Her dönöl cisimde olduğu gibi pervane dönüşündede kanat kökü ile ucunun ilerlemesi farklı olur (Şekil 2.22).

Eğrilik : Kanat kesitlerinin kord ortalarının Z ekseninden olan kaçıklıklarıdır. Kanat boyunca lineer veya eğrisel dağılım olabilir (Şekil 2.23).

Eğiklik : Kanat kesitlerinin kord ortalarının X eksenine doğrultusunda ötelenmesidir (Şekil 2.24). Bu ötelemenin kanat boyunca dağılımı genelde lineerdir.

Pervane disk alanı : Pervane kanat uçlarına temas edecek şekilde geçen silindirin taban disk alanıdır.



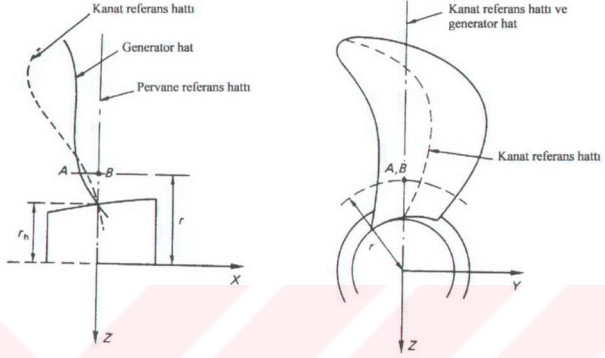
Şekil 2.19 Kanat kesiti bölümleri

Projeksiyon alanı : Pervane kanatlarının pervane disk düzlemine izdüşümünün alanıdır (Şekil 2.25).

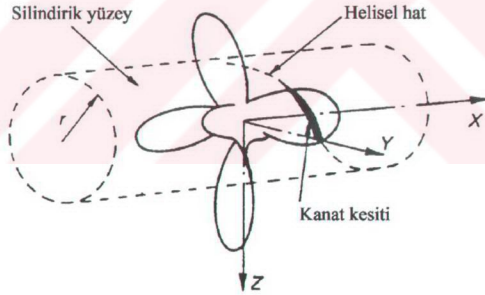
İnkişaf alanı : Herhangi yarıçaptaki bir silindirik yüzey ile pervane kanatlarından birisinin ara kesitine ait profil uzunluğunun silindir yarıçapına eşit bir çaptaki bir daire üzerine yatırılmasıyla bulunan profil uç noktalarının geometrik yerine inkişaf eğrisi, ilgili alanada inkişaf alanı denir.

Açınım alanı : İnkişaf eğrisi elde etmekte kullanılan çeşitli yarıçaptaki daireler üzerindeki yay uzunluklarını yani profil boylarını doğruya dik olarak yerleştirilir

ve uç noktalarının geometrik yerini çizerek açınım eğrisi elde edilir. İlgili alanda açınım alanıdır (Şekil 2.25).

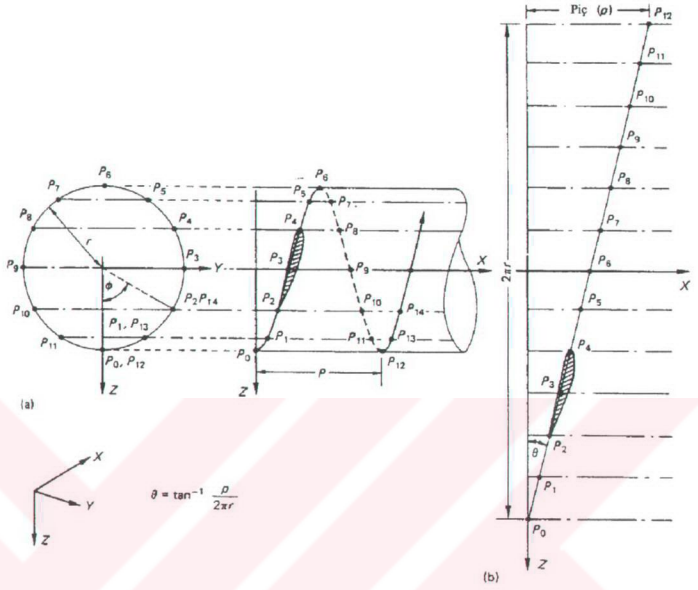


Şekil 2.20 Kanat referans hatları

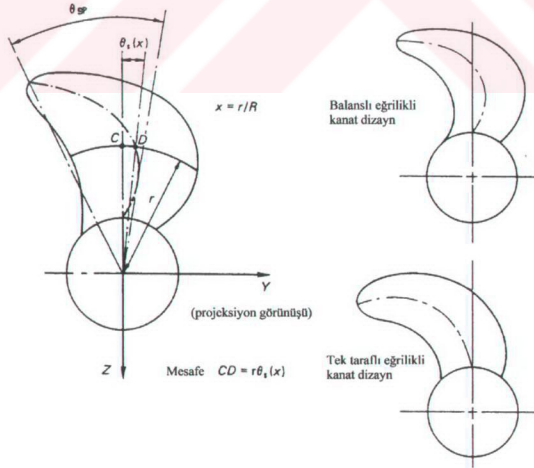


Şekil 2.21 Silindirik kanat kesiti tanımı

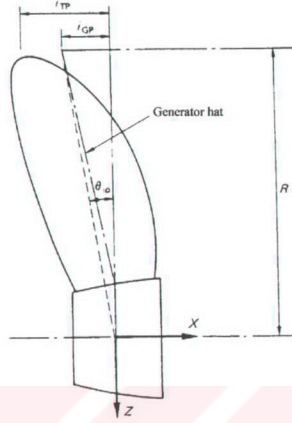
Çizelge 2.1'de Alman Loydunun pervaneleri klaslamak için kullandığı bir tablo görülmektedir. Bu tabloda bir gemi için dizayn edilmiş bir pervanenin tanımlanması için gerekli değer ve tanımlamalar yer almaktadır. Kuşkusuz pervane bir gemi sevk sisteminin en önemli parçalarından biridir fakat bir sistemin parçası olduğu için sistemin tüm komponentleri ile birlikte anılması gerekmektedir.



Şekil 2.22 Piç tanımı (a) Silindirden helisel tanımlama (b) Helisel tanımlamanın açılımı

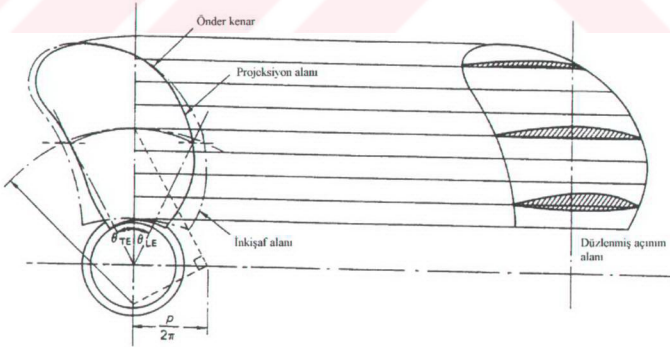


Şekil 2.23 Eğrilik tanımı



Şekil 2.24 Eğiklik tanımı

Pervane tanımı için; geminin hızı, gemi arkasındaki iz dağılımı, motor gücü, motor devir sayısı, motor torku, redüktör oranı, pervane çapı, pervane kanat sayısı, pervane deviri, pervane ortalama pitchi, pervane eğrilik açısı, pervane eğiklik açısı, pervane göbek çapı, pervane kanat kesit geometrileri, pervane malzemesi, pervane malzemesi mekanik özellikleri gerekmektedir.



Şekil 2.25 Projeksiyon, inkişaf, düzlenmiş açınım alanları

Çizelge 2.1 Alman loydunun pervane klaslaması için data tablosu

Data sheet for classification of propellers according to class

Ship name	:	GL No	:			
Engine Type	:	Gear Type	:			
Hub Type	:	Blade no.	:			
Class	:	Ice Class	:			
Prop. Material	:	Tensile strength (Mpa)	:			
Ships speed [kN]	:	Engine rev: [Rpm]	:			
Propeller rev. [Rpm]	:	Prop. power [kW]	:			
Porp. thrust [kN]	:	Nozzel thrust [kN]	:			
Propeller type	:	No. of blades	:			
Diameter [mm]	:	Blade area ratio	:			
Rake angle [°]	:	Skew angle [°]	:			
Hub diameter [mm]	:					
		r/R = 0,25	r/R=0.35	r/R=0.6	r/R=0.7	r/R=1.0
Design pitch [mm]	:	:	:	:	:	:
Pitch for strength calc. at MCR [mm]	:	:	:	:	:	:
Pitch deflection [°]	:	:	:	:	:	:
Cord length [mm]	:	:	:	:	:	:
Actual thickness [mm]	:	:	:	:	:	:
Thickness acc. to Class [mm]	:	:	:	:	:	:

Data for stress analysis and classification of propellers according to class

Geometry data file	:			
Wake field data report	:			
		Mean	Minimum	Maximum
Thrust/blade [kN]	:	:	:	:
Angle in wake field	:	:	:	:
Wake fraction	:	:	:	:
Angular definition	:			

3 PERVANE TEORİLERİ (Carlton,1994), (Sabuncu,1983)

Pervaneye ilişkin ilk teori vida ve somun benzetmesine göre ortaya çıkarılmıştır.

Fakat bu yaklaşımın yetersiz olmasıyla değişik teoriler ortaya çıkmıştır. Genel olarak pervane teorilerini üç grupta toplayabiliriz.

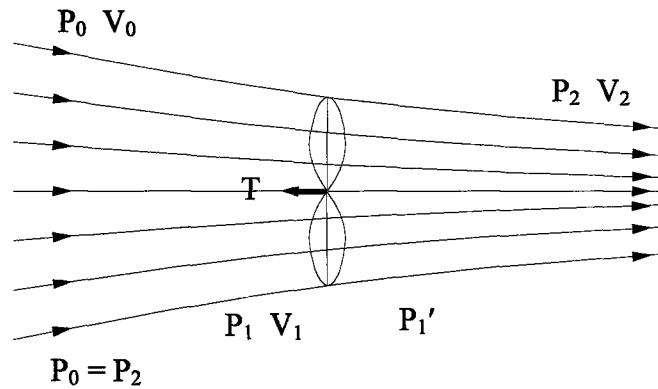
- Momentum Teorisi
- Kanat Elemanı Teorisi
- Sirkülasyon (Vorteks) Teorisi

3.1 Momentum Teorisi

Momentum teorisinde aşağıdaki kabuller yapılır:

- Akışkan viskoz değildir.
- Pervane sonsuz kanada sahiptir ve actuator disk pervanenin yerini alır.
- Pervane teğetsel bir akım meydana getirmez.
- İtme pervane diski üzerinde üniform olarak yayılır.

Bu teorinin ortaya koyduğu en önemli sonuç, pervane üzerindeki indüklenmiş hızın, pervanenin yeterince gerisindeki indüklenmiş hızın yarısına eşit olmasıdır. Pervanenin ilerisinde ve gerisindeki akışkanın hızları ve basınçları Şekil 3.1'deki gibi olsun.



Şekil 3.1 Pervane ön ve arkasındaki hız ve basınçlar

Bernoulli denklemini pervane arkası ve önü için yazarsak:

$$\frac{1}{2}\rho (V_2)^2 + P_2 = \frac{1}{2}\rho (V_1)^2 + P_1' \quad (3.1)$$

$$\frac{1}{2}\rho (V_0)^2 + P_0 = \frac{1}{2}\rho (V_1)^2 + P_1 \quad (3.2)$$

Pervane gerisindeki hız (V_2) , pervaneye gelen akım hızına ($V_0=V_A$) pervanenin indüklemiş olduğu hız (u_a) eklenerek elde edilir.

$$V_2 = V_0 + u_a \quad (3.3)$$

(3.1), (3.2) ve (3.3) denklemlerini kullanarak aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\frac{1}{2}\rho \cdot u_a \cdot (2 V_0 + u_a) = P_1' - P_1 \quad (3.4)$$

Kesitin ön ve arkasındaki basınç farkları ise aşağıdaki gibi olur,

$$P_1' - P_1 = \rho \cdot V_1 \cdot u_a \quad (3.5)$$

Son iki denklemin birleştirilmesi ile, pervane diski üzerindeki indüklenmiş hızların, sonsuzdakinin yarısı kadar olacağı bulunur (Baykal ve Güner, 1996).

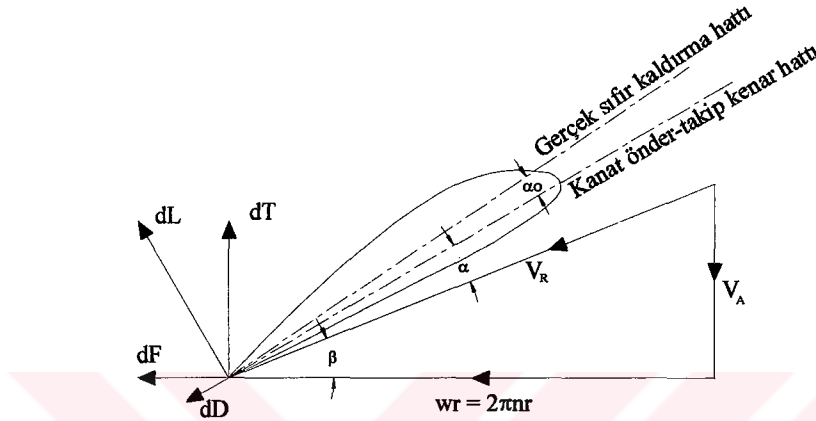
$$V_1 = V_0 + u_a / 2 \quad (3.6)$$

Pervanenin ideal verimi de aşağıdaki gibi bulunur,

$$\eta_{pi} = \frac{V_0}{V_0 + \frac{u_a}{2}} \quad (3.7)$$

3.2 Kanat Elemanı Teorisi

Bu teoriye göre pervane kanadı belirli sayıda elemanlara ayrılır ve her bir elemanın hidrofoil gibi çalıştığı düşünülür. Her eleman için kuvvetler hesaplanır. Bir pervane kanat elemanı üzerindeki hızlar ve kuvvetler Şekil 3.2'de gösterilmiştir.



Şekil 3.2 Bir pervane kanat elemanı üzerindeki hız ve kuvvetler

Pervane eksenini etrafındaki açısal hız w ile ve eksen doğrultusundaki öteleme hızı (V_A) ile verilsin. Yukarıdaki şekilden görüldüğü gibi kesite gelen akım hızı,

$$\vec{V}_R = \vec{V}_A + \vec{w}r \quad (3.8)$$

dır.

Şekildeki $d\vec{D}$ direnç kuvveti ve $d\vec{L}$ kaldırma kuvvetidir. Bu kuvvetlerin pervane eksenini doğrultusunda ve buna dik doğrultudaki bileşenleri,

$$\begin{aligned} dT &= dL \cos \beta - dD \sin \beta \\ dF &= dL \sin \beta + dD \cos \beta \end{aligned} \quad (3.9)$$

olur.

$$C_L = \frac{dL}{\frac{\rho}{2} (cdr) V_R^2} \quad (3.10)$$

$$C_D = \frac{dD}{\frac{\rho}{2}(cdr)V_R^2} \quad (3.11)$$

olsun. Burada c , kort uzunluğudur. Pervane kanat sayısı Z ise,

$$dT = \frac{1}{2} \rho (cdr) V_R^2 Z [C_L \cos \beta - C_D \sin \beta] \quad (3.12)$$

$$dF = \frac{1}{2} \rho (cdr) V_R^2 Z [C_L \sin \beta + C_D \cos \beta]$$

bulunur. $A = Z.c/2\pi r$ dersek,

$$\frac{dT}{dr} = \pi \rho A \frac{V_A^2}{\sin^2 \beta} [C_L \cos \beta - C_D \sin \beta] \quad (3.13)$$

$$\frac{dF}{dr} = \pi \rho A \frac{V_A^2}{\sin^2 \beta} [C_L \sin \beta + C_D \cos \beta]$$

olur. Şekilden $V_R = V_A / \sin \beta$ dir. $\tan \gamma = C_D / C_L$ diyelim.

Kanat verimi:

$$\eta_r = \frac{dT.V_A}{2\pi.n.dF} \quad (3.14)$$

dir.

$$\frac{dT}{dr} = \rho \pi A V_A^2 C_L \left[\frac{\cos(\beta + \gamma)}{\sin^2 \beta \cos \gamma} \right] \quad (3.15)$$

$$\frac{dQ}{dr} = \rho \pi A V_A^2 C_L \left[\frac{\sin(\beta + \gamma)}{\sin^2 \beta \cos \gamma} \right]$$

dır. O halde kanat verimi,

$$\eta_r = \frac{\tan \beta}{\tan(\beta + \gamma)} \quad (3.16)$$

olur.

Bu teoride giriş açılarının doğru olarak tayini önemlidir. Kanatların birbirine etkisi, kanatlar etrafında oluşan girdapların hızlar ve giriş açısına etkileri bu teoride ihmal edilmiştir.

Pervane boyunca hızların değişiminin hesaba katılmaması bu teorinin en büyük eksikliğidir. Bu nedenle kanat elemanı teorisi ile yapılan hesaplar deneysel sonuçlardan farklı olmaktadır. Bu teorinin özelliği kanatların kaldırma ve direnç değerlerinin hesaba katılmasıdır (Kafalı, 1982).

3.3 Sirkülasyon Teorisi

Kapalı bir eğri boyunca (belli bir t anında) akışkan hızlarının integrasyonuna sirkülasyon denir ve Γ ile gösterilir.

$$\Gamma = \oint \vec{V} \cdot d\vec{s} \quad (3.17)$$

Hidrodinamikte iki türlü akış alanı mevcuttur:

- a) Girdapsız sıvı alanı, bu durumda kapalı eğri boyunca sirkülasyon değeri sıfırdır.
- b) Girdaplı sıvı alanı, bu durumda kapalı eğri boyunca sirkülasyon sıfırdan farklı bir Γ değerine sahiptir.

Sonsuz uzunlukta bir silindir paralel bir akıma maruz bırakılırsa viskoz olmayan sıvıda hiçbir kuvvet oluşmaz. Buna karşılık sıvı eğer viskoz ise sadece akım yönünde D direnci oluşur. Eğer silindire bir dönme hareketi verilirse, sürtünmeden dolayı silindir etrafındaki sıvıya da dönme hareketi intikal etmiş olacağından, paralel akıma ait cereyan çizgilerinde, meydana gelen sirkülasyonun

süperpozisyonu neticesi bir simetriksizlik meydana gelir. Şekil 3.3'deki sirkülasyonlu harekette, sıvı hızının P noktasında artması ve buna karşılık Q noktasında azalması dolayısıyla Bernoilli denklemi gereğince P noktasındaki basınç Q noktasındaki basınçtan daha küçük olur. Bu sebeple paralel akıma dik bir L kaldırma kuvveti doğar. Bu kuvvetten dolayı silindir etkilenir. Bu olaya Magnus etkisi denir.

Şekil 3.3'de verilen sıvı elemanına (P-Q) arasında Bernoilli denklemini uygularsak,

$$p + \frac{1}{2} \rho \cdot v^2 = (p + dp) + \frac{1}{2} \rho \cdot (v + dv)^2 \quad (3.18)$$

yazabiliriz. $(dv)^2$ nin ihmalıyla

$$dp = -\rho \cdot v \cdot dv \quad (3.19)$$

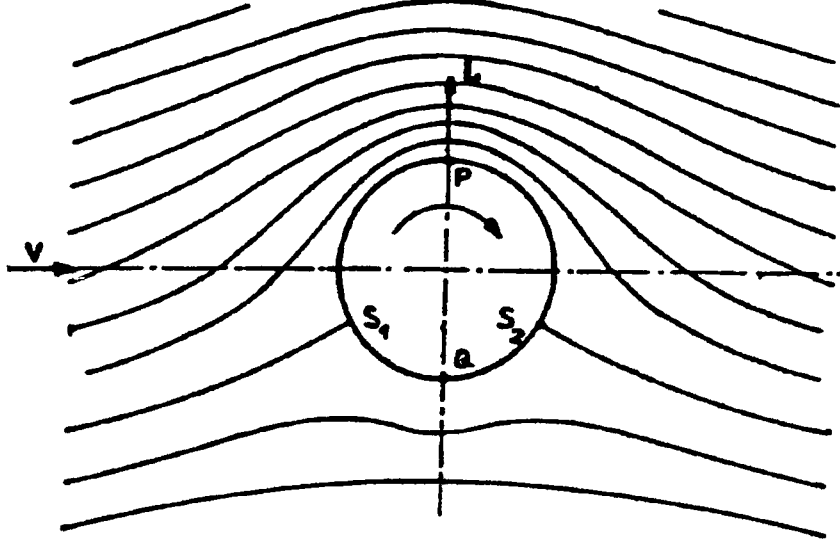
elde edilir. Şekildeki sıvı elemanına etki eden merkezkaç kuvvet

$$K = (\rho \cdot dx \cdot dy \cdot dr) \cdot \frac{v^2}{r} \quad (3.20)$$

dir. Herhangi bir anda sıvı elemanının dengesi için (3.19) ve (3.20) denklemlerinin birbirine eşit yazılmaları gerekir. Bu eşitlikten $(v \cdot r = \text{sabit})$ bulunur. Bu sabit $\Gamma/2\pi$ olarak kabul edilirse

$$v \cdot r = \frac{\Gamma}{2\pi} \quad (3.21)$$

denklemini elde ederiz.



Şekil 3.3 Magnus etkisi

Paralel akıma maruz asimetric kesitte kaldırma kuvvetinin oluşumu: Kesitin sırt ve yüzündeki akışkan hızları farklı olduğu için Benoulli deklemleri gereğince iki yüz arasında basınç farkı oluşur (Ön yüzde yüksek, sırtta ise düşük basınç). Profil boyunca bu basınç farkları entegre edilmek suretiyle toplam L kaldırma kuvveti bulunur. Şekil 5.4'de V , paralel akım hızı; v' , girdap hızı; p_f , pervane yüzüne ve p_b , sırtına ait basınç değerleri olmak üzere Bernoulli denklemini uygularsak

$$p_f + \frac{1}{2} \rho (V - v')^2 = p_b + \frac{1}{2} \rho (V + v')^2 \quad (3.22)$$

yazılabilir. Buradan,

$$\Delta p = p_f - p_b = 2 \rho V v' \quad (3.23)$$

elde edilir. $\Delta v = 2v'$ kesit yüz ve sırtına ait hız farkları olduğuna göre dx genişliğinde ve l uzunluğunda bir profil için elemental kaldırma kuvveti

$$dL = dx \cdot \int_0^l \Delta p \cdot dy = \rho V \cdot dx \int_0^l \Delta v \cdot dy \quad (3.24)$$

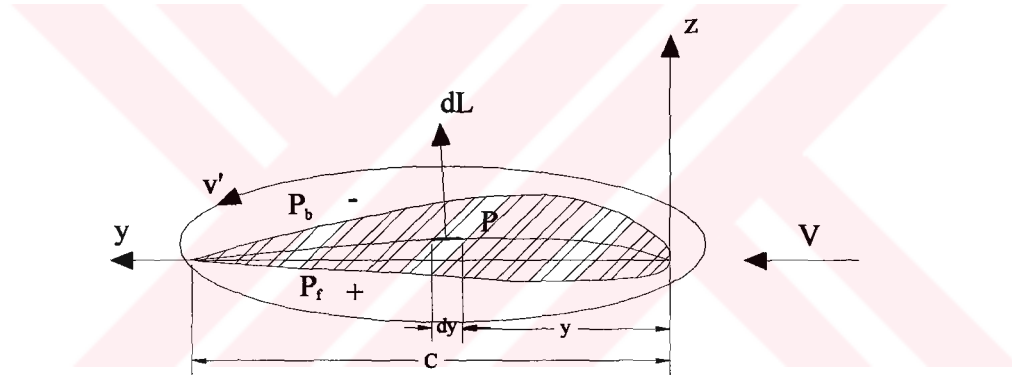
yazılabilir.

$$\Gamma = \oint v' ds = \int_0^l \Delta v dy \quad (3.25)$$

sirkülasyon değeri olduğundan, bir profilin dx genişliğinde ve l uzunluğundaki elemanına etki eden kaldırma kuvveti

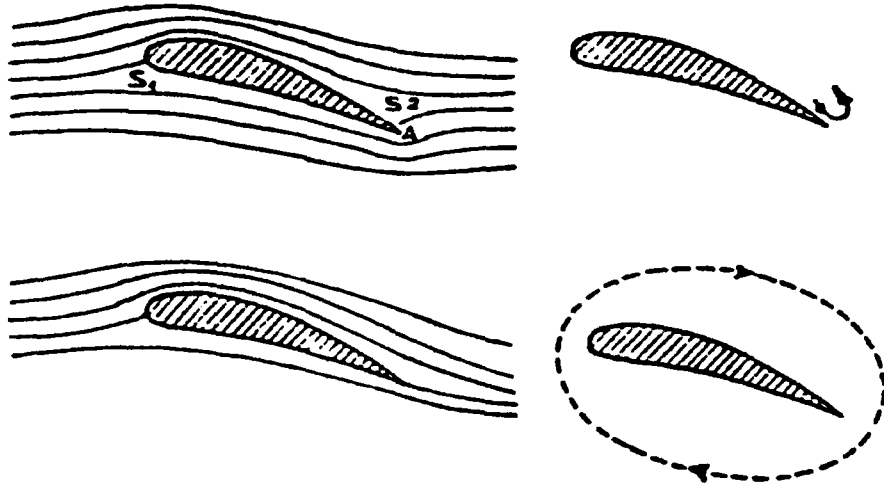
$$dL = \rho V \Gamma dx \quad (3.26)$$

olarak bulunur. Bu ifade hidrodinamikte Kutta-Joukowski teoremi olarak bilinir. Bunun için düzgün düzlemsel bir sıvı akımına maruz bir profilde kaldırma kuvvetinin hesap edilebilmesi için Γ sirkülasyon şiddetinin bilinmesi gerekir.



Şekil 3.4 Profil etrafındaki sirkülasyon

Şekil 3.5'de görüldüğü gibi S_2 ile gösterilen yığılma basıncı noktasındaki yüksek basınç dolayısıyla, takip kenarını dönen sıvı akımı geriye dönmeye zorlanmak suretiyle profilden bir serbest girdap ayrılır. Bu ayrılan girdaba başlangıç girdabı denilir. Başlangıç girdabının profilden ayrılması ile eşit şiddette ve ters yönde profil etrafında bir sirkülasyon akımı meydana gelir. S_2 yığılma basıncı noktası kayarak profilin takip kenarında oluşur. Başlangıç girdabı ise ana cereyanla beraber sonsuza kadar taşınır.

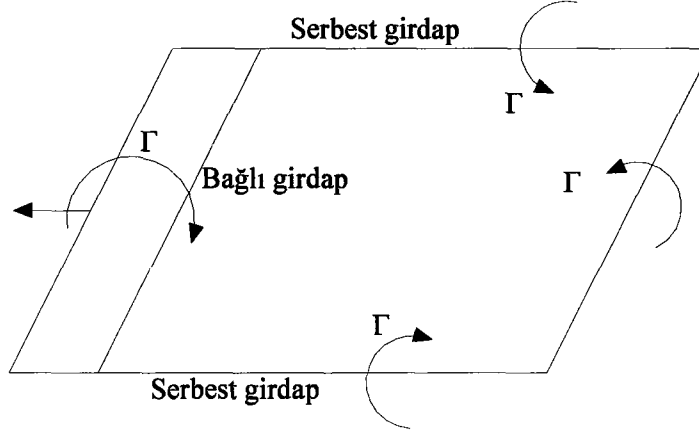


Şekil 3.5 Başlangıç girdabı ve sirkülasyon

Eğer profil uzunluğu sıfıra yaklaşacak şekilde küçültülürse limit durumda profil yüzeyi aynı sirkülasyon şiddetine sahip bir girdap ipine dönüşür. Buna kaldırıcı doğru (lifting line) veya bağlı girdap denir. Bu şekilde sonsuz açıklığa sahip bir kanat profili yerine aynı sirkülasyon şiddetine sahip sonsuz uzunlukta bir girdap ipi kullanılabilir. Eğer kanat sonlu açıklığa sahipse, kanat uçlarında, profilin alt yüzüne ait yüksek basınç bölgesinden sırtına ait alçak basınç bölgesine doğru yan akımlar doğar. Bunun sonucu olarak kanat uçlarında uç-girdapları oluşur. Bu tür girdaplar serbest girdaplar olup profil geçtikten sonra profilin izi içerisinde kalırlar. Sonlu kanadı temsil eden bağlı girdapların zıttına olarak bu girdaplar gelen akıma paralel oldukları için herhangi bir kuvvet meydana getiremezler. Helmholtz teorisine göre viskoz olmayan bir sıvıda girdap oluşturulamaz ve var olan bir girdap yok edilemez. Şekil 3.6'da sonlu açıklığa sahip bir kanat profilinde kapalı girdap sistemi gösterilmiştir. (Sabuncu, 1983)

Sirkülasyon teorisinin uskur pervanelerine uygulanması :

Pervane kanadını yaklaşık olarak $\Gamma(r)$ değişken sirkülasyona sahip bir bağlı girdapla gösterebiliriz.



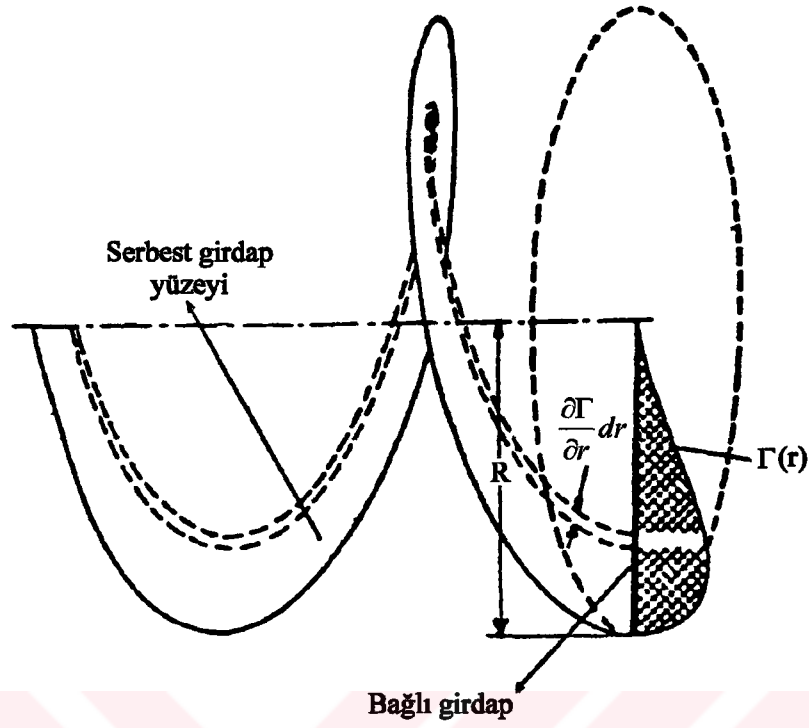
Şekil 3.6 Sonlu açıklığa sahip bir kanat profilinde kapalı girdap sistemi

Ayrıca bu bağlı girdaba, pervane kanadının sonlu açıklığa sahip olmasından dolayı, kanat açıklığınca devam eden ve pervaneye gelen $V_R = \sqrt{V_A^2 + (wr)^2}$ bileşke hızına paralel olarak akım yönünde sonsuza kadar giden dr elementel genişliğinde helisel girdaplardan oluşan helisel yüzeyi de ilave etmek gerekir (Şekil 3.7).

Helisel girdap yüzeyine ait elementel helislerin, bu yüzey tarafından indüklenmiş hızları nazara almaksızın $V_R = \sqrt{V_A^2 + (wr)^2}$ hızına paralel olduklarını kabul etmek ancak hafif yüklü pervanelerde tatbiki mümkündür.

Helisel yörüngeli serbest girdapların indüklemiş olduğu ilave hızlar hesaba katılmak suretiyle bulunan $V_R = \sqrt{(V_A + u_a)^2 + (wr - u_t)^2}$ bileşke hızına paralel olacak şekilde helisel yörüngeler düzeltilirse elde edilen teori orta yüklü pervanelere de uygulanabilir (Şekil 3.8).

Şekil 3.8' de V_R hızına dik doğrultuda doğan dL kaldırma kuvvetinin pervanenin eksenel hareket yönü doğrultusundaki dT_i ve çevresel hareket yönü doğrultusundaki dF_i bileşenleri görülmektedir. Viskoz olmayan akışkanda dT_i itme kuvveti elemanı ve dF_i ise teğetsel kuvvet elemanı olarak adlandırılır. Bu kuvvetler arasında aşağıdaki bağıntılar yazılabilir:

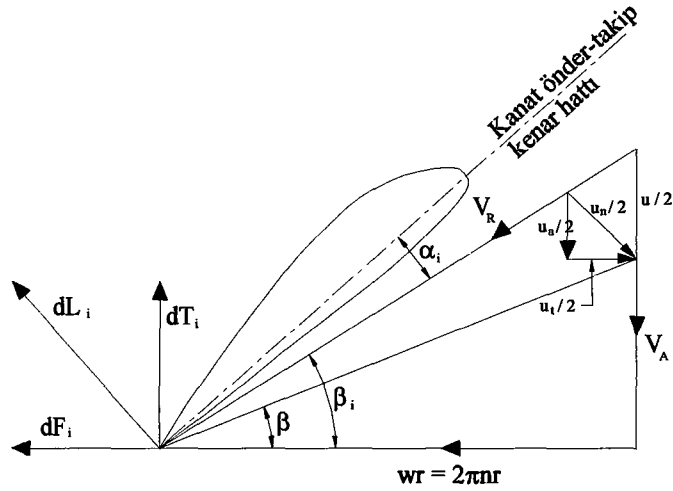


Şekil 3.7 Helisel girdap sistemi

$$\begin{aligned} dT_i &= \rho \cdot 2\pi \cdot r \cdot u_t (wr - u_t / 2) \cdot dr \\ dF_i &= \rho \cdot 2\pi \cdot r \cdot u_t (V_a + u_a / 2) \cdot dr \end{aligned} \quad (3.27)$$

Üniform akıma maruz pervanelerde minimum enerji kaybı:

Pervane disk alanı üzerindeki u_t ve u_a hızlarının değişimi pervane kanadına ait yükleme ile ilgilidir. Kanat üzerinde itme kuvveti değişimine uygun olarak fazla itme kuvveti temin eden kanat parçası suya daha fazla hız artımları verecektir. u_t ve u_a indüklenmiş hızlarına karşılık pervanenin suya bıraktığı aksenal ve teğetsel enerjiler birer kayıptır ve pervane verimi bu kayıplarla doğrudan ilgilidir. Maksimum pervane verimi ancak minimum enerji kaybını sağlayacak indüklenmiş hızların pervane kanadı üzerine dağıtılması ile mümkündür. Minimum enerji kaybı, üniform ve paralel akımda Betz hipotezinin uygulanması ile sağlanabilir. (Sabuncu,1983)



Şekil 3.8 Orta yüklü bir pervanede kanat elemanına gelen hız ve kuvvetler

Üniform akıma maruz pervane elemanına ait verim,

$$\eta'_p = \frac{dT_i V_A}{dF_i \cdot wr} \quad (3.28)$$

şeklindedir. Viskoz olmayan (ideal) bir sıvı için aynı elemana ait verim ifadesi

$$\eta'_{pi} = \frac{dT_i V_A}{dF_i \cdot wr} \quad (3.29)$$

dir. Betz maksimum kanat verimine ulaşabilmek için kanat boyunca $\Gamma(r)$ sirkülasyon dağılımının ve itme kuvvetinin ne şekilde dağıtılması gerektiğini

sirkülasyon artışı K' ya daha büyük değerler kazandırabilir. Dolayısıyla $\Gamma(r)$ sirkülasyon eğrisinde K' 'yı büyük veren kısımlara küçük veren kısımlardan sirkülasyon ilave etmek suretiyle $\Gamma(r)$ eğrisinin şeklini değiştirmek ve verimi artırmak mümkün olur. Maksimum verimi elde etmek için her yarıçaptaki sirkülasyonun maksimum ve minimumunun kendisine eşit olacak şekilde bir dağılımın sağlanması gerekir. Bu ise ilave edilen $\Delta\Gamma$ sirkülasyon artışının her yarıçapta aynı tesiri göstermesini yani K değerinin sabit olmasını gerektirir.

Pervaneye $\Delta\Gamma$ kadar sirkülasyon artışı ilave edilirse ve pervane ile $\Delta\Gamma$ sirkülasyon artışı arasındaki karşılıklı etkilerin ihmal edilmesi ile K değeri aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\Delta\eta'_{pi} = \frac{\Delta(dT_i).V_A}{\Delta(dF_i).wr} = K \quad (3.31)$$

bağıntısından hareketle

$$\begin{aligned} \Delta dT_i &= \rho.\Delta\Gamma.(wr - u_t/2).dr \\ \Delta dF_i &= \rho.\Delta\Gamma.(V_A + u_a/2).dr \end{aligned} \quad (3.32)$$

denklemlerini K oranında yerine koyarsak,

$$K = \frac{(wr - \frac{1}{2}u_t).V_A}{(V_A + \frac{1}{2}u_a).wr} \quad (3.33)$$

şeklinde bulunur. Kanat elemanına ait lokal verim ifadesinden hareketle

$$\eta_{pi} = \frac{(wr - \frac{1}{2}u_t).V_A}{(V_A + \frac{1}{2}u_a)wr} = K \quad (3.34)$$

veya

$$\frac{\tan\beta}{\tan\beta_i} = \eta_{pi} = \text{sabit} \quad (3.35)$$

sonucu elde edilir. Sonuç olarak bir pervanede maksimum verimin elde edilebilmesi için (enerji kayıplarının bir minimumdan geçebilmesi için) kanat yarıçapı boyunca verimin sabit bir değerde yani pervane verimine eşit olması gerekir.

Betz'in hipotezinde teğetsel hızların sebep olduğu basınç azalması ve hüzme daralması yönünden gelebilecek etkiler ihmal edilmiştir, (Sabuncu, 1983).



4 PERVANE DİZAYN ve ANALİZ YÖNTEMLERİ (Baykal ve Güner,1996), (Carlton,1994), (Sabuncu,1983)

4.1 Kaldırıcı Hat (Lifting Line) Dizayn Metodu

4.1.1 Dizayn parametreleri

Bazı özel durumlar dışında lifting line metodunda pervane dizayn şartı, istenilen devir sayısında makinenin sağladığı gücü pervanenin absorbe etmesidir. Dizayn için aşağıdaki başlangıç parametrelerinin bilinmesi gerekir (Güner, 1994):

- Gemi hızı, V_s (knot)
- Serbest beygir gücü, P_D (kw)
- Pervane devir sayısı, N (d/d)
- Pervane kanat sayısı, Z
- Pervane çapı, D (m)
- İz dağılımı, $(1-w)$
- Kanat alan oranı (BAR)

Optimum çap değeri D , $B_P - \delta$ diyagramlarından bulunur. Kaviteasyon riskini azaltmak için gerekli kanat yüzey alanı bir kaviteasyon diyagramı kullanılarak hesap edilmelidir. Yaklaşık bir kanat dış hattı üzerindeki bu alanın dağılımı dizayn çaplarında kanat kort genişliklerini verir.

Kesit kalınlık oranlarının fonksiyonu olarak tayin edilen kanat kesit kalınlığı ve direnç katsayılarının belirlenmesinde, basit bir gerilme hesabı kullanılabilir.

İstenilen dizayn şartlarında modellenen pervanenin aşağıdaki tork katsayısını, K_Q , sağlaması gerekir,

$$K_Q = \frac{33.55 P_D}{\left[\frac{ND}{10} \right]^3 D^2} \quad (4.1)$$

Bu çalışmada optimum pervane dizaynının tayininde (maksimum verim için radyal yük dağılımının bulunması v.s.) minimum enerji kaybı şartlarına göre lifting line ve lifting surface modelleri çözülerek sonuca ulaşılmıştır. Lifting line hesabında Burrill (1955-56) tarafından ortaya konulan kanatın her (r_i) kesitinde oluşan serbest girdap tabakasının piçinin sonsuza kadar sabit kalacağı ve değişmeyeceği şartı kullanılmıştır. Bu şarta göre:

$$x_i \cdot \pi \cdot \tan \varepsilon_i = \text{sabit} \quad (4.2)$$

olmalıdır. Burada $x_i = r_i / R$; i'nci kesitin boyutsuz radyal koordinatıdır. R , pervane yarıçapı ve ε_i ; sonsuzdaki helisel girdap tabakasının piç açısıdır.

4.1.2 Matematiksel Modelleme

4.1.2.1 Girdap hattı ve tabakası

Girdap hattı ve girdap tabakası kavramları birçok pervane matematiksel modellerinin anlaşılmasında temel teşkil eder.

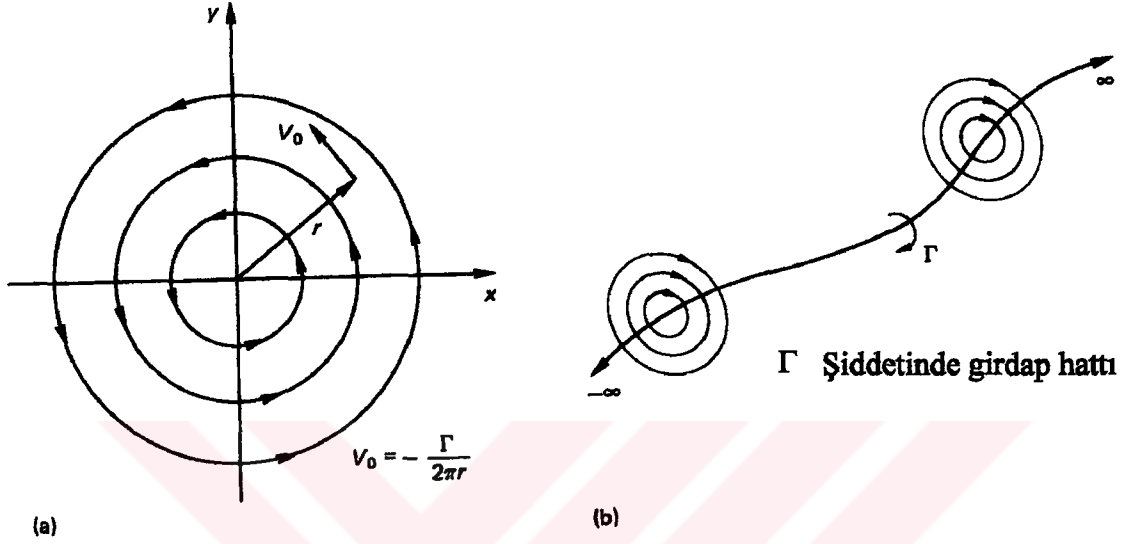
Modellemelerde sirkülasyonun yönü eğer saat yönünde ise pozitif kabul edilir.

Sirkülasyon teorisine dayalı pervane modellerinin gelişiminde, gerçekte iki boyutlu olan girdap hareketinin Şekil 4.1'de gösterildiği gibi bir girdap hattı olarak temsili adeta zorunlu olmuştur.

Girdap hattı, sabit (Γ) şiddetinde ve özellikle pervane teknolojisinde üç boyutlu uzayda tanımlı eğri boyunca hareketlidir.

Alman matematik ve fizikçisi Helmholtz tarafından ortaya konulan ve başlıca girdap karakteristiklerini belirleyen ve Helmholtz teoremleri olarak bilinen teoremler:

- (a) Bir girdap hattının hareketli olduğu eğri boyunca şiddeti sabittir.
- (b) Viskoz olmayan bir akışkan içinde girdap hattı oluşturulamaz ve var olan bir girdap hattı sona erdirilemez. Bunun için bir girdap hattı akışkanın sonsuz sınırlarına kadar uzanır. Buna engel olmak için girdap hattı akışkan içinde kapalı bir eğri boyunca tertip edilmelidir. (Carlton, 1994)

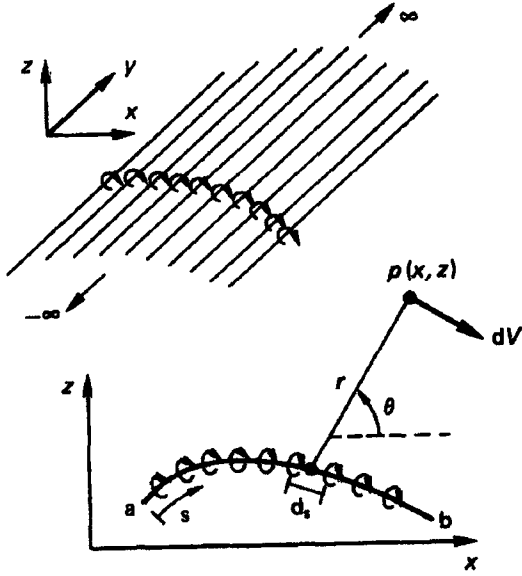


Şekil 4.1 Girdaplar (a) İki boyutlu girdap (b) Doğru girdap

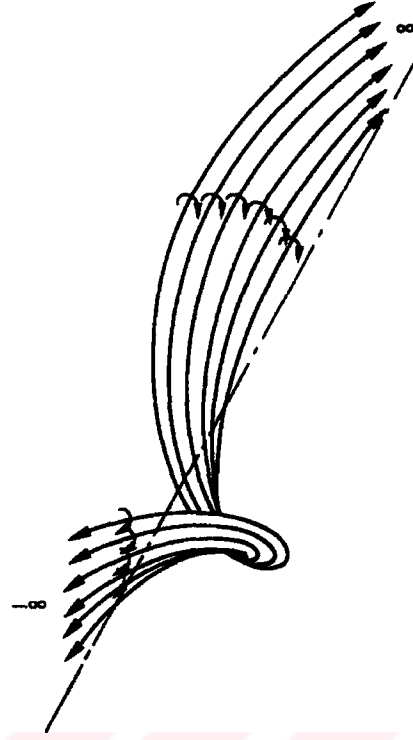
Bu teoremler özellikle pervane girdap teorilerinde son derece önemlidir.

Girdap hattı kavramı bir girdap tabakası kavramına genişletilebilir. İlk aşamada girdap tabakası, yanyana sonsuz sayıda düz girdap hatlarından oluştuğu düşünülür (Şekil 4.2). Girdap tabakası düz girdap hatlarından oluştuğu gibi, Şekil 4.3'de görüldüğü gibi, helisel bir yüzeyde helisel girdap hatlarından da oluşabilir.

Şekil 4.2' de görülen girdap tabakasının birim uzunluktaki şiddetine $\gamma(s)$ dersek, tabakanın ds uzunluğundaki girdap şiddeti $\gamma(s).ds$ olur. Burada s , tabakanın ucundan başlayan eğrisel koordinat; ds de birim uzunluktur. Girdap tabakasının her bir birim uzunluğundaki girdap şiddetini müstakil gibi düşünersek bunun girdap hattına r uzaklıktaki Şekil 4.2'de gösterilen bir $P(x,z)$ noktasında hasıl edeceği dV elementel hızı (4.3) gibi olur:



Şekil 4.2 Düz girdap tabakası



Şekil 4.3 Helisel girdap tabakası

$$dV = \frac{-\gamma \cdot ds}{2\pi \cdot r} \quad (4.3)$$

$P(x,z)$ noktasındaki toplam hız ise a'dan b'ye kadar olan tüm birim girdap şiddetlerinden dolayı olan elemantel hızların toplamıdır.

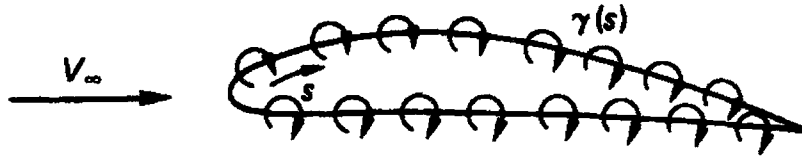
Girdap tabakasının etrafındaki sirkülasyon şiddeti (Γ), a ile b arasında yerleştirilen tüm elemantel girdapların şiddetlerinin toplamına eşittir ve aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\Gamma = \int_a^b \gamma \cdot ds \quad (4.4)$$

Bir girdap tabakasının karşısındaki teğetsel hız bileşeninde süreksizlik meydana gelir. Girdap tabakasının üzerindeki daha büyük şiddetteki hızı u_1 ve altındaki daha küçük şiddetteki hızı u_2 ile gösterirsek, lokal tabaka şiddetleri ile bu hızlar arasında aşağıdaki bağıntı vardır:

$$\gamma = u_1 - u_2 \quad (4.5)$$

Girdap tabakası kavramı hidrofil kesitlerin özelliklerinin analizinde önemli bir yardımcıdır ve pervane teorisinde de çok fazla uygulama alanları vardır. Örneğin, Şekil 4.4'de görüldüğü gibi hidrofoil kesit yerleştirilen değişken şiddetli bir girdap tabakası ile temsil edilebilir. Böylece problem V_∞ akımına maruz $\gamma(s)$ dağılımının hesaplanmasından ibaret olur.

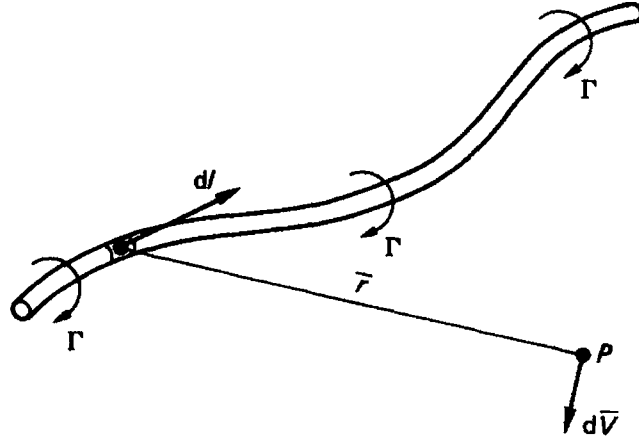


Şekil 4.4 Bir hidrofoil kesitin girdap tabakası ile temsili

4.1.2.2 Pervane tarafında indüklenmiş hızların hesabı

Girdap hatları veya tabakalarının neden olduğu indüklenmiş (ek olarak meydana getirilen) hızlar pervaneyi hem önden ve hem de arkadan çevrelerler. Bugün pervane hareketinin matematiksel modelleri ekseriyetle, istenilen yeterli temsili sağlayacak şekilde bileşik girdap sistemlerine dayanır. Bunun bir sonucu olarak, bu girdap sistemlerinin meydana getirdiği pervane çevresinde herhangi bir noktadaki hız değişiminin (indüklenmiş hız) hesabında genellikle Biot-Savart kanunundan yararlanılır. Bu kanun potansiyel teorisinin bir sonucudur ve elektromagnetik alanlar ile viskoz olmayan ve sıkıştırılamayan akımların her ikisini de tarif eder. Biot-Savart kanunu genel halde Şekil 4.5'de görüldüğü gibi, verilen bir (Γ) şiddetindeki girdap hattının $d\vec{s}$ parçasından r yarıçapındaki bir P noktasındaki indüklenmiş hız $d\vec{V}$ ile gösterilirse aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$d\vec{V} = \frac{\Gamma}{4\pi} \cdot \frac{d\vec{l} \times \vec{r}}{|\vec{r}|^3} \quad (4.6)$$

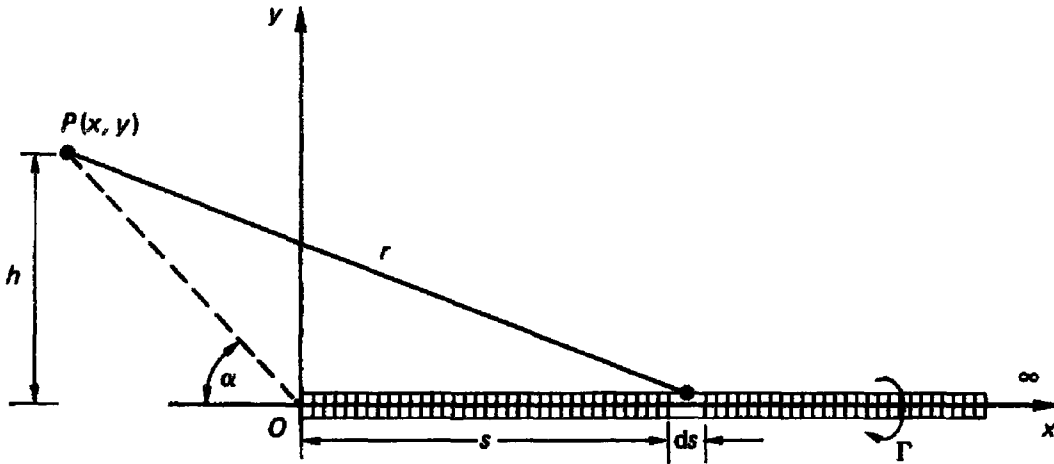


Şekil 4.5 Biot-Savart kanununun genel bir girdap hattına uygulanması

Biot-Savart kanununun doğrudan pervaneye uygulanmasında ve pervaneden oluşan serbest girdap sisteminin temsiliinde yaygın olarak kullanılan iki örnek:

1. *Yarı-sonsuz Doğrusal Girdap Hattı:*

Sistem Şekil 4.6'daki gibi düşünülür. Girdap hattı (O) 'dan başlar ve O - x eksenini doğrultusunda sonsuza gider. Şekildeki ds , yarı-sonsuz doğrusal girdap hattının sonsuz küçük bir parçasıdır.



Şekil 4.6 Biot-Savart kanununun doğrusal bir girdap hattına uygulanması

Gerçekte Helmholtz teoremine göre (O) noktasında girdap hattını sona erdirmek mümkün değildir. Fakat burada bizim amaçlarımız için sistemin (O) 'dan başlayıp sonsuza kadar giden kısmını düşünmek yeterlidir.

ds 'den r uzaklıkta P noktasındaki elementel indüklenmiş hız aşağıdaki gibidir:

$$d\vec{V} = \frac{\Gamma}{4\pi} \cdot \frac{\sin \theta \cdot ds}{r^2} \quad (4.7)$$

Buradan P deki hız,

$$V_P = \frac{\Gamma}{4\pi} \int_{\theta=\alpha}^{\theta=0} \frac{\sin \theta \cdot ds}{r^2} \quad (4.8)$$

dir. Burada $s = h \cdot (\cot \theta - \cot \alpha)$ dır.

$$V_P = -\frac{\Gamma}{4\pi} \int_{\theta=\alpha}^{\theta=0} \sin \theta \cdot d\theta \quad (4.9)$$

$$V_P = \frac{\Gamma}{4\pi \cdot h} \cdot (1 - \cos \alpha)$$

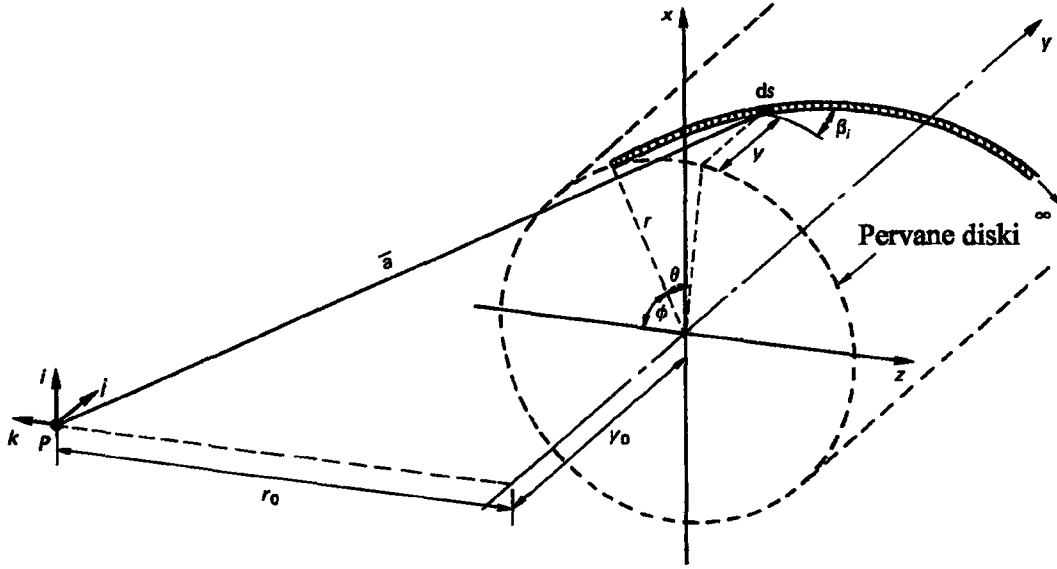
bulunur. V_P nin yönü sayfa düzlemine dik ve dışarı doğrudur.

2. Yarı-sonsuz Düzenli Bir Helisel Girdap Hattı:

Bu durumda da kavram birinci ile aynı olmasına rağmen, analizler biraz daha kompleks olur. Burada pervane diskinden başlayan ve sonsuza kadar giden sabit piç açılı ve çaplı yarı-sonsuz düzenli helisel bir girdap hattı düşünelim (Şekil 4.7). Denklem 4.6'dan P noktasında yarı-sonsuz düzenli girdap hattı tarafından indüklenmiş hız,

$$d\vec{u} = \frac{\Gamma}{4\pi \cdot |\vec{a}|^3} \cdot (d\vec{s} \times \vec{a}) \quad (4.10)$$

dır.



Şekil 4.7 Biot-Savart kanununun yarı-sonsuz düzenli bir girdap hattına uygulanması

$$\vec{a} = a_x \vec{i} + a_y \vec{j} + a_z \vec{k} \quad (4.11)$$

ve problemin geometrisinden

$$\vec{a} = -r \sin(\theta + \phi) \vec{i} - (y + y_0) \vec{j} + (r_0 - r \cos(\theta + \phi)) \vec{k} \quad (4.12)$$

$$\vec{s}(\theta) = r \sin(\theta + \phi) \vec{i} + r \theta \tan \beta_i \vec{j} + r \cos(\theta + \phi) \vec{k} \quad (4.13)$$

buradan,

$$d\vec{u} = \frac{\Gamma}{4\pi |\vec{a}|^3} \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ r \cos(\theta + \phi) & r \tan \beta_i & -r \sin(\theta + \phi) \\ -r \sin(\theta + \phi) & -(y + y_0) & r_0 - r \cos(\theta + \phi) \end{vmatrix} \quad (4.14)$$

dır. Burada skaler a,

$$a = \left[(y + y_0)^2 + r^2 + r_0^2 - 2r_0 r \cos(\theta + \phi) \right]^{3/2} \quad (4.15)$$

dır. u_x , u_y , u_z hız bileşenleri ise aşağıdaki gibidir:

$$\begin{aligned}
 u_x &= \frac{r\Gamma}{4\pi} \int \frac{\tan \beta_i \cdot (r \cdot \cos(\theta + \phi)) - (y + y_0) \cdot \sin(\theta + \phi)}{\left[(y + y_0)^2 + r^2 + r_0^2 - 2r_0 r \cdot \cos(\theta + \phi) \right]^{3/2}} d\theta \\
 u_y &= \frac{r\Gamma}{4\pi} \int \frac{r - r_0 \cdot \cos(\theta + \phi)}{\left[(y + y_0)^2 + r^2 + r_0^2 - 2r_0 r \cdot \cos(\theta + \phi) \right]^{3/2}} d\theta \\
 u_z &= \frac{r\Gamma}{4\pi} \int \frac{r \cdot \tan \beta_i \cdot \sin(\theta + \phi) - (y + y_0) \cdot \cos(\theta + \phi)}{\left[(y + y_0)^2 + r^2 + r_0^2 - 2r_0 r \cdot \cos(\theta + \phi) \right]^{3/2}} d\theta
 \end{aligned} \tag{4.16}$$

Bu iki örnek viskoz olmayan akışkandaki indüklenmiş hızların hesabında hesap prosedürünü göstermek için yeterlidir. Yukarda gösterilen esaslar, atnalı (horseshoe) girdap sistemleri, düzensiz helisel girdaplar (değişken piç açısı ve çapa sahip) ve diğer daha kompleks sistemleri modelleme tekniğini kullanarak istenilen şekilde kapsayacak şekilde genişletilebilir, (Carlton, 1994).

4.1.2.3 Kutta şartı

Genel halde Kutta şartı, akışkanın bir kanat kesitinin yüz ve sırt kısımlarını takip eden uçta (trailing edge) pürüzsüzce, düzgün olarak terketmesidir.

Daha açık olarak bu şart aşağıdaki gibidir:

- Verilen bir hidrofoil için Γ sirkülasyon değeri, özel bir hücum açısında akışkan takibeden ucu düzgün bir şekilde terkedecek şekildedir.
- Eğer bir hidrofoilin takip eden ucunda üst ve alt yüzeyler arasındaki açı sonlu ve sıfırdan farklı ise takip eden uç durgun noktadır ve akışkan hızı sıfırdır.
- Eğer bir hidrofoilin takip eden ucunda üst ve alt yüzeyler arasındaki açı sıfır ve uç sivri ise takip eden uçtaki hızlar sıfırdan farklı, yönleri ve büyüklükleri de eşittir.

Denklem (4.5) $\gamma = u_1 - u_2$ idi. Fakat Kutta şartından dolayı takip eden uçta denklem,

$$\gamma(TE) = 0 \quad (4.17)$$

şeklinde olur, (Carlton, 1994).

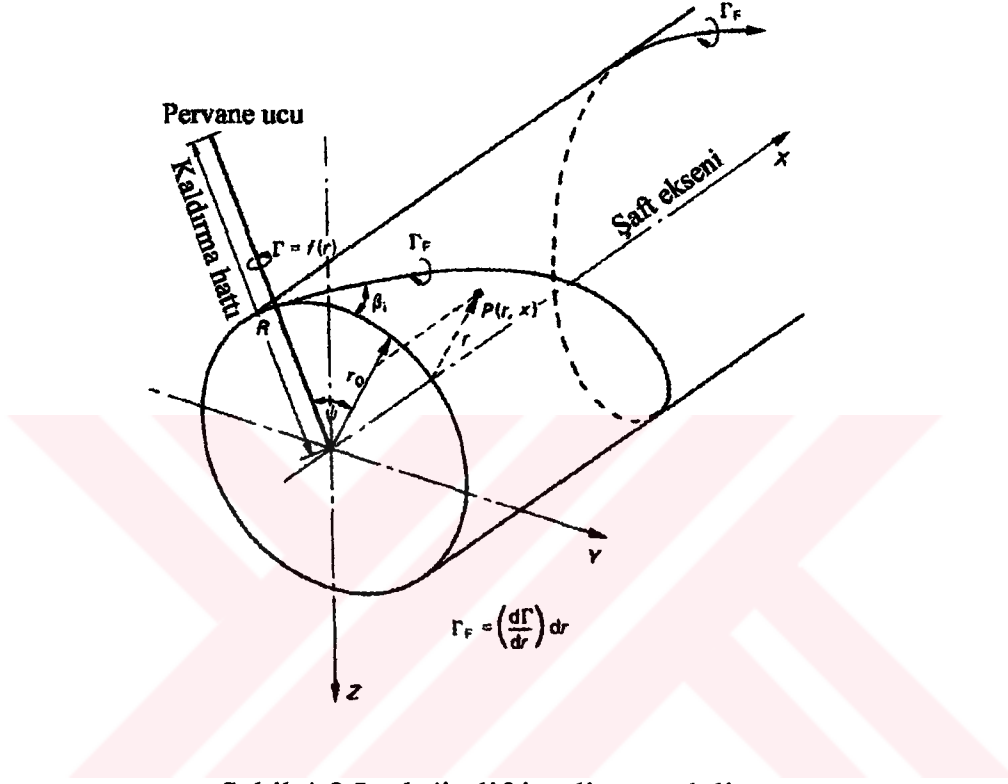
4.1.2.4 Lerbs'in lifting line analiz ve dizayn Metodu

Lerbs (1952) viskoz olmayan bir akışkanda ve orta yükte çalışacak pervaneler için lifting line metodunu geliştirdi. Sirkülasyon teorisinde de bahsedildiği gibi indüklenmiş hızları hesaba katmadan yapılacak bir analiz ancak hafif yüklü pervaneler için yeterli bir sonuç verebilir. Orta yüklü pervanelerde ise yeterli sonucu elde edebilmek için, pervane tarafından meydana getirilen düzgün helisel serbest girdap tabakasının temsilinde indüklenmiş hızların hesaba katılmaları gerekir.

Lifting line analizinde pervane kanadı, değeri radyal olarak değişen bir bağlı girdap hattı $\Gamma(x)$ ile temsil edilir (Şekil 4.8). Bu girdap hattının kanadın herbir kesitindeki değeri, o kesitte kanat etrafında oluşan sirkülasyon şiddetine eşittir. Bağlı girdapların dışında, pervanenin sebep olduğu başka bir girdap sistemi daha vardır. Kanatların neden olduğu, pervane arkasında ve gelen akıma paralel bu serbest girdap tabakasının bir elemantel parçasının şiddeti aşağıdaki gibi verilebilir:

$$\Gamma_F(x) = \left(\frac{\partial \Gamma}{\partial r} \right) dr \quad (4.18)$$

Burada kullanılan modelde merkezkaç ve kayan akım büzülme etkileri ihmal edilmiştir. Böylece pervane üzerinde indüklenmiş hızın oluşumuna sebep olan serbest girdap tabakaları, eksenel yönde, sabit piç açılı ve çaplı düzgün helisel girdap hatlarını ihtiva ederler. Bu modelde pervane göbeği de hesaba katılmakla beraber göbekte sirkülasyonun sıfır olduğu kabul edilir.



Şekil 4.8 Lerbs'in lifting line modeli

Pervane diski içindeki (r_0) yarıçapından oluşmuş bir serbest helisel girdap hattı tarafından pervane diski içindeki bir (r) yarıçapında meydana getirilen eksenel ve teğetsel indüklenmiş hızlar aşağıdaki gibi verilir:

Eksenel indüklenmiş hızlar:

İçerdeki noktalarda ($r < r_0$):

$$\vec{u}_{ai} = \frac{Z\Gamma_F}{4\pi k_0} \left\{ 1 - 2Z \frac{r_0}{k_0} \sum_{n=1}^{\infty} n I_{nz} \left(\frac{nZ}{k_0} r \right) K'_{nz} \left(\frac{nZ}{k_0} r_0 \right) \right\} \quad (4.19)$$

Dışardaki noktalarda ($r > r_0$):

$$\bar{u}_{ae} = -\frac{Z^2 \Gamma_F r_0}{2\pi k_0^2} \sum_{n=1}^{\infty} n K_{nz} \left(\frac{nZ}{k_0} r \right) I'_{nz} \left(\frac{nZ}{k_0} r_0 \right) \quad (4.20)$$

Teğetsel İndüklenmiş hızlar:

İçerdeki noktalar ($r < r_0$):

$$\bar{u}_{ti} = \frac{Z^2 \Gamma_F r_0}{2\pi k_0 r} \sum_{n=1}^{\infty} n I_{nz} \left(\frac{nZ}{k_0} r \right) K'_{nz} \left(\frac{nZ}{k_0} r_0 \right) \quad (4.21)$$

Dışardaki noktalarda ($r > r_0$):

$$\bar{u}_{te} = \frac{Z \Gamma_F}{4\pi r} \left\{ 1 - 2Z \frac{r_0}{k_0} \sum_{n=1}^{\infty} n K_{nz} \left(\frac{nZ}{k_0} r \right) I'_{nz} \left(\frac{nZ}{k_0} r_0 \right) \right\} \quad (4.22)$$

Burada $k_0 = r_0 \cdot \tan \beta_{i0}$,

I_{nz} ve K_{nz} , Bessel fonksiyonunun değişkenleridir (Carlton, 1994).

Bu denklemleri aşağıdaki şekilde yazarsak,

($r < r_0$) iken,

$$\bar{u}_{ai} = \frac{Z \Gamma_F}{2\pi k_0} (1 + B_2) \quad (4.23)$$

$$\bar{u}_{ti} = -\frac{Z \Gamma_F}{4\pi r} B_2$$

($r > r_0$) iken,

$$\bar{u}_{ae} = -\frac{Z \Gamma_F}{4\pi k_0} B_1$$

$$\bar{u}_{te} = \frac{Z \Gamma_F}{4\pi r} (1 + B_1) \quad (4.24)$$

burada

$$B_{1,2} = \left(\frac{1 + y_0^2}{1 + y^2} \right)^{0.25} \left[\frac{1}{e^{Z \cdot A_{1,2}} - 1} \pm \frac{1}{2Z} \cdot \frac{y_0^2}{(1 + y_0^2)^{1.5}} \cdot \log_e \left(1 + \frac{1}{e^{Z \cdot A_{1,2}} - 1} \right) \right] \quad (4.25)$$

ve

$$A_{1,2} = \pm(\sqrt{(1+y^2)} - \sqrt{(1+y_0^2)}) \pm \frac{1}{2} \cdot \log_e \frac{(\sqrt{(1+y_0^2)} - 1) \cdot (\sqrt{(1+y^2)} + 1)}{(\sqrt{(1+y_0^2)} + 1) \cdot (\sqrt{(1+y^2)} - 1)} \quad (4.26)$$

dir. Buradaki,

$$y_0 = \frac{1}{\tan \beta_{i0}} \quad (4.27)$$

$$y = \frac{x}{x_0 \cdot \tan \beta_{i0}}$$

dir.

Ancak $r = r_0$ iken indüklenmiş hız bileşenleri sonsuz bir değere meyleder. Lerbs (1952) bu problemi çözmek için, (r_0) yarıçapında helisel bir serbest girdap hattı tarafından indüklenmiş hızın, aynı yarıçapta şaft eksenine paralel bir yarı-sonsuz düz girdap hattı tarafından indüklenmiş hıza oranını boyutsuz bir parametre olarak indüksiyon faktörü diye tarif etti.

Pervane diski içerisindeki (r_0) yarıçapında düz bir girdap hattı tarafından yine pervane diski içerisindeki bir (r) yarıçapında meydana getirilen eksenel ve teğetsel indüklenmiş hızlar,

$$u_{a,t} = \frac{\Gamma_F}{[4\pi(r-r_0)]} \quad (4.28)$$

olarak verilir (Carlton, 1994).

Eksenel ve teğetsel yöndeki indüklenmiş hızlar için indüksiyon faktörleri aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$I_a = 4\pi \cdot (r - r_0) \cdot \frac{\bar{u}_a}{\Gamma_F} \quad (4.29)$$

$$I_t = 4\pi \cdot (r - r_0) \cdot \frac{\bar{u}_t}{\Gamma_F}$$

Burada ($r \rightarrow r_0$) giderken yarı-sonsuz düz girdap hattı ve düzgün helisel girdap hattının indükledikleri hızların eğilimi aynı olduğu için hiçbir zaman indüksiyon faktörleri sonsuz olmaz, sınırlı kalır.

Denklem 4.23 ve 4.24'te verilen teğetsel ve eksenel indüklenmiş hızlar için de indüksiyon faktörlerini yazacak olursak,

Eksenel indüksiyon faktörleri:

$$I_{ai} = \frac{Zx}{x_0 \cdot \tan \beta_{i0}} \cdot \left(\frac{x_0}{x} - 1\right) \cdot (1 + B_2)$$

$$I_{ae} = -\frac{Zx}{x_0 \cdot \tan \beta_{i0}} \cdot \left(\frac{x_0}{x} - 1\right) \cdot B_1$$
(4.30)

Teğetsel indüksiyon faktörleri:

$$I_{ti} = Z \cdot \left(\frac{x_0}{x} - 1\right) \cdot B_2$$

$$I_{te} = -Z \cdot \left(\frac{x_0}{x} - 1\right) \cdot (1 + B_1)$$
(4.31)

Buradaki i ve e, nominal x_0 değerine göre çapların sırasıyla içerdeki ve dışardaki durumlarını gösterir.

Denklem (4.31)' de ifade edilen indüksiyon faktörleri, boyutsuz x_0 yarıçapındaki Z tane serbest helisel girdabın, yine boyutsuz x yarıçapındaki pervane düzlemi içinde bir noktada indüksiyonunu tarif eder. Serbest girdapların indüklediği hızlardan başka pervane düzlemi içerisinde bağlı girdapların sebep olduğu

indüklenmiş hızlar da vardır. Ancak üniform akım durumunda ve kanatlar simetrik olarak yerleştirilmiş ise bu indüklenmiş hızların etkisi ihmal edilebilir.

Yukardaki denklemlerden görülebileceği gibi indüksiyon faktörleri sirkülasyona bağlı değildir, ancak akım geometrisinin basit bir fonksiyonudur.

Bu modelde pervane göbeği r_h yarıçapında sonsuz uzun bir silindir olarak temsil edildi. Bu durumda kanat köklerindeki sirkülasyonun tarifi gerekmektedir.

Kanat köklerindeki sirkülasyon problemi ise, birbirine yakın olan kanatlar için ispat edilebilir ki, kanatlardan birinin yüzünde olan basınç diğer kanadın sırtında olan emmeye eşitlenmeye meyleder. Yani, kanat köklerindeki sirkülasyon değeri sıfır kabul edilebilir.

Denklem 4.31 bir pervanenin verilen bir yarıçapta herbir kanadından meydana gelen tekil bir girdap hattının oluşturacağı etkiyi gösterir. Bu bağıntıları genelleştirmek için, pervanenin ürettiği tüm serbest girdapların meydana getirdiği indüklenmiş hızların toplanılması gerekir. Örnek olarak teğetsel bileşen için denklem aşağıdaki gibi olur:

$$u_t(r) = \int_{r_h}^R \bar{u}_t(\bar{r}_0) \cdot d\bar{r}_0 \quad (4.32)$$

Bu denklem Denklem 4.18 ve Denklem 4.29 ile beraber düşünülürse (4.33) gibi olur

$$\frac{u_t}{V_s} = \frac{1}{2} \cdot \int_{x_n}^{1.0} \left(\frac{dG}{dx_0} \right) \cdot \frac{i_t}{(x - x_0)} \cdot dx_0 \quad (4.33)$$

Burada, $G = \frac{\Gamma}{\pi \cdot D \cdot V_s}$ buyutsuz sirkülasyon katsayısıdır.

Pervane probleminin çözümünde kolaylık sağlaması için lifting line üzerinde bir ϕ açısal koordinatını tanımlamak gerekir. Lifting line üzerindeki bir radyal koordinatın açısal olarak temsiline imkan sağlayan bağıntı aşağıdaki gibidir:

$$x = 0.5[(1 + x_h) - (1 - x_h) \cdot \cos \phi] \quad (4.34)$$

Burada x , boyutsuz radyal koordinat; x_h , boyutsuz pervane göbek yarıçapı; ϕ de, 0° 'den 180° 'ye kadar değişken açısal koordinattır.

$G(x)$ sirkülasyon dağılımı ekser pervaneler için süreklidir. $G(x)$ 'in süreksiz olduğu pervaneler ayrıca ele alınmalı ve o pervanelerde göbek sınırı ve kanat ucundaki sirkülasyon değerleri de hesaba katılmalıdır. Sirkülasyon dağılımı ekser pervanelerde sürekli olduğu için bir Fourier serisi ile temsil edilebilir:

$$G(x) = \sum_{m=1}^{\infty} G_m \cdot \sin(m \cdot \phi) \quad (4.35)$$

Ek olarak, indüksiyon faktörleri de ϕ ve ϕ_0 'ın bağılısı olarak bir Fourier serisi ile temsil edilebilir:

$$I(\phi, \phi_0) = \sum_{n=0}^{\infty} I_n(\phi) \cdot \cos(n \phi_0) \quad (4.36)$$

Yukardaki ifadeler birleştirilerek indüklenmiş teğetsel ve eksenel hızlar ϕ açısal koordinatında yazılabilecektir:

$$\frac{u_a}{V_s} = \frac{1}{1 - x_h} \cdot \sum_{m=1}^{\infty} m \cdot G_m \cdot h_m^a(\phi) \quad (4.37)$$

$$\frac{u_t}{V_s} = \frac{1}{1 - x_h} \cdot \sum_{m=1}^{\infty} m \cdot G_m \cdot h_m^t(\phi)$$

Burada;

$$h_m^a(\phi) = \frac{\pi}{\sin \phi} \left[\sin(m \cdot \phi) \cdot \sum_{n=0}^m I_n^a(\phi) \cdot \cos(n \phi) + \cos(m \cdot \phi) \cdot \sum_{n=m+1}^{\infty} I_n^a(\phi) \cdot \sin(n \phi) \right]$$

ve

$$h_m^t(\phi) = \frac{\pi}{\sin \phi} \left[\sin(m\phi) \cdot \sum_{n=0}^m I_n^t(\phi) \cdot \cos(n\phi) + \cos(m\phi) \cdot \sum_{n=m+1}^{\infty} I_n^t(\phi) \cdot \sin(n\phi) \right]$$

dir. Burada $\phi = 0^\circ$ ve 180° iken fonksiyonların sonsuz olduğuna dikkat edilmelidir (Carlton, 1994).

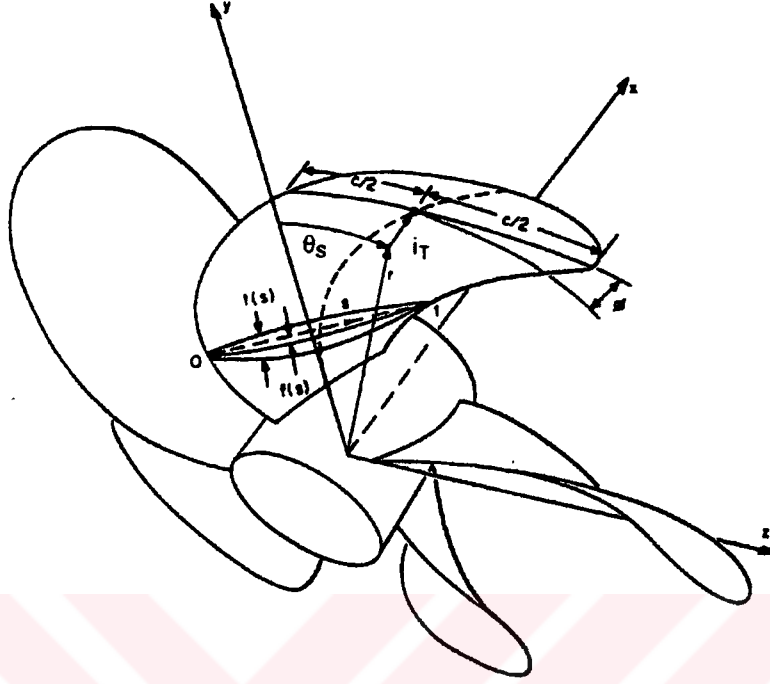
1' Hopital kuralından fonksiyonların sınırları aşağıdaki gibi olur:

$$h_m^{a,t}(0) = \pi \left[m \cdot \sum_{n=0}^m I_n^{a,t}(0) + \sum_{n=m+1}^{\infty} n I_n^{a,t}(0) \right]$$

$$h_m^{a,t}(180) = -\pi \cdot \cos(m\pi) \left[m \sum_{n=0}^m I_n^{a,t}(180) \cdot \cos(n\pi) + \sum_{n=m+1}^{\infty} n \cdot I_n^{a,t}(180) \cdot \cos(n\pi) \right]$$

Bu denklemler, indüklenmiş hız bileşenleri ile sirkülasyon dağılımı ve indüksiyon faktörleri arasındaki ilişkiyi ortaya koyarlar.

4.2 Kaldırıcı Yüzey (Lifting Surface) Dizayn Metodu



Şekil 4.9 Kanat geometrisi

Şekil 4.9 lifting surface modelin temelini ifade eder. Lifting surface 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 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.

Lifting surface modeller hem dizayn ve hem de analiz probleminin çözümünde kullanılırlar. Dizayn problemde 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. Analizin tatbiki 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 karmaşıktır.

Lifting surface 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.

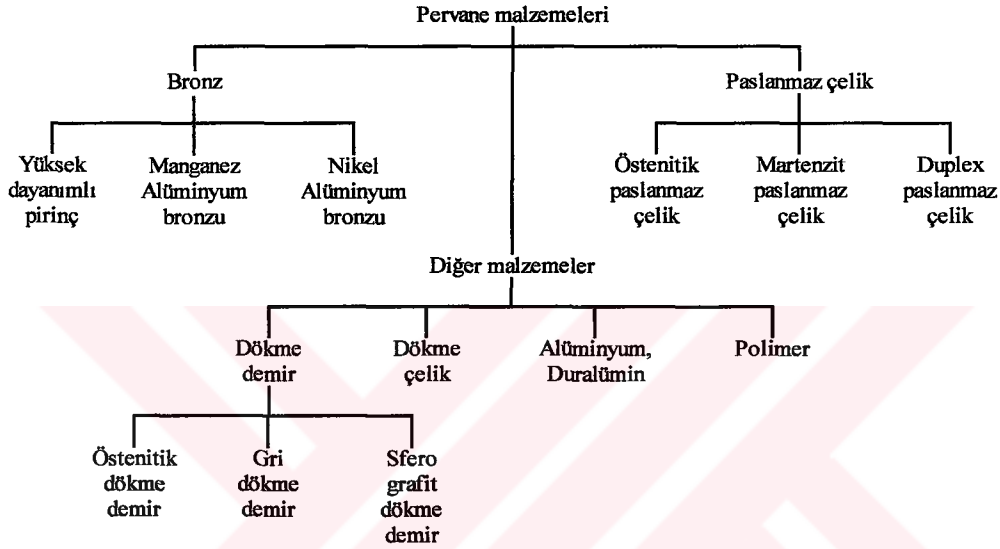
Lifting surface metoduna ait formülasyonlar ve ayrıntılar Kerwin ve Lee (1978), ve Kerwin ve Leopold (1964)'ten bulunabilir.

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

5 PERVANE MALZEMELERİ VE MUKAVEMETİ (Carlton,1994), (Onaran,1993), (Sabuncu,1983) , (Topbaş,1993), (Tornblad,1987)

5.1 Pervane Malzemeleri

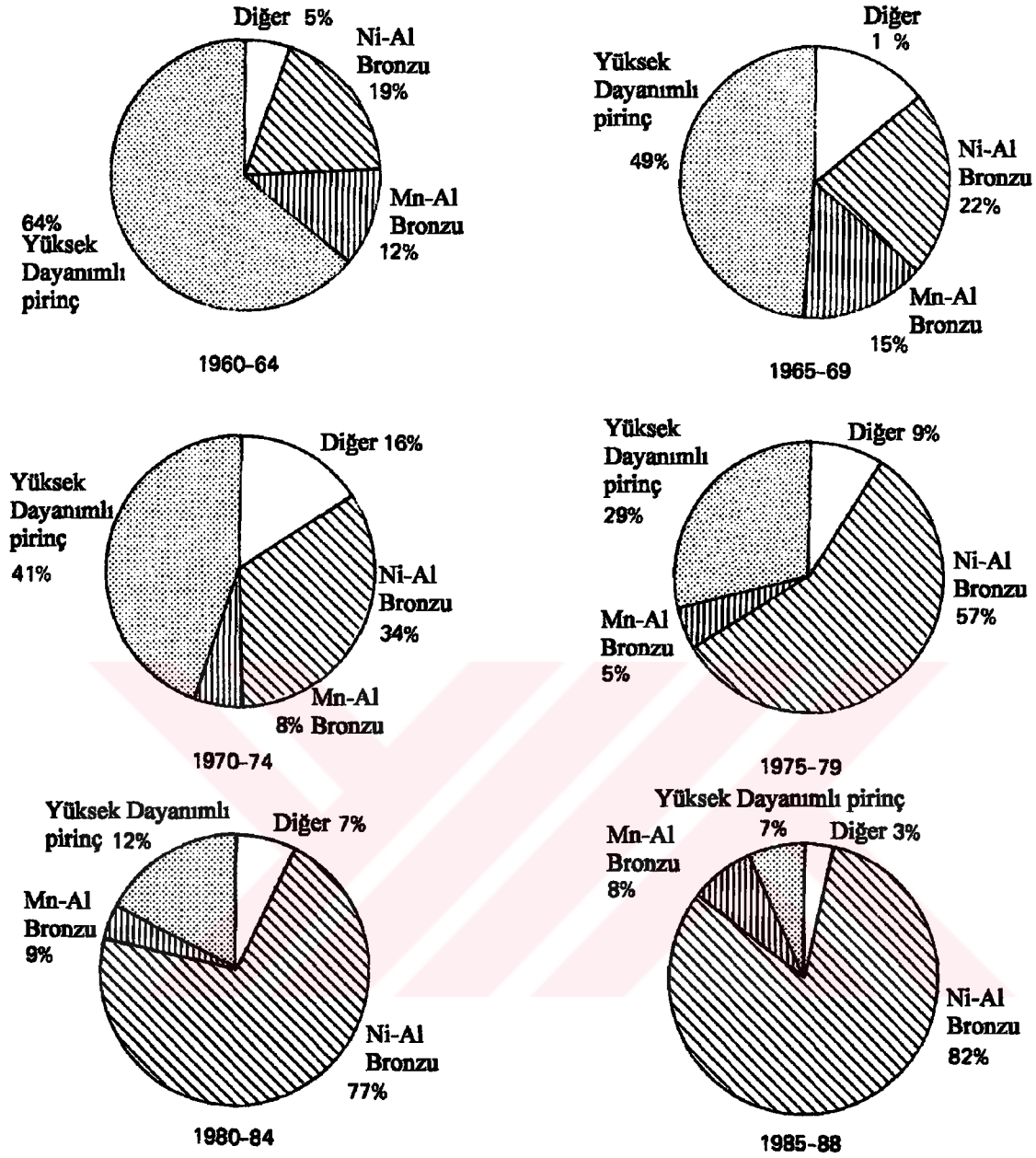
Günümüzde pervane malzemelerini bronz, paslanmaz çelik ve diğer malzemeler olarak üç grupta toplayabiliriz. Şekil 5.1' de pervane malzemelerinin dağılımı incelenebilir.



Şekil 5.1 Pervane malzemeleri (Carlton,1994)

Bu bölümde pervane malzemelerinden bronz, dökme demir, dökme çelik ve paslanmaz çelik hakkında kimyasal ve mekanik özellikleri konusunda bilgi verilecektir. Uygulamada Nikel-Alüminyum bronzu kullanıldığı için bu bronz hakkında daha fazla bilgi verilecektir.

Pervane malzemelerinin yıllara göre kullanım oransal dağılımları Şekil 5.2' de görülmektedir. Grafiklerden görüleceği üzere 1960' lı yıllarda yüksek dayanımlı pirinç kullanımı yoğunlukta iken günümüzde yerini Nikel-Alüminyum bronzuna bırakmıştır. Günümüzde en çok kullanılan pervane malzemeleri sırasıyla Ni-Al bronzu, Mn-Al bronzu, yüksek dayanımlı pirinç ve az oranda özel uygulamalarda paslanmaz çelik, dökme demir ve polimer malzemeler kullanılmaktadır.



Şekil 5.2 İngiliz Loyd'u tarafından onaylanmış pervanelerin malzeme oransal dağılımı (Carlton,1994)

5.1.1 Pervane malzemelerinin genel özellikleri

Saf bakır yumuşak, plastik şekil verilebilme özelliği yüksek ve iyi korozyon dayanımına sahip bir metaldir. Saf bakırın fiziksel özellikleri Çizelge 5.1' de görülmektedir. Arı bakırın çekme dayanımı yumuşak tavlı halde iken yaklaşık olarak 200 ila 240 MPa

arasındadır. Bakıra soğuk şekillendirme uygulandığında şekillendirme derecesine bağlı olarak çekme dayanımı artar ve 450 MPa değerine ulaşır. Yumuşak halde iken 45-60 BSD olan sertlik değeri 110 BSD değerine ulaşır. Yumuşak halde %60 olan kopma uzaması %2 değerine iner. Soğuk şekillendirme ile arttırılan dayanım ve sertlik, 400-650°C arasında yapılan yumuşak tavlama ile tekrar azaltılabilir.

Çizelge 5.1 Saf bakır fiziksel özellikleri

Ergime Sıcaklığı	1083 °C
Ergime Isısı	10865 kJ/kg
Özgül Isı(20°C'de)	0.385 kJ/kgK
Özgül Ağırlık	8900 kg/m ³
Elastisite Modülü	130 Gpa
Çekme Dayanımı	215 MPa
Kopma Uzaması	% 60

Bakır ve diğer metallerin kombinasyonu ile bakır bazlı kolay şekil verilebilir, iyi korozyon dayanımına sahip, yeterli derecede mukavim alaşımlar elde edilebilir.

Pervane malzemesinden istenen özellikler şunlardır.

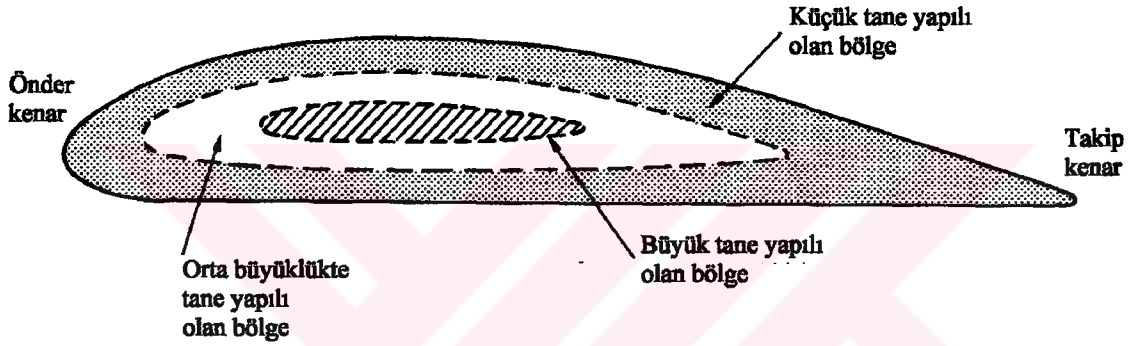
- Deniz suyunda yüksek korozyon yorulma dayanımı;
- Yüksek kavitasyon erozyonu dayanımı;
- Yüksek genel korozyon dayanımı;
- Yüksek sınır ve çatlak korozyon dayanımı;
- Yüksek dayanım ağırlık oranı;
- Yüksek tamir edilebilirlik kabiliyeti (kaynak edilebilirlik)
- İyi döküm karakteristikleri

Pervaneler çok büyük oranda dökümle yapılır. Bununla beraber dökümle elde edilen parçalar homojen değildir. Döküm'de pervane geometrisinden dolayı kanat uçlarında 15 mm kalınlığa , kökte 1000 mm kalınlığa sahip olabilmektedir. Buda farklı soğuma hızlarını ortaya çıkarır ve ürün kalitesini düşürür.

Genelde hızlı soğuma küçük kristalli veya taneli malzeme ortaya çıkar. Yavaş soğuma hızı çoğunlukla eş özellikler ortaya çıkmasını sağlar. Sonuç olarak büyük pervanelerin göbek

civarındaki alaşım yapılarının durumu faz diyagramları ile belirlenir. Mikroyapıdaki farklar bununla beraber kanat uçları ve göbek civarı, alaşım dökülürken yapılacak kontrole büyük oranda bağlıdır. Bu farklar pervane teknolojisinde önemli sayılır çünkü klasik pervanelerde maksimum gerilme genellikle kanat kökündeki kalın kesitte meydana gelir.

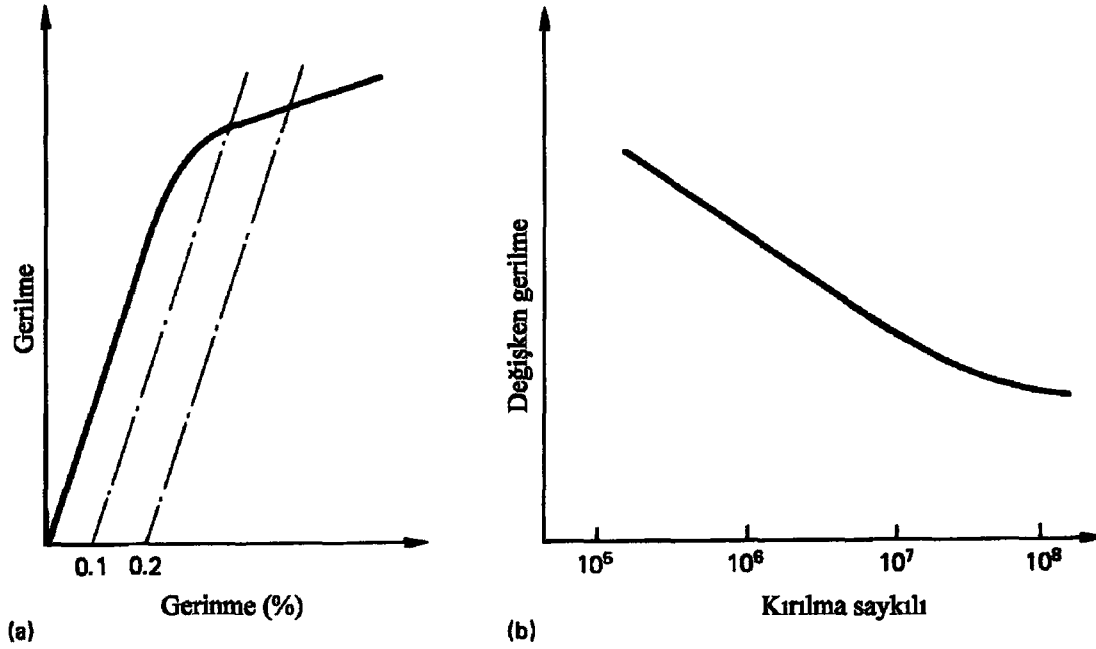
Soğuma farkları ayrıca kalın kesitler içindede etkilidir. İlk önce kabuk soğur ve küçük taneli yapı oluşur. Böylece kesit merkezine doğru gidildikçe soğuma hızı düşüktür ve büyük taneli yapı oluşur (Şekil 5.3). Bu şekilde malzeme fiziksel özelliklerinde farklılıklar oluşur, kalın kesitlerde merkezde zayıf fiziksel özellikler ortaya çıkar.



Şekil 5.3 Kalın kanat kesitlerinde genel makroyapı oluşumu (Carlton,1994)

Pervane malzemelerinden bronz alaşımlarının gerilme-uzama ve yorulma eğrileri Şekil 5.4'de görülebilir. Bronz alaşımının akma sınırı çelikteki gibi açıkça görülemez. Bu tip malzemeleri karakterize etmek için %0.1 ve %0.2 uzama gerilmeleri kullanılır. En önemli mekanik karakteristik yorulma dayanımı eğrisidir ve Şekil 5.4 (b) de bu eğri görülmektedir.

Pervane dizaynında 10^8 saykıl gözönünde bulundurulması gereken önemli bir değerdir. Örneğin 120 RPM'lik bir pervane yılda 250 gün çalışmasıyla her kanat 8.6×10^8 birinci tip gerilme saykılı ile 20 yılın üzerinde bir ömüre sahip olur. Bu pervaneye ait zaman bağlı birinci tip gerilme saykıl sayısı Çizelge 5.2'de verilmektedir.



Şekil 5.4 Pervane malzemelerinin mekanik karakteristikleri (Carlton,1994)

(a) Gerilme-Uzama eğrisi (b) Yorulma-Dayanım eğrisi

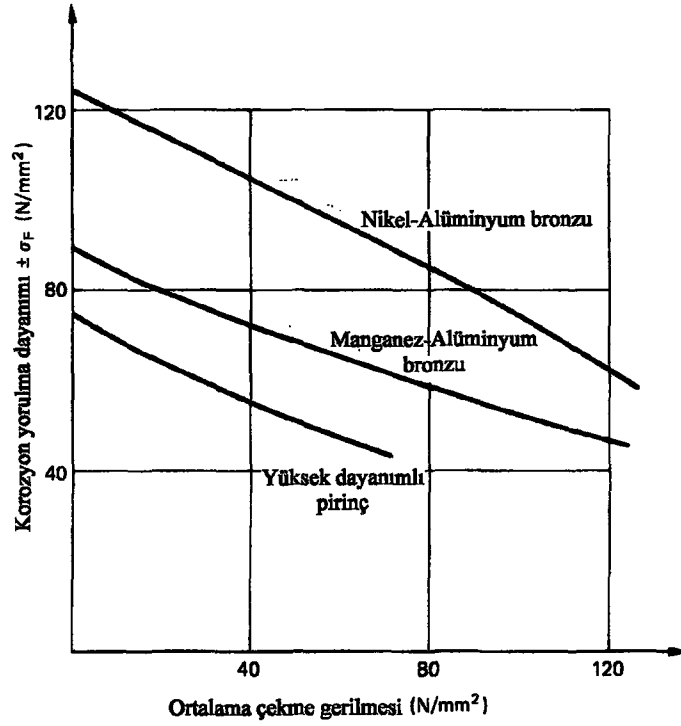
Çizelge 5.2 Pervane kanadına ait birinci tip yorulma saykıl sayısı

Zaman	1.Saat	1.Gün	1.Ay	1.Yıl	2.Yıl	10.Yıl	20.Yıl
Saykıl Sayısı	7.2×10^3	1.7×10^5	3.6×10^6	4.3×10^7	8.6×10^7	4.3×10^8	8.6×10^8

Malzemenin yorulma karakteristiği hesap edilirken malzemeye etki eden çekme dayanımı ile Şekil 5.4 (b)' deki eğri karakteristiği arasındaki ilişki gözönünde bulundurulmalıdır. Çekme dayanımının yorulma dayanımı ile olan ilişkisi üzerinde araştırmalar sürmekle beraber Şekil 5.5'de bu ilişkiye dair eğriler görülmektedir.

5.1.2 Pervane Malzemelerinin Spesifik Özellikleri

Günümüzde kullanılan pervane malzemelerinin tümü Şekil 5.1' deki gibi sınıflandırılmaktadır. Pervane malzemelerinin özelliklerini iyi idrak edebilmek için özellikle bakır bazlı malzemelerin özelliklerini iyi anlayabilmek için saf bakırın özelliklerini iyi bilmek icap eder. Bu malzemelerle ilgili geniş bilgi Webb(1965), Webb ve Capper' dan alınabilir. Bu malzemeleri kısaca inceleyelim.



Şekil 5.5 Bakır alaşımlarının ortalama gerilme ve yorulma dayanımı karakteristikleri
(Carlton, 1994)

5.1.2.1 Yüksek dayanımlı pirinç

Bu alaşımlar sıkça manganez bronzu diye anılırlar ki bu yanlış adlandırmadır ve İçeriğinde bakır ve çinko vardır ve daha çok pirince benzemektedirler. Çok az mangan içermektedirler. Yüksek dayanımlı pirinçlerin eritilmesi kolaydır ve dökümü çok zor değildir. Yüksek dayanımlı pirinç'in çok geniş pervaneler için üretim uygulaması yapılmıştır. Hidrojen gazı bu alaşım için hastalıktır ve oluşması ve bulaşmasına mani olmak gerekmektedir. Alaşım içinde genellikle %60 bakır, %40 çinko bulunur. Diğer katkı malzemeleri alüminyum, kalay, demir, manganez ve bazen nikel katılabilir. Alüminyum katılması dayanımı ve korozyon dayanımını artırır. Det Norske Veritas 'a göre kimyasal özellikleri Çizelge 5.3' de, mekanik özellikleri Çizelge 5.4' de görülmektedir.

5.1.2.2 Alüminyum bronzları

Alüminyum bronzlarını üç ayrı grupta inceleyebiliriz.

1. %4' den fazla nikel ve az miktar manganez içeren bronz
2. %8' den fazla manganez içeren bronz
3. Çok az nikel veya manganez içeren bronz

Alüminyum bronzlarından en çok kullanılanı yukarıdaki ilk iki tiptir ve sırasıyla Ni-Al bronzu ve Mn-Al bronzu diye adlandırılırlar. Üçüncü tip yani çok az nikel veya manganez içeren alüminyum bronzu düşük dayanıma ve düşük korozyon dayanımına sahip olduğu için pek kullanılmaz.

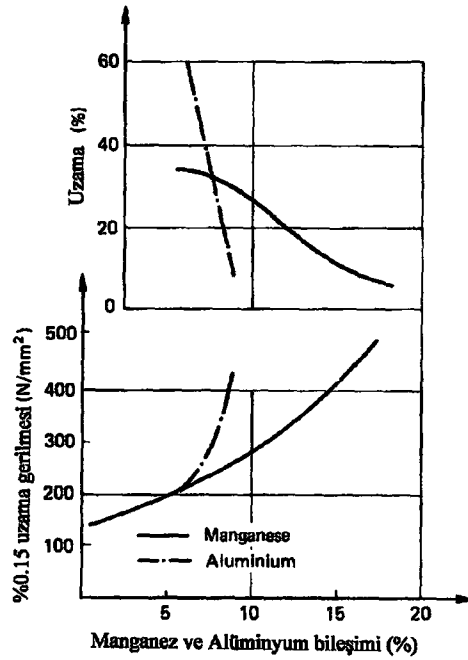
İlk manganez alüminyum bronzu 1950'lerde patent alınmıştır ve kimyasal bileşenleri %12 manganez, %8 alüminyum, %3 demir, %2 nikel'dir. Tüm manganez alüminyum bronzları benzer mikroyapıya ve dolayısıyla benzer karakteristik özelliklere sahiptir. Nikel alüminyum bronzları genellikle %9-9.5 alüminyum ve %4 nikel %4 demir ihtiva ederler. En iyi korozyon dayanımına sahip alaşımdır. Det Norske Veritas 'a göre kimyasal özellikleri Çizelge 5.3' de, mekanik özellikleri Çizelge 5.4' de görülmektedir.

Çizelge 5.3 Bakır bazlı pervane malzemelerinin kimyasal kompozisyonları (DNV,1996)

	Mn-bronzu	Ni-Mn-bronzu	Ni-Al bronzu	Mn-Al bronzu
Cu %	55 – 62	53.5 – 57	78 Min	71 Min
Al %	0.5 - 2.0	2.0 Max	8.0 – 11.0	6.5 – 9.0
Fe %	0.4 - 2.2	1.0 – 2.5	3.0 – 6.5	2.0 – 6.0
Ni %	1.5 Max	2.5 – 4.0	3.0 – 6.5	1.5 – 3.0
Mn %	2.0 Max	2.5 – 4.0	3.0 Max	8.0 – 14.0
Si %				0.1 Max
Sn %	1.0 Max	1.0 Max		
Zn %	Geriye kalan	Geriye kalan		
Diğer Toplam %			0.5 Max	0.5 Max

Çizelge 5.4 Bakır bazlı pervane malzemelerinin mekanik özellikleri (DNV,1996)

Malzeme	Kopma Gerilmesi R_m Mpa <i>En küçük</i>	Uzama A_5 % <i>En küçük</i>
Mn – bronzu	440	20
Ni – Mn bronzu	520	18
Ni – Al bronzu	590	15
Mn – Al bronzu	620	20



Şekil 5.6 Bakır-Alüminyum-Manganez alaşımında kimyasal kompozisyonun etkisi (Carlton, 1994)

5.1.2.3 Paslanmaz çelik

Pervane imalatında iki çeşit paslanmaz çelik kullanılmaktadır. Bunlar %13 krom martensitik ve %18 krom %8 nikel %3 molibden östenitik paslanmaz çeliklerdir. Bu çelikler genellikle küçük pervaneler ve piç kontrollü pervanelerin parçalarının imalinde kullanılır. Östenitik paslanmaz çelik pervaneler genellikle iç sularda kullanılır. Östenitik pervanelerin en önemli özellikleri iyi çarpma dayanımı ve iyi tamir edilebilirliktir. Her iki paslanmaz çelikte çarpma kavitasyon dayanımı çok iyidir. Kavitasyon yorulması ve korozyon dayanımı alüminyum bronzlarından daha düşüktür.

Özellikle Japonya'da paslanmaz çelik pervane imalatı üzerine çok büyük çalışmalar vardır. Bu çalışmaların amacı paslanmaz çeliği nikel alüminyum bronzunun korozyon yorulma dayanımına yaklaştırmaktır. Paslanmaz çeliklerin genel kimyasal yapıları %18 krom, %5-6 nikel, %1-2 molibden, %3' den az mangan, %1.5' den az kobalt ve silikon ihtiva eder. Bu malzemenin wöhler diyagramlarında yorulma dayanımı 10^8 saykılada 225 N/mm^2 dir.

5.1.2.4 Dökme demir

Geçmişte dökme demir pervaneler yedek pervane olarak gemi üzerinde taşınmak ve acil durumlarda kullanılmak üzere üretilmiştir. Bu metal çok zayıf korozyon direncine ve özellikle çok kötü çarpma korozyon direncine sahiptir. Ömürleri çok kısadır. Gri dökme demir pervanelerde kullanılmak için daha çekicidir. Fakat bütün demir pervanelerde verim düşük kesitler kalın ve pervane ağırlığı fazladır.

5.1.2.5 Dökme Çelik

Düşük alaşım ve sade karbon dökme çelikler yedek pervane için dökülmektedir. Çekme dayanımı güvenilir, korozyon dayanımı ve erezyon bakır bazlı alaşımlara göre kötüdür. Bu tip pervane kullanıldığı zaman katodik korumaya ihtiyaç duyar.

5.1.3 Mekanik Özellikler

Bakır bazlı malzemeler için genel gerilme uzama eğrisi Şekil 5.4 (a)'daki gibidir. Pervanelerde kullanılan malzemelere ilişkin mekanik özellikler Çizelge 5.5 'deki gibidir. Bu özellikler genel gerilme analizi ve özellikle nümerik gerilme analizi kullanıldığında çok önemlidir. Müsade edilebilir gerilmenin bulunması bununla beraber yorulma özelliklerinin bulunması çok önemlidir. Çizelge 5.2' de 10^9 saykıla kadar yani 20 yıla kadarki büyük dökme yük gemileri ve daha küçük tekneler için daha kısa süreler bulunabilir. Genellikle 10^9 saykıla kadarki dayanımlar normal kabul edilir. Bunların dışında pervane metallerinin yorulma testi için genellikle wöhler test prosedürü uygulanmaktadır.

Webb (1975), yorulma dayanımı üzerine çalışmalar yapmıştır. Webb çalışmalarını 10 tonluk bir döküm pervaneyi referans alarak diğer pervaneler için bir bağıntı geliştirmiştir.

Çizelge 5.5 Tipik malzeme özelliklerinin karşılaştırılması (Carlton,1994)

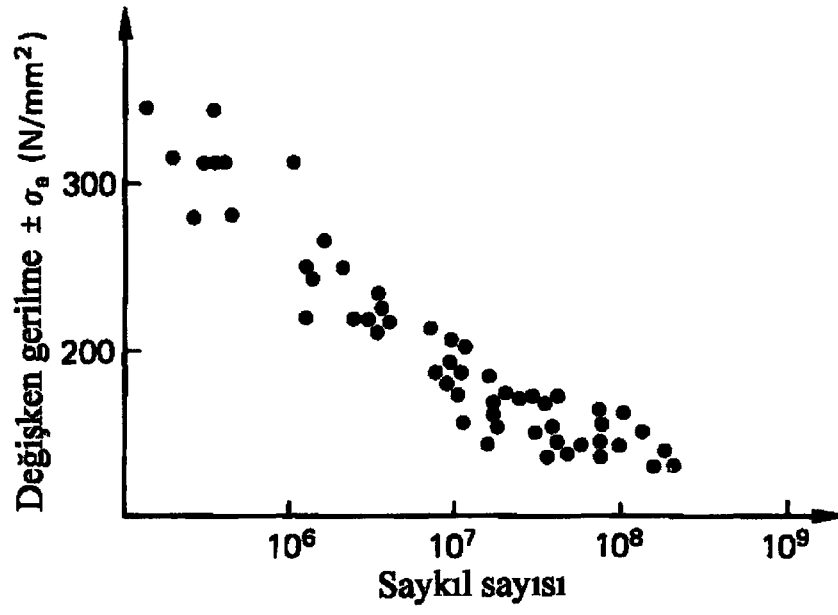
Malzeme		Elastisite Modülü GPa	%0.15 Uzama Gerilmesi (Mpa)	Çekme Dayanımı (Mpa)	Brinell Sertlik no	Özgül Ağırlık	Uzama (%)
Bakır Bazlı Alaşımlar	Yüksek Dayanımlı Pirinç	105	190	450-600	120-165	8.25	28
	Manganez Alaşımları	120	300	660-720	160-210	7.45	27
	Nikel Alüminyum Alaşımları	125	275	660-710	160-190	7.6	25
Paslanmaz Çelikler	%13 Krom	200	455	695	220	7.7	20
	Östenitik	190	170	505	130	7.9	50
	Feritik-Östenitik	180	550	800	260	7.9	18
Dökme Demir	Gr Dökme Demir	110	-	235	200	7.2	-
	Östenitik	110	-	440	150	7.3	25
Polimerler	Plastik	0.8	11	47	-	-	35
	Fiberglass	14	-	200	-	-	1.5

$$\sigma_w = \sigma_{10} \left(0.70 + \frac{30}{w + 90} \right) \quad (5.1)$$

w : Hesap edilen pervanenin ağırlığı [ton]

σ_{10} : Sıfır ortalama gerilmeye 10 tonluk referans pervaneye göre tahmini yorulma dayanımı

Malzeme	σ_{10} (Mpa)
Yüksek Dayanımlı Pirinç	68
Mn – Al Bronzu	92
Ni – Al Bronzu	118



Şekil 5.7 Ni – Al bronzunun tipik korozyon yorulma dayanımı grafiği (Carlton,1994)

5.2 Pervane Mukavemeti

Tamamiyle su içerisinde veya bir kısmı su içinde, homojen olmayan su akımında, kavitasyon oluşumunda, bazı hallerdede harici zorlayıcı kuvvetler altında pervanelerin bu zorlayıcı durumlara dayanması gerekmektedir. Klasik pervane gerilme hesap yöntemi 1970' lerde eğrilikli pervanelerin kullanılmaya başlanmasına kadar değişmedi. Ankastre kiriş metodu mukavemet hesabında tek enstrüman olarak kullanılıyordu. Bugün bu yöntem hala kullanılabilir. Ankastre kiriş metodu 20.yy başlarında Amiral Taylor tarafından açıklanmıştır.

5.2.1 Ankastre kiriş metodu

Ankastre kiriş metodunun temelinde itme ve tork kuvvetlerinin radyal dağılımının pervane kanadına etki ettirilmesiyle hesap yapmaktır. Eşdeğer yükler F_T ve F_Q bu dağılımların merkezlerinden etki eder. Bu transformasyondan yola çıkarak referans alınan kesitte maksimum kalınlığın olduğu noktadaki gerilme değerlerini bulmak için (5.2) eşitlikteki komponentlerin hesaplanması gerekmektedir.

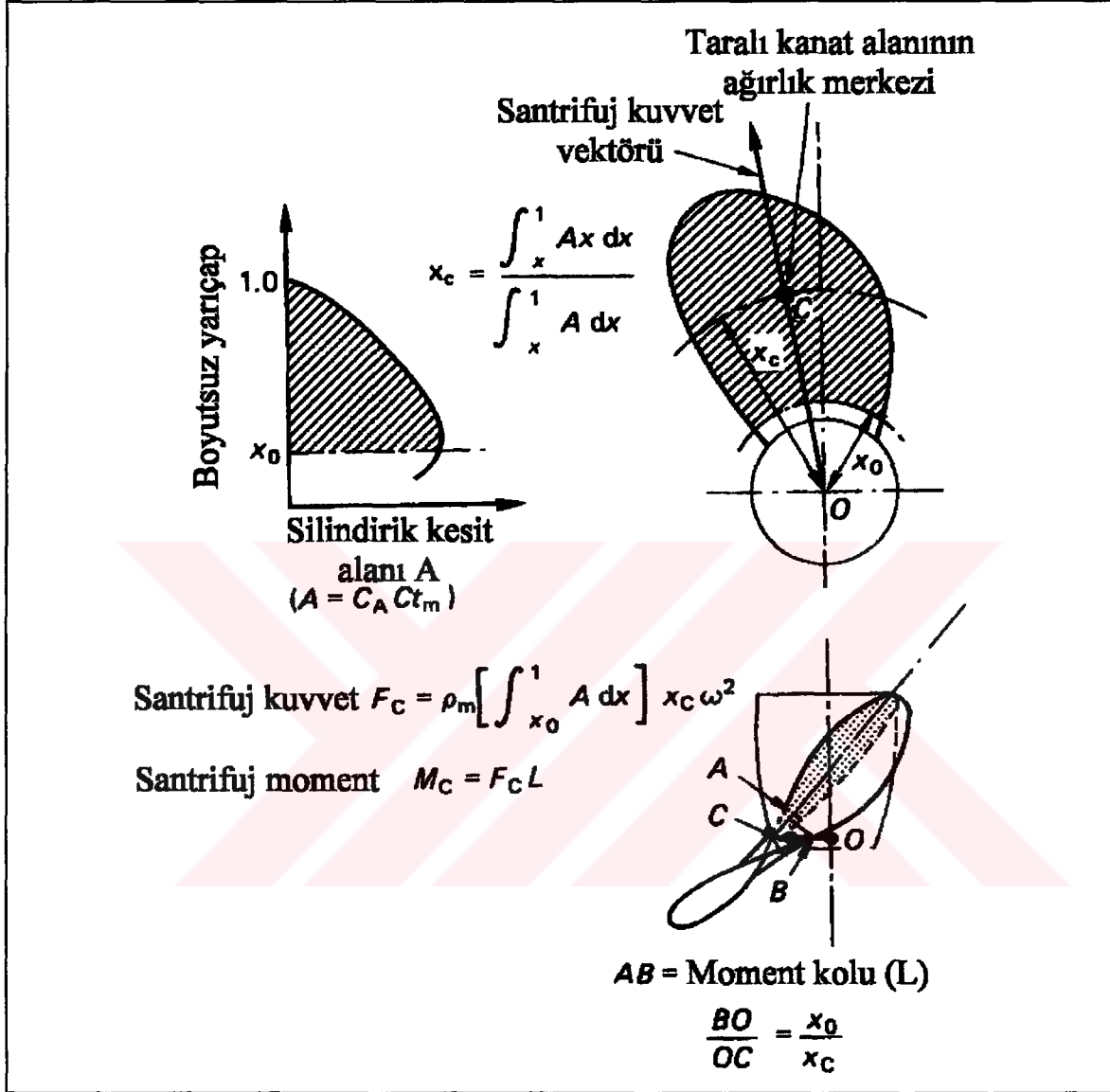
$$\sigma = \sigma_T + \sigma_Q + \sigma_{CBM} + \sigma_{CF} + \sigma_{\perp} \quad (5.2)$$

- σ_T : İtme kuvvetinden doğan gerilme bileşeni
- σ_Q : Tork kuvvetinden doğan gerilme bileşeni
- σ_{CBM} : Santrifuj eğilmesinden doğan gerilme bileşeni
- σ_{CF} : Santrifuj kuvvetinden doğan gerilme bileşeni
- $\sigma_{\perp}$: Düzlem dışı kuvvetlerden doğan gerilme bileşeni

Şekil 5.8' deki verilen tanımlamalar ile hidrodinamik kuvvet (M_H) helisel kesit üzerinde verilen yarıçapta (r_0),

$$M_H = F_T a \cos \theta + F_Q b \sin \theta \quad (5.3)$$

şekilde kolaylıkla hesaplanabilir. Yüksek devirli pervaneler hariç bu gerilme değerleri diğer gerilmelere göre çok küçük değerlere sahiptir.



Şekil 5.9 Kanat üzerindeki mekanik yük komponentleri (Carlton,1994)

Bir kanat kesitine etki eden toplam moment (M) hidrodinamik (M_H) ve santrifuj (M_C) momentlerin toplamıdır.

$$M = M_H + M_C \quad (5.4)$$

(5.2) ve (5.4)' den yükler ile maksimum gerilme değeri (5.5)'deki gibi olur.

$$\sigma = \frac{M}{Z} + \frac{F_c}{A} \quad (5.5)$$

(5.5)' de F_c kanat kesitine etki eden santrifuj kuvvetidir. M/Z ise (5.2)'deki ilk üç gerilme tipini toplamakta F_c / A ise (5.2)'deki dördüncü gerilmeyi içermektedir. (5.2)'deki beşinci gerilme ($\sigma_{\perp}$) çoğu uygulama için ihmal edilebilir.

Ankastre kiriş metodu ile gerilme analizine pervane dataletinin veya pervane çizimlerinin elde edilmesi ile başlanır. Kanat kesitleri genellikle 10 eşit aralığa bölerek bu bölme kesitlerindeki yaklaşık kalınlıklar (t) ve basınç yüzündeki ordinat (y_p) elde edilir.

$$A = \int_0^c t dc \quad (5.6)$$

mukavemet momenti,

$$Z_m = \frac{2 \int_0^c [3y_p(y_p + t) + t^2] dc \cdot \int_0^c t dc}{3 \int_0^c (2y_p + t) t dc} - \frac{1}{2} \int_0^c (2y_p + t) t dc \quad (5.7)$$

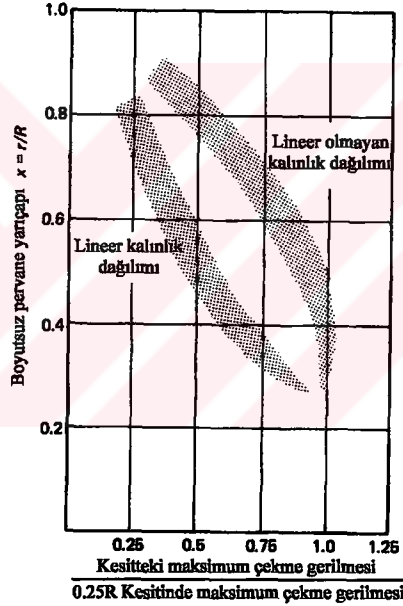
Buraya kadar çıkarılan formüllerle (5.5)'de ki tüm komponentler bulunmuş olur ve gerilme değeri bulunur.

Basitçe ankastre kiriş metodu kullanılarak kolay ve hızlı bir şekilde maksimum gerilme bulunabilir. Çizelge 5.6' da değişik tipte tekneler için ankastre kiriş metodu ile yapılan gerilme analizi sonucu gerilme komponentlerinin dağılımı görülmektedir. Çizelge 5.6' dan görüleceği üzere ağır teknelerde itmeden dolayı meydana gelen gerilmeler toplam gerilmenin $\frac{3}{4}$ gibi bir kısmını oluşturmaktadır. Yine aynı tip gemi için pervanenin eğiklik değeri değiştirilerek yapılan gerilme analizinde santrifuj eğme gerilmesi işaret değiştirmekte ve itme gerilmesi artmaktadır. Diğer bir sonuçta yüksek süratli tekne pervanelerinde santrifuj kuvvet gerilmelerinin artması fakat yinede diğer gerilme değerlerine göre çok düşük kalmaktadır.

Çizelge 5.6 Değişik gemi tiplerine göre kanat kökü gerilme dağılımları (Carlton 1994)

Gerilme Komponent Tipi	Gemi Tipi				
	Dökme Yük	Hızlı Kargo		Çift Pervaneli Feri	Yüksek Süratli tekne
		5° Geri eğiklik	15° İleri eğiklik		
İtme	% 72	% 58	% 71	% 54	% 51
Tork	% 23	% 33	% 41	% 36	% 35
Santr. Eğme	% 1	% 5	% -17	% 2	% 3
Santr. Kuv.	% 4	% 4	% 5	% 8	% 11
Toplam	% 100	% 100	% 100	% 100	% 100

Ankastre kiriş metodu radyal kesitler boyunca uygulandığında maksimum gerilmenin kanat boyunca dağılımı bulunabilir. Bu şekilde doğrusal ve doğrusal olmayan kalınlık dağılımının gerilme dağılımı ile olan ilişkisi incelenebilir. Şekil 5.10'da bu ilişki görülmektedir.

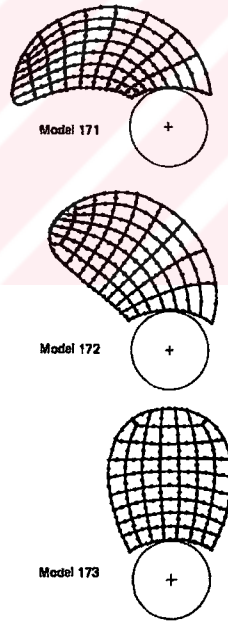


Şekil 5.10 Kalınlık ve gerilme dağılımı arasındaki ilişki (Carlton,1994)

5.2.2 Nümerik kanat gerilme hesaplama metodları

Pervane kanadı gerilme analizinde ileri düzeyde çalışmalar ve detaylı çalışmalar için shell teorisi kullanılmaktadır. Bu işlem çok büyük ve uzun bir çalışma gerektirmektedir. Bilgisayarların hesaplama ve veri saklama kapasitelerinin hızla gelişmesiyle sonlu elemanlar yöntemi kullanılmaya başlanmıştır. Sonlu elemanlar yönteminde ilk önceleri

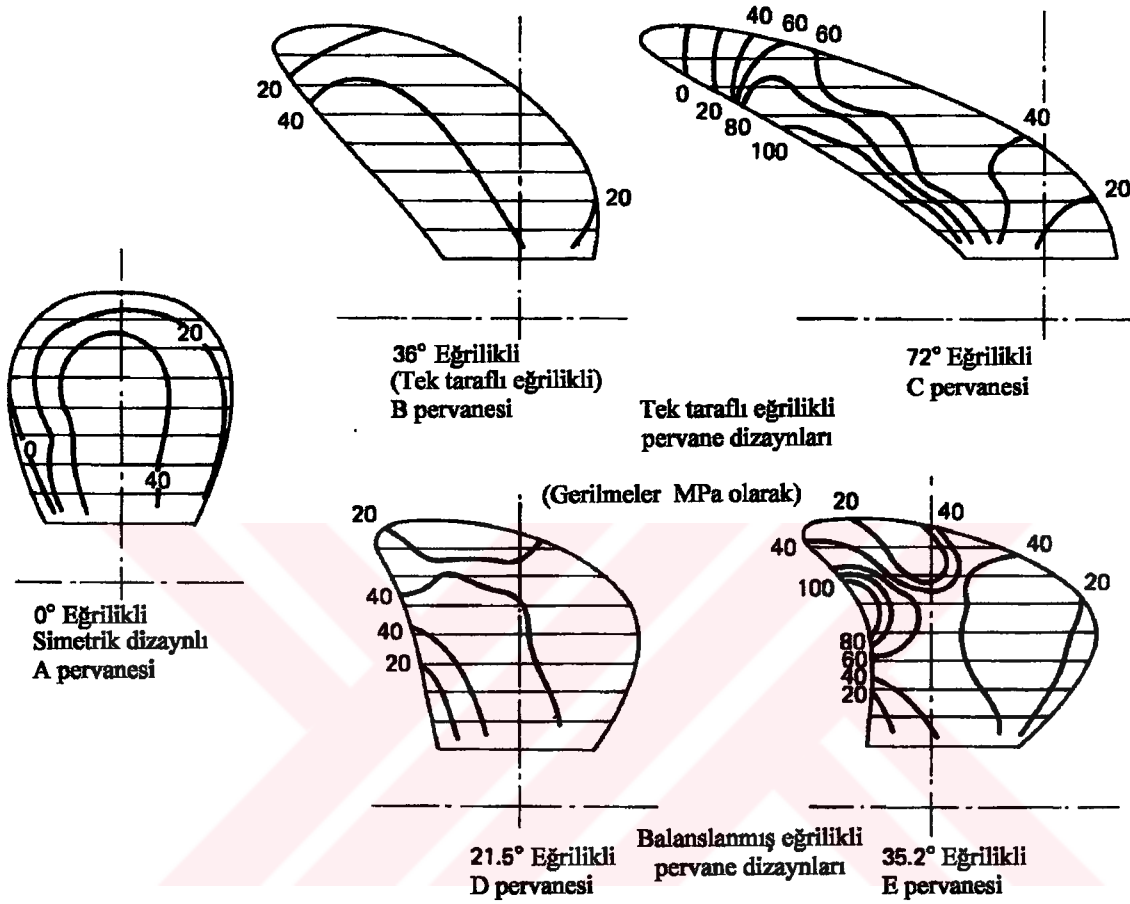
düzlem elemanlar kullanılmış çalışmaların gelişmesiyle izoparametrik ve süperparametrik katı elemanlar kullanılmıştır. Sonlu elemanlar yönteminin kullanılmasıyla hidrodinamik yüklerin etki ettirilmesi ve gerilme analizi sonucu ortaya çıkan gerilme ve uzama dağılımlarının çok rahat elde edilmesi ve görsel şekilde olması sağlanmıştır. SEM ile çözüm ankastre kiriş metoduna göre en önemli avantajları kanat üzerinde daha büyük bir alanda gerilme ve uzama değerlerinin bulunabilmesi, daha basit olması ve hidrodinamik kanat yüklerinin daha kesin bulunabilmesidir. Bundan başka SEM ile elde edilen gerilme ve uzama ve dağılım değerleri gerçek ölçekli yapılan ölçümlere yakın sonuçlar vermektedir. Pervane kanadı SEM’ de 60 ila 70 kalın kabuk eleman ile modellenir. Bazı problemlerde daha fazla eleman ihtiyacı olabilir. SEM’ da kullanılan eleman tiplerine göre eleman orjinal şekilleri modelleme sırasında deformasyona uğramaktadır. Çözümün sağlıklı olabilmesi için bu deformasyonların eleman tiplerine bağlı olarak belli sınırlar dahilinde olması gerekmektedir. Şekil 5.11’de pervane kanadına eğrilik verilmesi ile beraber kabuk elemanda meydana gelen deformasyonlar görülmektedir.



Şekil 5.11 Sonlu elemanlar metodunda kanat modelleme (Carlton,1994)

SEM asıl olarak yüksek eğrilik verilmiş pervane kanatlarının gerilme analizinde yararlı olmaktadır. Şekil 5.12’de eğriliğin gerilme dağılımına etkisi görülebilir. Yine yapılan bir

çalışmaya göre 254 mm çaplı 72° eğriliğe sahip pervane üzerinde $0.7R'$ de kord'un ortasında ölçüm yapılmıştır. Değişik SEM elemanları ile pervane kanadı modellenmiş ve Şekil 5.13' de görülen sonuçlar elde edilmiştir.

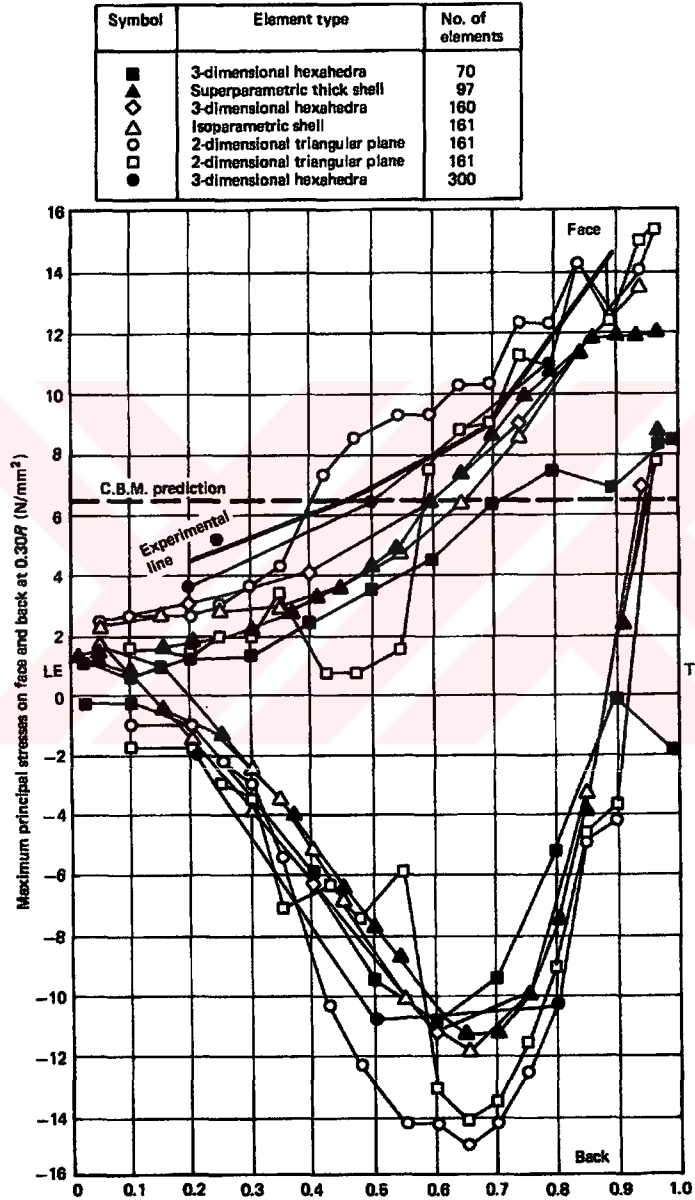


Şekil 5.12 Farklı eğriliğe sahip kanatlarda maksimum gerilme dağılımları (Carlton,1994)

Şekil 5.13' de görüleceği üzere deneysel ölçüm ile genel olarak tüm SEM eleman tipleri yakın sonuç vermektedir. Fakat SEM'unda eleman sayısının artırılması çözümün hassasiyetini artırmaktadır. Şekilde görüleceği gibi Ankastre kiriş metodu ile yapılan gerilme analizi sonucu $0.7R$ kesiti için tek değer elde edilmiş ve gerçek gerilme dağılımına yaklaşım sağlayamamıştır.

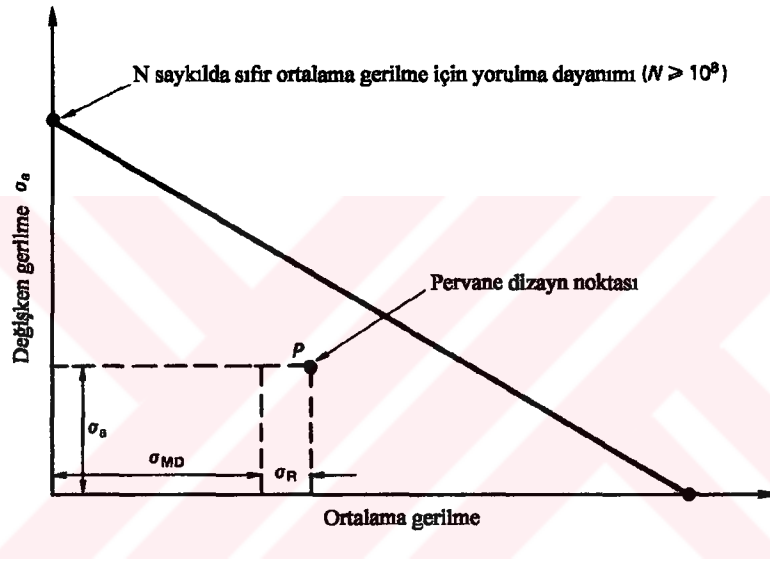
5.2.3 Müsaade Edilebilir Gerilmeler

Pervanelerin mukavemet dizaynı yorulma analizi temelinde yapılmaktadır. Gerilme dayanımı veya akma gerilmesi kriterine dayanan pervane mukavemet analizi yetersiz olur. Ayrıca kanat gerilmeleri sakin hal veya dinamikdir ve yorulma analizi için bir dizayn kriteri olarak temeldir. Modifiye edilmiş Goodman ve Soderberg yaklaşımları yorulma



Şekil 5.13 Deney sonuçları ve ankastre kiriş metodu, 7 farklı SEM eleman tipinin gerilme analizi sonuçları (Carlton, 1994)

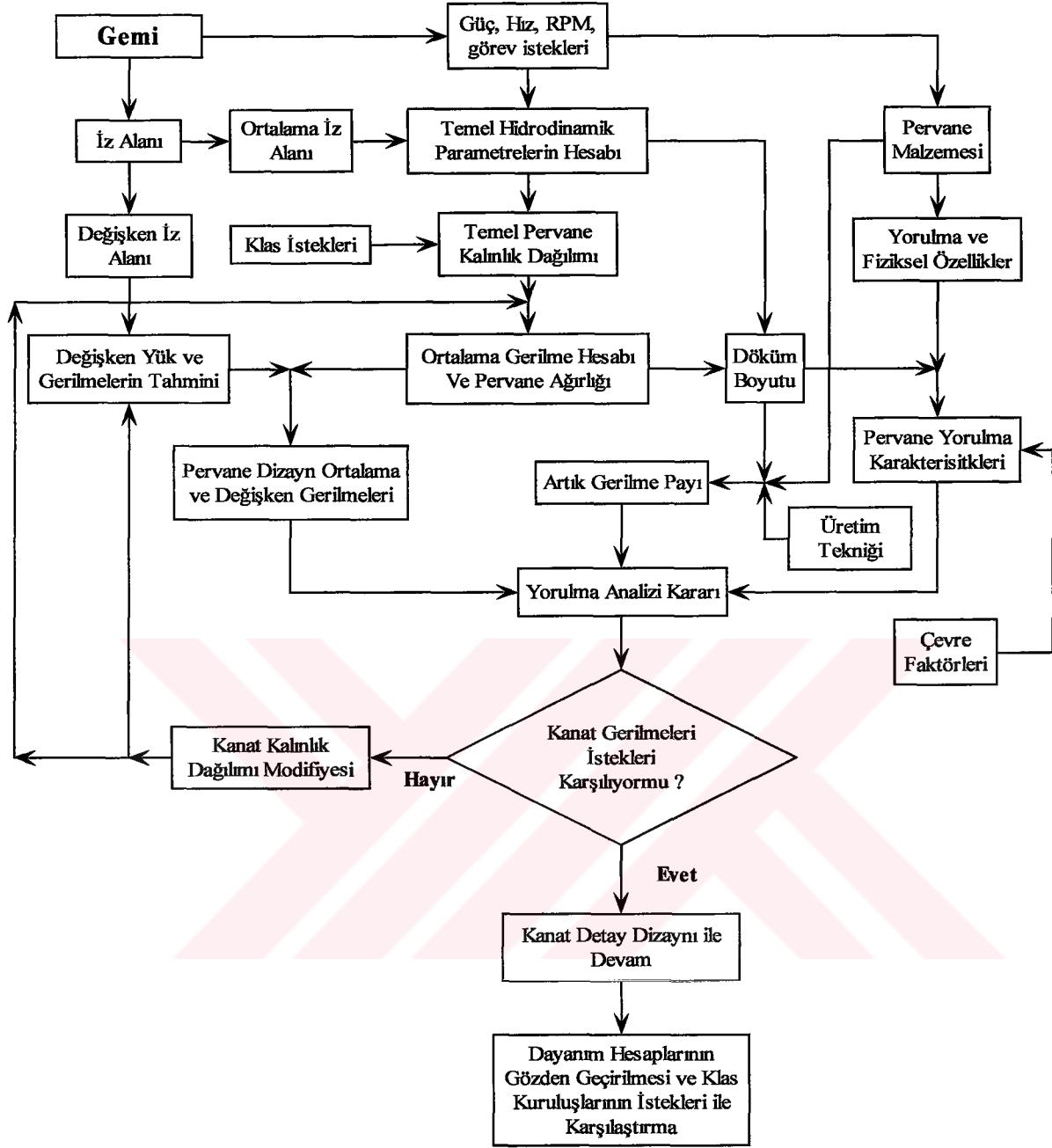
analizi için bir temel sayılabilir. Bu proseslerde ortalama gerilme değeri absis ekseninde değişken gerilme ise ordinat ekseninde işaretlenir. Yorulma dayanımı 10^8 saykıldan fazla olmalıdır. Ortalama gerilme ve değişken gerilme arasındaki ilişkinin lineer olduğunu kabul edip bir doğru ile birleştirecek ordinatdaki kesişimin 0 ortalama gerilme değeri için 10^8 saykıldan fazla bir ömür olması gerekmektedir. Genelde mühendislik pratiğinde en büyük gerilme dayanımı modifiye edilmiş Goodman yaklaşımının temelini oluşturur. Bununla beraber malzeme datası oluşturmak için bir yapı mevcuttur ki bu % 0.15 deney gerilmesi içindeki bir noktadaki kesişimden çıkarılabilir. Bu durumda Soderberg yaklaşımı deniz pervaneleri için daha uygundur.



Şekil 5.14 Pervane yorulma analizi (Carlton, 1994)

Şekil 5.14'de görüleceği üzere değişken gerilme büyüklüğü σ_a değeri pervane çalışırken değişken iz dağılımı içinde bulunabilen bir komponenttir. Sakin durum komponenti iki komponentin σ_{MD} ve σ_R toplamıdır. σ_{MD} değeri ortalama dizayn komponenti ki bu ankastre kiriş veya SEM ile bulunur, diğeri düşünülen artı gerilmedir.

Dizayn gerilmeleri ile pervane malzemelerinin yorulma karakteristiklerinin karşılaştırılması kompleks bir prosedürdür. Şekil 5.15'de geniş bir mukavemet analiz prosedürü görülmektedir.

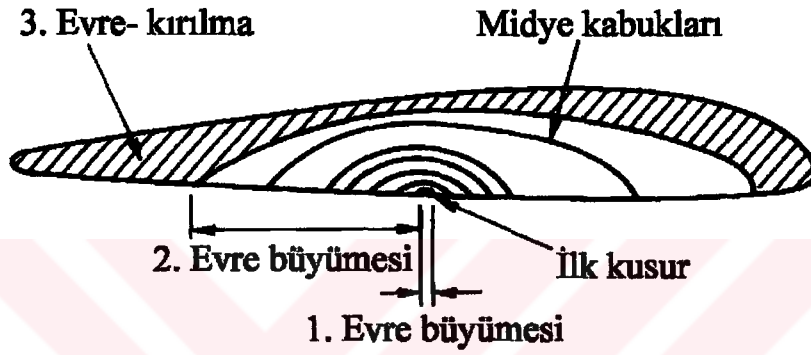


Şekil 5.15 Pervane mukavemet analizi dizayn prosedürü (Carlton,1994)

Burada dizayn ortalama gerilemsi σ_{MD} ve değişken gerilme σ_a değerleri değişken iz ortamında çalışan pervanenin hidrodinamik analizi sonucunda elde edilir. Artık gerilme σ_R ise döküm boyutuna, pervane malzemesine ve üretim tekniğine bağlıdır. Bu gerilme çok geniş bir aralıkta seçilebilir. Fakat %0.15 uzama gerilmesinin %15 ila %25 arasında alınması yeterlidir. Pervane yorulma karakteristikleri büyük oranda seçilen malzemeye

bağlı olmakla beraber döküm boyutları ve çevre faktörlerine göre modifiye edilmesi gerekir. Pervane teknolojisinde güvenlik faktörü olarak 1.5 alınması kafidir.

Döküm kalitesi çalışan pervanelerde ömüre en çok etki eden faktördür. Bakır alaşımlarındaki hatalar gaz nedeniyle oluşan delik, boşluklar veya katılaşma sırasında malzemenin çekme olayıdır. Diğer problemde alüminyumda kabukta oksit film tabakasının oluşmasıdır. Tüm pervane malzemelerinde yorulma olayı safhaları yaklaşık aynıdır ve ortaya çıkan safhalar Şekil 5.16’da görülmektedir.



Şekil 5.16 Yorulma olayı evreleri (Carlton, 1994)

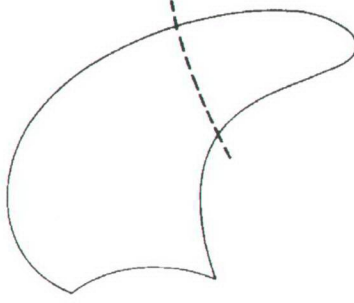
Roren (1973) ve Tokuda(1978) II. Kademe kırılması için (5.8) bağıntısını vermişlerdir.

$$\frac{da_c}{dN} = c(\Delta k)^m \quad (5.8)$$

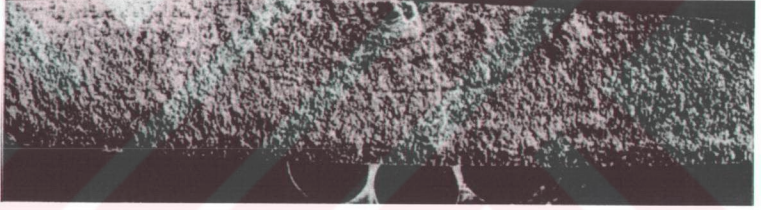
(5.8) bağıntısındaki m ve c katsayıları Çizelge 5.7’ den alınabilir. Bu değerler aynı şekilde yorulma olayı ile kırılmış pervanelerden çıkarılmıştır.

Çizelge 5.7 Kırılma olayı için malzeme sabitleri

Malzeme	C	M	Gerilme (MPa)	Açıklama
Mn-Al Bronzu	6.6×10^{-11}	3.7	70	4 Hz Deniz suyu
Ni-Al Bronzu	4.97×10^{-13}	4.7	0	2.5 Hz
	3.37×10^{-14}	5.2	0	5 Hz



Şekil 5.17 Yüksek eğrilikli pervanede tipik kırılma hattı (Carlton,1994)

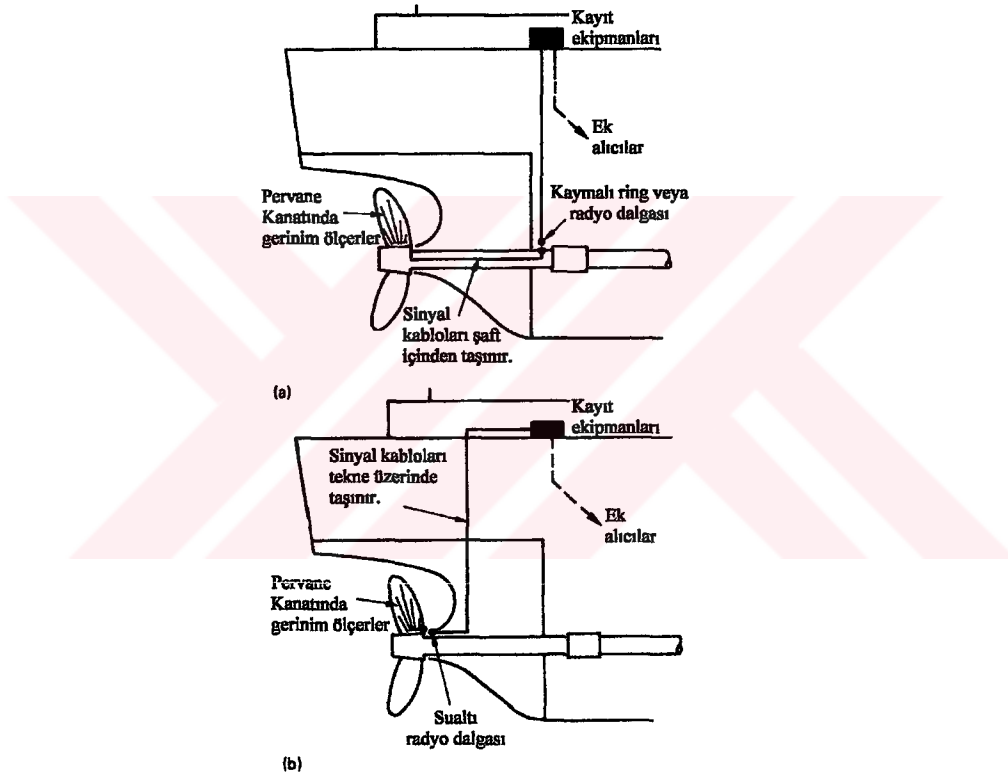


Şekil 5.18 Yorulmadan dolayı kırılma olayı gerçekleşmiş gerçek bir pervane’de kırılma kesidi (Carlton,1994)

Şekil 5.17’ de eğrilikli pervanenin eğilme hattı görülmektedir. Bu hat dinamik olarak zorlandığından dolayı yorulma olayı gerçekleşmekte ve Şekil 5.18’ deki gibi kırılma kesidine benzer şekilde kırılmaktadır. Şekil 5.18’ de bir merkez etrafında midye kabuk şekillerine benzer şekilde düzgün bölgeler olduğu ve bu bölge dışındaki bölgelerde kırılma olduğundan pürüzlü bölgeler olmaktadır.

5.2.3 Gerçek ölçekli kanat gerilme ölçme

Pervane gerilme ve zorlanmaları üzerine yapılmış teorik çalışmalar gerçek ölçekli birkaç ölçüm çalışmasıyla karşılaştırılırlar. Bu karşılaştırmadaki gerçek ölçekli dataların azlığı seçilen gemilerin ölçümlerindeki güçlüklerdendir. Geleneksel olarak eğer pervane uzama ölçümleri yapılmak isteniyorsa gemide her zaman içi boş bir delik kuyruk şaftı olması gerekir ve bu delikten pervane kanadı üzerine yerleştirilmiş uzama ölçerlerden gelen sinyal kabloları geçirerek gemi içinde bulunan sürtünmeli oringe ulaştırılır. Şekil 5.19 (a)' da şematik olarak bu yerleşim görülmektedir.



Şekil 5.19 Gerçek ölçekli kanat gerilme ölçüm teknikleri (Carlton,1994)

(a) Şaft içinden iletimli

(b) Sualtı radyo frekans iletimli

Gerçek ölçekli çalışmalarda elde edilen tecrübelerde görülen birtakım dezavantajlarına rağmen genellikle bu yöntem kullanılmaktadır.

Son yıllarda bu tip ölçüm yöntemine alternatif olarak sualtı ölçüm tipi kullanılmaya başlanmıştır. Bu tip ölçüm tekniğinde en önemli avantaj sinyallerin radyo frekansları ile

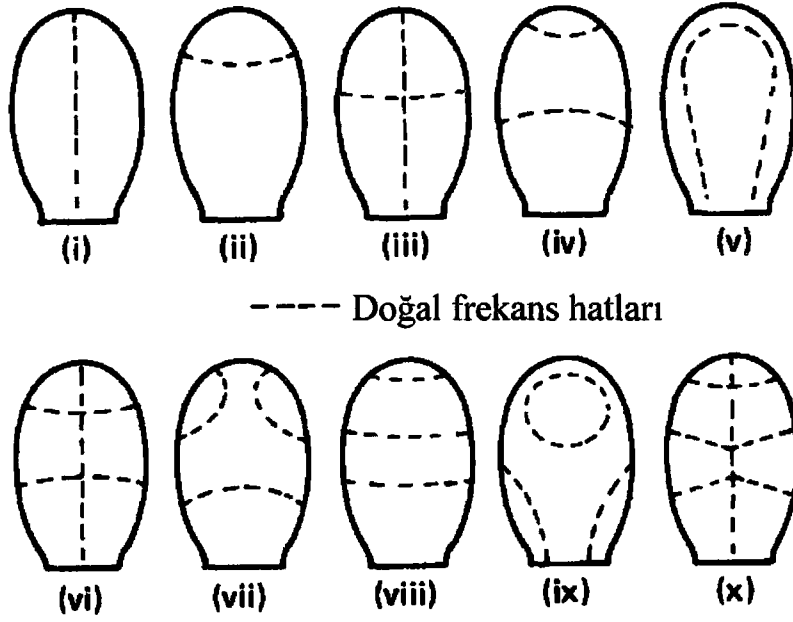
transfer edilmesiyle delik şaft zorunluluğunu ortadan kaldırmıştır. Sualtı ölçüm tekniğinde en önemli iş transmitteri pervanenin ön tarafında göbeğe tespit edilmesidir. Ayrıca gemi kıkında transmitterin alıcısı olarak bir receiver bulunmaktadır. Alıcıdan kablolarla gemi üzerindeki kaydediciye gönderilir. Bu tip ölçüm tekniğinin şematik yerleşimi 5.19 (b)'de görülmektedir.

5.2.4 Pervane kanat titreşimi

Pervane kanadının titreşim modları, ana, burulma, eğilme son derece komplekstir. Bu komplekslik simetrik olmayan kanat hatlarından, kord boyunca ve radyal boyunca kalınlık değişiminden ve piç açısının değişiminden dolayı ortaya çıkmaktadır. Ayrıca pervanenin su ile etkileşimide modal frekansının azalmasına ve hava ortamındaki mod şekillerinin karakteristiğinin uyuşmasının karşılaştırılması kompleksliği bir kat daha artırır. Tüm bu kompleksliği azaltmak ve elimine etmek için ilk olarak simetrik düz kanat formunun hava ortamındaki titreşimi incelenir.

5.2.4.1 Hava ortamında düz tabaka kanat titreşimi

Titreşen kanatların modal şekillerinin temel kavramının anlaşılmasına Burrill (1949) tarafından düz tabaka pervane formlarıyla yapmış olduğu deneysel çalışmalar temel olmuştur. Bu testler eliptik forma sahip kord ve radyal yönde sabit kalınlığa sahip simetrik kanatlar ile yürütülmüştür. Kanat ankastre mesnetlenmiş ve değişik titreşim modları hava ortamında dönen disk ile uygulanmıştır. Ölçümler “sand pattern” ile izlenmiştir. Pervane 131.32 mm kanat boyuna ve 13.59 mm kord boyuna sahiptir. Sonuçta değişik modal şekillerin frekansları önemli derecede gerçek ölçekli pervane kanatlarının frekanslarından daha büyük olması beklenir. Modal şekiller Grinstead tarafından çıkarılmış ve ilk on mod Şekil 5.20’ de görülmektedir.

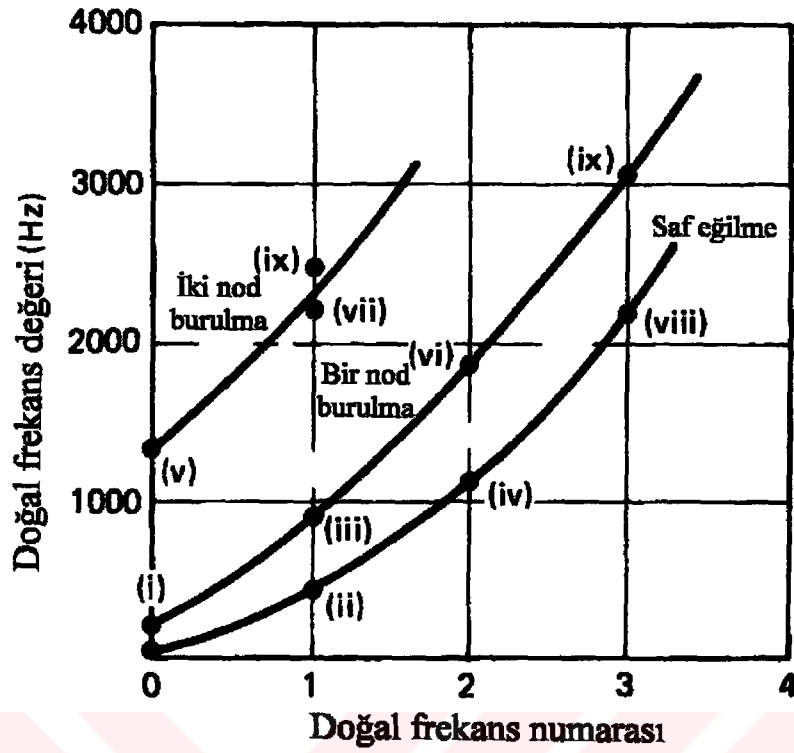


Şekil 5.20 Eliptik düz tabaka kanatların mod şekilleri (Carlton,1994)

Ayrıca Çizelge 5.8’ de bu modların ölçülen frekans değerleri görülmektedir. Bu değerler Şekil 5.21’deki gibi çizilirse modlara göre frekans değişimi ve saf eğilme frekanslarının en düşük değerlere sahip olduğu ve bir ve iki nod’lu burulma frekanslarının frekans değerlerinin büyük olduğu rahatça görülür.

Çizelge 5.8 Mod şekillerinin frekans değerleri (Carlton,1994)

Mod No.	Mod Formu	Frekans Hz.
0	Ana mod	73
I	Bir nod burulma modu	249
II	Bir nod eğilme modu	415
III	Bir nod burulma ve eğilme modu	889
IV	İki nod eğilme modu	1135
V	İki nod burulma modu	1365
VI	İki nod eğilme ve bir nod burulma modu	1819
VII	Birinci çapraz birleşik mod	2155
VIII	Üç nod eğilme modu	2202
IX	İkinci çapraz birleşik mod	2418
X	Çapraz birleşik, üç nod eğilme, bir nod burulma	3009

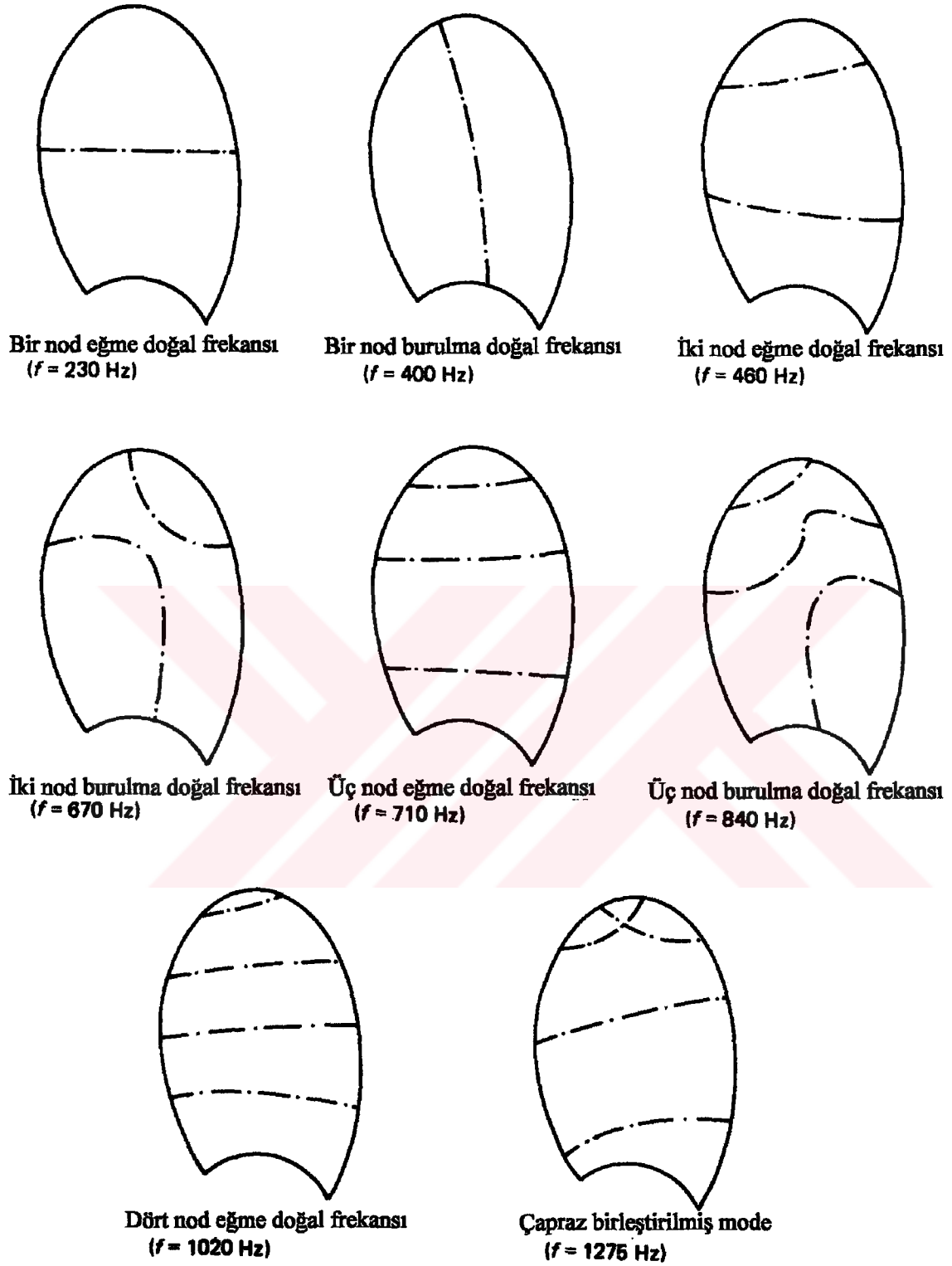


Şekil 5.21 Düz tabaka kanatların mod frekansları (Carlton,1994)

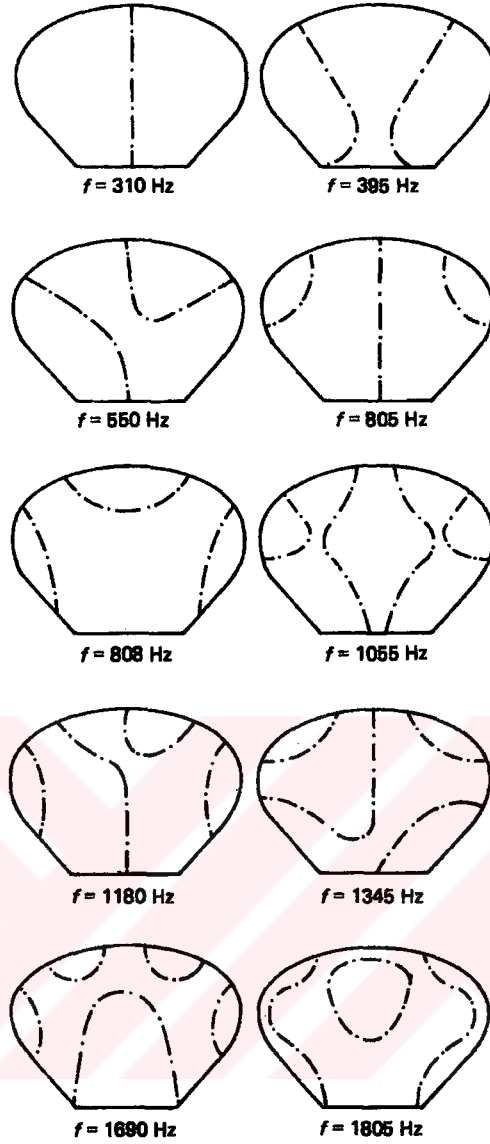
5.2.4.2 Hava ortamında pervane kanat titreşimi

Titreşim karakteristikleri düz plaka yaklaşımıyla belirlendikten sonra pervane kanadının gerçek titreşim karakteristiği daha kolay bir şekilde anlaşılabilir.

Burrill(1949) model serileri ve gerçek ölçekli çalışmaların sonuçları Şekil 5.22' de görülmektedir. Bu testler hava ortamında yapılmıştır. Pervane dört kanatlı 1320 mm çaplı , 0.65 piç oranına sahip, kanat alan oranı 0.524'dür. Pervane testleri 6.4 m kare şeklinde tank içinde vibratör aracılığıyla titreştirilmiş ve üniversal "ball-joint clip" aracılığıyla ölçülmüştür. Bu cihaz 20 Hz ile 2000 Hz arası ölçüm yapabilmektedir. Mod şekillerinde Şekil 5.20 ve Şekil 5.22'de düz tabaka kanat testleriyle benzerlik görülmektedir. Şekil 5.23'de pervane kanat alan oranı 0.85 ve dört kanatlı pervanenin titreşim karakteristikleri görülmektedir.

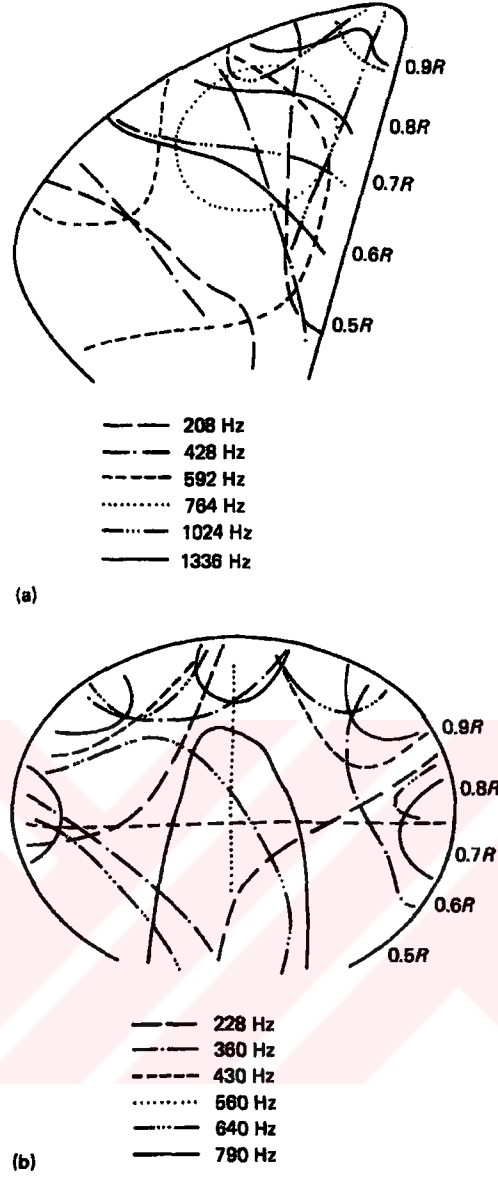


Şekil 5.22 Hava ortamında pervane kanadının mod şekilleri (Carlton, 1994)



Şekil 5.23 Geniş kanatlı pervanenin mod şekilleri (Carlton,1994)

Carlton ve Filcek tarafından 1990'larda yapılan bir çalışmada piç kontrollü pervanelerde klasik tipli (b) ve yüksek eğrilikli (a) iki pervane kanadı için titreşim karakteristiği Şekil 5.24'de görülmektedir. Pervane çapları 3 ve 3.5 m civarındadır. Klasik tipli pervane kanadı titreşim şekilleri yapılmış çalışmalarla benzerlik arzederken yüksek eğrilikli pervanede titreşim karakteristiği daha kompleks bir şekil almaktadır. Her iki pervane kanadıda hidrofoil kesite sahiptir.



Şekil 5.24 İki farklı biçim kontrollü pervane kanadı mod şekilleri (Carlton,1994)

5.2.4.3 Su ortamının etkisi

Su ortamında bulunmanın birinci etkisi frekansı düşürmesidir. Bu düşme her modda aynı değildir. Düşük modlarda yüksek modlara göre düşme daha fazladır. Suyun etkisini ifade etmek için düşürme oranı Λ şu şekilde tanımlanmaktadır.

$$\Lambda = \frac{\text{Su içindeki mod frekansı}}{\text{hava içindeki mod frekansı}} \quad (5.8)$$

Burrill(1949) bu ilişkiyi Şekil 5.22'deki pervane için yapmıştır. Bu araştırma sonucu Çizelge 5.9'da görülen eğilme ve burulma mod frekans değerlerini bulmuştur. Yüksek kanat alan oranına sahip pervaneler için Hughes'in sonuçları Çizelge 5.10' da görülebilir. Bu araştırmada Şekil 5.23' de görülen pervane için yapılmıştır. Bu iki araştırma sonucu aynı trendi göstermiştir. Hughes ayrıca çalışmasında piç açısının yani düz tabaka ile piç'e sahip kanadın karşılaştırılmasında yapmıştır. Çoğu mod için birinci burulma modu hariç piçli kanadın frekansı düz tabaka kanada göre %10 daha fazladır. Birinci Burulma modundaki artma %60 civarındadır.

Çizelge 5.9 Dört kanatlı, BAR=0.524, P/D=0.65 olan pervane kanadının hava ve su ortamındaki frekans değerleri (Carlton,1994)

Eğilme Titreşim Modu	Frekans (Hz) Hava'da	Frekans (Hz) Suda'da	Λ
Ana mod	160	100	0.625
Bir nod	230	161	0.700
İki nod	460	375	0.815
Üç nod	710	625	0.880
Dört nod	1020	1000	0.980
Burulma Titreşim Modu			
Bir nod	400	265	0.662
İki nod	670	490	0.731
Üç nod	840	-	-

Çizelge 5.10 Dört kanatlı, BAR=0.85, P/D=1.0 olan pervane kanadının hava ve su ortamındaki frekans değerleri (Carlton,1994)

Mod tipi	Frekans (Hz) Hava'da	Frekans (Hz) Suda'da	Λ
I	310	200	0.645
II	395	280	0.709
III	550	395	0.718
IV	805	605	0.751
V	808	650	0.804
VI	1055	810	0.768
VII	1180	910	0.771
VIII	1345	1055	0.784
IX	1690	1330	0.786
X	1805	1435	0.795

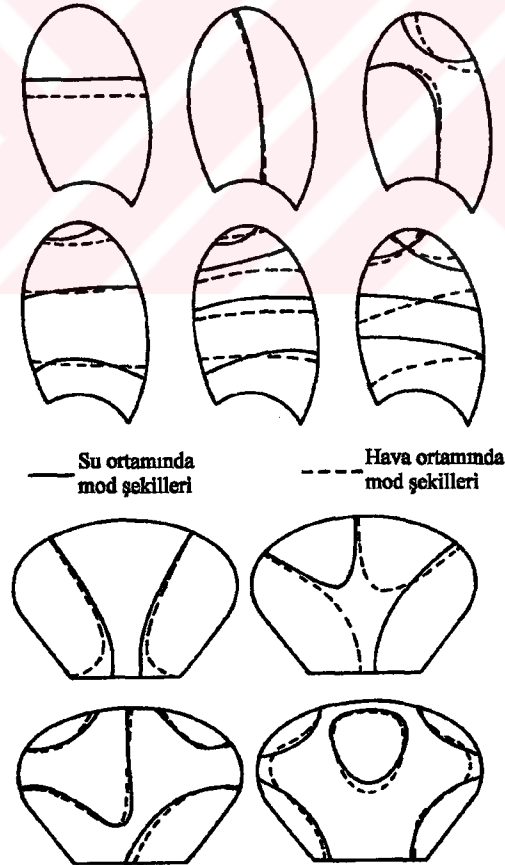
Su ortamının pervane kanadına etkisi eklenen kütle ile yani kanat ile beraber hareket eden su ile ifade edilir. Eğer kanadın her kritik frekansında tek serbestlik derecesi olduğu varsayılırsa bu ilişki şu formülle ifade edilir.

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (5.9)$$

Bu formülle beraber düşürme oranı ,(5.8) ve (5.9)'den şu hale gelir.

$$\Lambda = \frac{\text{Eşdeğer pervane kütlesi}}{\text{Eşdeğer pervane kütlesi} + \text{Eklenen su kütlesi}} \quad (5.10)$$

Şekil 5.25'de Burrill ve Hughes'in yapmış olduğu çalışmaların hava ve su ortamındaki mod şekillerinin karşılaştırılması görülmektedir.



Şekil 5.25 İki farklı pervane kanadının su ve hava ortamındaki mod şekilleri(Carlton,1994)

5.2.4.4 Basit tahmin metodları

Mod şekillerinin ve frekanslarının tahmini karmaşık konuların anlaşılması ve bunlarda yatan sonuçlar tahmin metodlarına olanak verir. Sonuçta tahmin teknikleri ile doğal olarak hava ortamında ana eğilme modunu, düşürme katsayısını belirlemeyi sınırlar. Yüksek eğrilikli olmayan pervaneler için Baker(19??) bir tahmin metodu geliştirmiştir. Bu metod ana frekanslar için güvenilir bir yaklaşım verir. Baker(19??)'ın bu formülü oldukça basittir.

$$f_{air} = \frac{0.305}{(R-r_h)^2} \left[\left(\frac{gE}{\rho_m} \right) \left(\frac{\bar{t}}{\bar{c}} \right) c_h t_h \right]^{1/2} \quad (5.11)$$

$$f_{water} = \frac{0.305\Lambda}{(R-r_h)^2} \left[\left(\frac{gE}{\rho_m} \right) \left(\frac{\bar{t}}{\bar{c}} \right) c_h t_h \right]^{1/2} \quad (5.12)$$

(5.12) $\Lambda=0.62\sim0.64$ alınabilir.

Baker(19??) ayrıca birincil burulma frekansı için $\pm 5\%$ toleranslı bir formül vermiştir.

$$f_{tair} = \frac{0.92}{(R-r_h)^2} \left(\frac{t_{0.5}}{c_{0.5}} \right) \left(\frac{c_n}{\bar{c}} \right) \sqrt{\frac{gG}{\rho_m}} \quad (5.13)$$

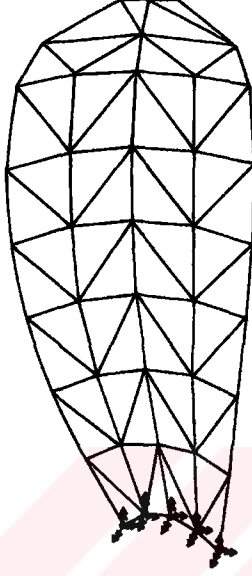
Bu değer Λ ile çarpılırsa su ortamındaki değer bulunabilir.

İlk çalışmalarda bu tahmin metodları kullanılabilir. Daha kesin sonuçlar için SEM kullanılmalıdır.

5.2.4.5 Sonlu elemanlar analizi

Sonlu elemanlar tekniği doğal frekans hesabında ve mod şekillerinin hesabında çok daha hassas hesaplanabilmesi için olanak sağlar. Tahmin hesapları için geliştirilmiş hesaplama yöntemlerinden çok daha iyi çözüm olanağı sunar.

Bu hesap yönteminde ilk olarak eleman tipinin seçilmesi gerekmektedir. Bunun için kuadratik veya izoparametrik elemanlar kullanılabilir. Kanat dönmelerinin çok olduğu pervanelerde özellikle izoparametrik elemanlar daha kullanışlıdır. Sonucun sağlıklı olması bakımından eleman boyut oranlarının uygun sınırlar içinde olması gerekmektedir. Şekil 5.26'de pervane kanadı sonlu elemanlar modeli görülmektedir.



Şekil 5.26 Pervane kanat titreşimi için sonlu elemanlar mesh modeli (Carlton,1994)

Akışkanın kanat üzerindeki etkisini gözönünde bulundurmak için olay üç hareket dahilinde incelenir. Her bir harekette akışkanın etkisi uygun formül halinde şu şekilde geliştirilmiştir.

$$c = 2b \quad (5.14)$$

$$m_{at} = \pi \rho b^2 \sin^2 \theta \quad (5.15)$$

$$I_{ar} = \frac{\pi}{8} \rho b^4 \quad (5.16)$$

Segmental kesit için Lockwood Taylor(1945) enine veya kord eğimi boyunca akışkanın kanat ataletine oranı şu şekilde alınabilir.

$$\frac{I_{af}}{I_f} = 1.2 \left(\frac{\rho}{\rho_m} \right) \left(\frac{b}{t} \right) \quad (5.17)$$

Lockwood Taylor (5.15) ve (5.17) eşitliklerini büyük kanat oranlı pervaneler için direkt kullanılabileceğini belirtmiştir. Geniş kanatlar için pervane dizaynırlarının 3 boyutlu düzeltme faktörlerini örneğin Lindholm (1965) mutlaka tatbik etmesi gerekmektedir.

5.2.4.6 Pervane kanat sönümlemesi

Tüm makina parçaları gibi pervane kanatlarıda titreşimde bir sönümleme karakteristiğine sahiptir. Holden (1974), üç pervane serisi arasındaki ilişkiyi incelemiştir. Bunlar bir model ve iki gerçek ölçekli pervanedir. İlişki sonuçları Çizelge 5.11’de görülmektedir.

Çizelge 5.11 Üç pervane için ölçülen sönümleme faktörleri

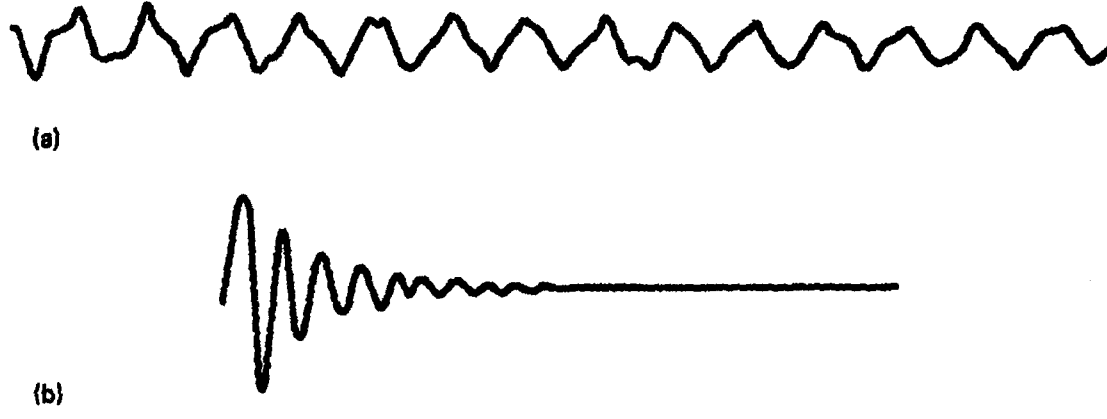
Pervane Dataları	Malzeme	Hava’da doğal frekans (Hz)	Sönümleme faktörü ζ	
			Hava’da	Su’da
Model pervane : D = 1770 mm Z = 6 $A_E / A_0 = 0.595$	Al	118.5	0.0044	0.0405
Gerçek pervane : D = 8850 mm Z = 6 $A_E / A_0 = 0.595$	Cu-Al-Ni	20.8	-	0.0073
Gerçek pervane : D = 2050 mm Z = 3 $A_E / A_0 = 0.400$	Cu-Al-Ni	95.0	0.0044	0.0060

Çizelge 5.11’deki sönümleme faktörü (5.18) şeklinde tanımlanmıştır.

$$\zeta = \frac{1}{2\pi n} \ln \left(\frac{a_1}{a_n} \right) \quad (5.18)$$

0.6R’deki uzama ölçerden n=20 adet salınım okunmuş ve a amplituddeki değişim kaydedilmiştir ((5.18)’de n=20). Zorlamalı salınımlardan sönümleme faktörü yaklaşık olarak havada 0.0100 ve suda 0.0328 arttığı görülmüştür.

Ticari sahada kullanılan malzemelerin çoğu düşük sönümlemeye sahiptirler.



Şekil 5.27 Pervane kanadı sönümleme özellikleri (Carlton, 1994)

(a) Hava'da üç kanatlı pervanenin serbest titreşimi

(b) Pervane üretimi için yüksek sönümleme karakteristikli malzeme titreşimi örneği

6 SONLU ELEMENLAR METODU VE ANSYS PROGRAMI (ANSYS Guides), (Mecidoğlu,1997), (Tirupathi ve Ashok,1991), (William ve Paul,1984), (Zahavi,1992)

Sonlu Elemanlar Metodu (SEM) mühendislik problemlerinin çok geniş bir alanında çok güçlü ve popüleritesi yüksek ve giderek artan bir nümerik çözüm yoludur. Uygulama alanları; otomotiv, havacılık, deniz yapıları, bina ve köprü endüstrilerinde deformasyon ve gerilim analizi, ısı değişimi, akışkanlar, magnetik değişimler gibi alan problem analizleridir. Bilgisayar teknolojisindeki ve CAD programlarındaki gelişmelerle kompleks problemlerin çözümü kolaylaşmaktadır. Bu şekilde prototip üretmeden değişik tipler denenebilir. Bu kolaylıklara ulaşabilmek için temel teoriyi, modelleme tekniklerini ve SEM hesaplama çeşitlerini iyi bilmek gerekmektedir. SEM 'nda kompleks parçaların bölgeleri süreklilik sağlanacak şekilde temel şekillerle (sonlu elemanlar) ifade edilmesi gerekir. Ayrıca malzeme özellikleri elemanlara atanır. Son proses olarak yük ve sınır şartları belirlenir. Bu giriş bilgilerinin sonucu çözülen denklemler gerçek değere yaklaşık sonuçlar verir.

6.1 Tarihsel Gelişim

SEM'nun temel fikri uçak yapısal mukavemet analizlerinin gelişmesinden ortaya çıkmıştır. 1941 yılında Hrenikoff elastisite problemlerinin çözümü için "frame work method" çalışmasını yayınladı. Courant'ın 1943' deki makalesinde model bükme problemlerinde üçgensel alt alanların üzerinde polinomsal parça enterpolasyonu kullandı. Turner, 1956 yılında çubuk, kiriş ve öteki elemanlar için katılık matrisini bularak yayınladı. Sonlu eleman terimini ilk defa 1960 yılında Clough kullandı.

1960'lı yıllardan önce mühendisler gerilim analizinde, akışkanlarda, ısı transferinde ve öteki alanlarda yaklaşık metodlar kullanıyorlardı. Argyris'in 1955 senesinde enerji teoremlerinin matris formu üzerine oturarak yazdığı kitap SEM'nun ilerde temelini oluşturacak ve gelişmesini sağlamıştır. SEM'u üzerine ilk kitap Zienkiewicz ve Chung tarafından 1967'de yayınlanmıştır. 1960'ların sonu ve 1970'lerin başında SEM lineer olmayan ve büyük deformasyonlu problemlere uygulandı. 1972 senesinde Oden lineer olmayan problemler için ilk kitabı yazdı (Tirupathi ve Ashok, 1991). Matematiksel temel 1970'lere dayanmaktadır. Yeni eleman geliştirilmesi, yakınsama çalışmaları bu zamanlar

ortaya çıkarılmıştır.

Zamanımızda güçlü bilgisayarların gelişmesi ve ucuzlaması ile öğrenciler ve küçük işletmelerdeki mühendislerde bu metodu kullanmaktadır.

6.2 Katı Mekaniği

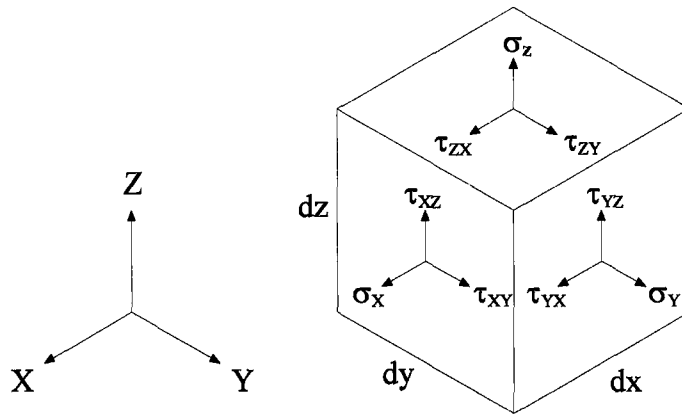
SEM'una girmeden önce katı mekaniğinin iyi bilinmesi gerekmektedir. SEM bu temeller üzerine oturmaktadır.

6.2.1 Gerilme

Gerilme bir yük uygulanmış cismin birim alanına etki eden iç kuvvete denir. Basit çözümler için Lineer çözüm uygun düşmektedir. Bu çözüm için ise bir takım kabüller yapmak gerekmektedir. Bunlar,

- Malzeme yük altında elastik davranış gösterdiği
- Malzeme homojen olduğu ve izotropik olduğu
- Deformasyonların küçük olduğu

Kartezyen koordinatda birim gerilme küpümüz Şekil 6.1' de görülmektedir. Bu 3 boyutlu küpte 9 gerilme (6.1) mevcuttur. Bu elemanter küpün denge şartını sağlaması için (6.2) eşitliğin olması gerekmektedir.



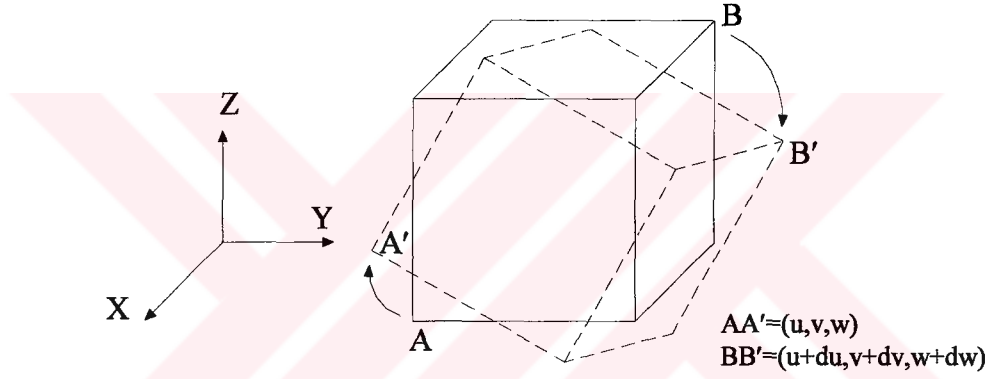
Şekil 6.1 Kartezyen koordinatlarda birim gerilme küpü

$$T_{\sigma} = \begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \sigma_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zx} \end{pmatrix} \quad (6.1)$$

$$\tau_{yx} = \tau_{xy} \quad \tau_{zx} = \tau_{xz} \quad \tau_{yz} = \tau_{zy} \quad (6.2)$$

6.2.2 Yerdeğiştirme ve uzamalar

Bir cisme kuvvet uygulandığında cisim deformasyona uğrar ve iç noktalar yerdeğiştirir. Şekil 6.2' de bu deformasyon görülebilir. Her nokta bir yerdeğiştirme vektörüne sahiptir ve bu diferansiyel şekilde (6.3), (6.4), (6.5)' de yazılmıştır.



Şekil 6.2 Kartezyen koordinatlarda deformasyona uğrayan birim gerilme küpü

$$du = \frac{\partial u}{\partial x} dx + \frac{\partial u}{\partial y} dy + \frac{\partial u}{\partial z} dz \quad (6.3)$$

$$dv = \frac{\partial v}{\partial x} dx + \frac{\partial v}{\partial y} dy + \frac{\partial v}{\partial z} dz \quad (6.4)$$

$$dw = \frac{\partial w}{\partial x} dx + \frac{\partial w}{\partial y} dy + \frac{\partial w}{\partial z} dz \quad (6.5)$$

Bu eşitlikleri (6.6)'daki matris formda yazabiliriz.

$$\{da\} = T_e \cdot \{dr\} \quad (6.6)$$

$$\{da\} = (du, dv, dw) \quad (6.7)$$

$$\{dr\} = (dx, dy, dz) \quad (6.8)$$

$$T_e = \begin{pmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} & \frac{\partial u}{\partial y} & \frac{\partial u}{\partial z} \\ \frac{\partial v}{\partial x} & \frac{\partial v}{\partial y} & \frac{\partial v}{\partial z} \\ \frac{\partial w}{\partial x} & \frac{\partial w}{\partial y} & \frac{\partial w}{\partial z} \end{pmatrix} \quad (6.9)$$

6.2.3 Gerilme – Uzama ilişkisi

Hook Kanunu : İzotropik ve lineer elastik malzemeler için gerilme ve uzama arasında aşağıdaki bağıntıların geçerli olduğunu belirten kanundur.

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \quad (6.10)$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_z + \sigma_x)] \quad (6.11)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] \quad (6.12)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{2(1+\nu)}{E} \tau_{xy} \quad (6.13)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{2(1+\nu)}{E} \tau_{yz} \quad (6.14)$$

$$\gamma_{zx} = \frac{2(1+\nu)}{E} \tau_{zx} \quad (6.15)$$

ν ve E birer sabit olup deneylerle tespit edilir.

ν : poisson oranı

E : young modülü

$$\gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G} \quad (6.16)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G} \quad (6.17)$$

$$\gamma_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{G} \quad (6.18)$$

G : kayma modülü

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (6.19)$$

Matris formda yazacak olursak:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{1}{E} \begin{bmatrix} 1 & -\nu & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & 1 & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & -\nu & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} \quad (6.20)$$

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{E}{1+\nu} \begin{bmatrix} \frac{1-\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{1-\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{1-\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} \quad (6.21)$$

Böylece matris formda (6.22) formuna sokmuş bulunmaktayız.

$$\{\sigma\} = [D] * \{\varepsilon\} \quad (6.22)$$

$$[D] = \frac{E}{1+\nu} \begin{bmatrix} \frac{1-\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{1-\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{1-\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} \end{bmatrix} \quad (6.23)$$

[D] : Elastisite matrisi

Bu şekilde sonlu elemanlar metoduna teşkil edecek matris formları elde etmiş bulunmaktayız.

6.3 SEM'nun Yapı Problemlerine Uygulanmasında İzlenen Adımlar

Bu metodda esas olan (6.24) eşitliğinin çözülmesidir.

$$[K] * \{Q\} = \{F\} \quad (6.24)$$

[K] : Sistemin katılık matrisi

{Q} : Yerdeğiştirme matrisi

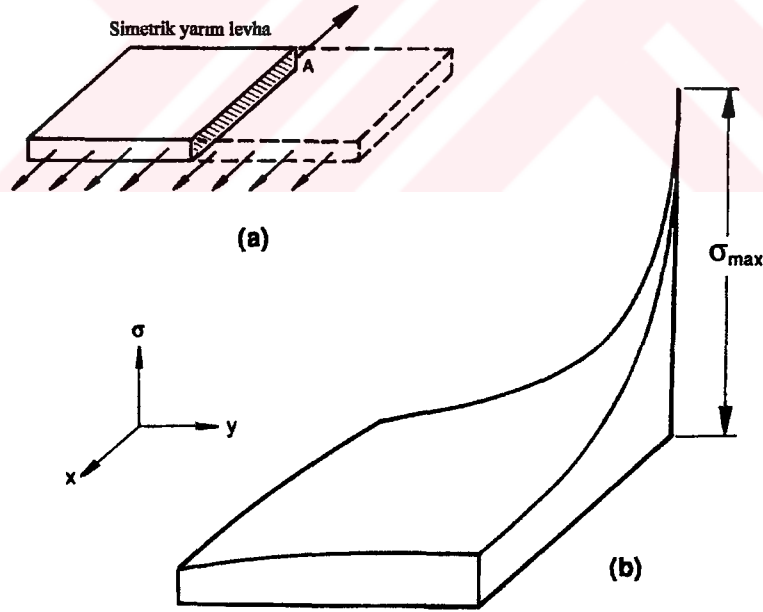
{F} : Kuvvetler matrisi

Sonlu elemanlar metodu ile hesap yapılması sırasında izlenen yol şu şekildedir.

- Ortamın (sürekli ortam) elemanlara bölünmesi
- Enterpolasyon fonksiyonlarının seçilmesi
- Eleman özelliklerinin bulunması

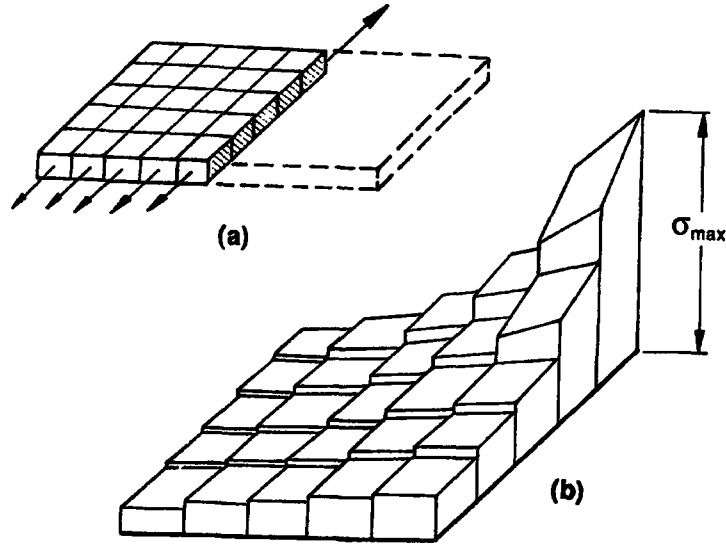
- Eleman yapılarının birleştirilmesi
- Lineer cebrik denklem sisteminin çözülmesi
- Mesnet reaksiyonlarının ve elemandaki gerilmelerin hesaplanması

SEM'nun temellerini görsel halde incelemek istersek örnek olarak düz bir plak alalım. Bu plak Şekil 6.3(a) 'daki gibi gerilme altında olsun. Burada amaç dizayn gerilmesini bulmaktır. Bilinen teorilere ve gerçeğe göre maksimum gerilme Şekil 6.3(a)'daki A noktasında meydana gelmektedir. Plak üzerindeki gerilim dağılımı Şekil 6.3(b)'deki olmaktadır. Biz SEM ile bu gerilim dağılmasına yaklaştırmaya çalışacağız. Bunun için plağı Şekil 6.4(a)'daki gibi elemanlara bölelim. Bu elemanların özelliği olarak lineer veya polinomal seçebiliriz. Lineer seçersek gerilim dağılımı Şekil 6.4(b)'deki gibi maksimum gerilme ve gerilme dağılımı çıkar. Eleman sayısının artırılması ve şekil fonksiyonlarının derecesinin artırılması sonucun hassasiyetini artırır. Görüldüğü gibi eleman sayısı sayılı yani sonludur. (Zahavi, 1992)



Şekil 6.3 Gerilme altında düz plaka (Zahavi,1992)

(a) Genel görünüş (b) Gerilme dağılımı



Şekil 6.4 Düz plakanın sonlu elemanlar ile modellenmesi (Zahavi,1992)

(a) Sonlu elemanlar modeli (b) Analiz sonucu gerilme dağılımı

6.3.1 Yapısal özellikler

Lineer özellikteki malzemeler için gerilme-uzama arasındaki ilişki şu şekilde ifade edilebilir.

$$\{\sigma\} = [D]\{\epsilon^{el}\} \quad (6.25)$$

$$\{\sigma\} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \sigma_y & \sigma_z & \sigma_y & \sigma_{yz} & \sigma_{xz} \end{bmatrix}^T : \text{Gerilme vektörü}$$

$[D]$: Elastisite matrisi

$$\{\epsilon^{el}\} = \{\epsilon\} - \{\epsilon^{th}\} \quad (6.26)$$

$\{\epsilon^{th}\}$: Termal uzama vektörü (Bundan sonra ihmal edilecek)

$$\{\epsilon\} = \begin{bmatrix} \epsilon_x & \epsilon_y & \epsilon_z & \epsilon_y & \epsilon_{yz} & \epsilon_{xz} \end{bmatrix}^T : \text{Toplam uzama vektörü}$$

Çekmeler pozitif, sıkıştırmalar negatif olarak yön seçilmiştir.
(6.25)'i (6.27)'deki gibi yazabiliriz.

$$\{\varepsilon\} = [D]^{-1} \{\sigma\} \quad (6.27)$$

$$[D] = \frac{E}{1+\nu} \begin{bmatrix} \frac{1-\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{1-\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{1-\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} \end{bmatrix} \quad (6.28)$$

Ayrıca uzamaları nod deplasmanları olarak ifade etmek istersek

$$\{\varepsilon\} = [B] \{u\} \quad (6.29)$$

[B] : Eleman şekil fonksiyonlarına bağlı olarak uzama-deplasman matrisi

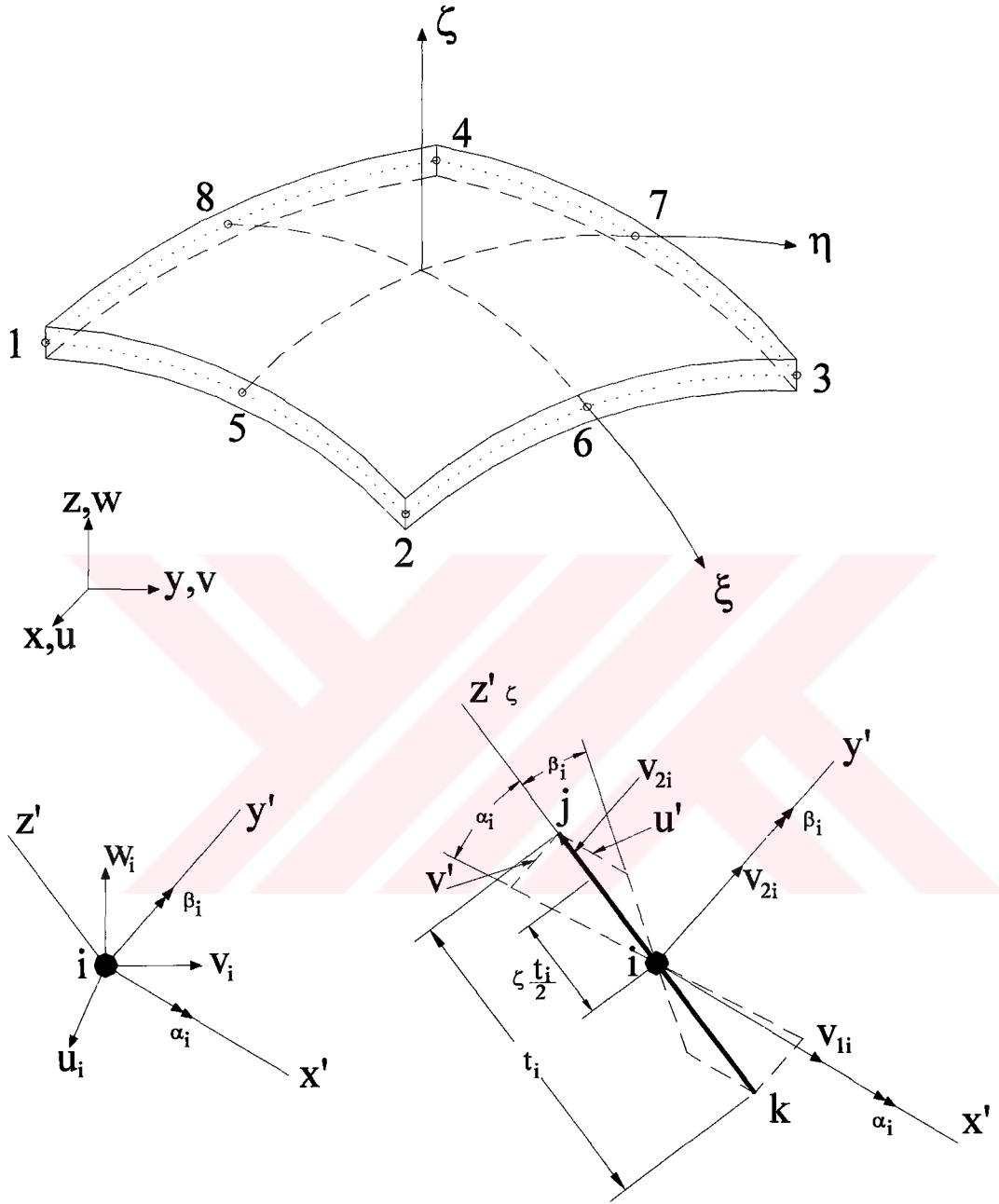
{u} : Nod deplasman vektörü

Bu tezde sonlu elemanlar çözümü için 3 boyutlu 8 düğüm noktalı kabuk eleman kullanılmıştır. Katılık matrisi için bu elemanı seçersek, virtüel iş prensibinden (6.30)'daki eşitlik çıkar.

$$[K_e] = \int_{vol} [B]^T [D] [B] d(vol) \quad (6.30)$$

Ayrıca yüklerde şekil fonksiyonlarına bağlı olarak ifade edilir ve (6.24)'deki formülde birleştirilerek çözüme ulaşılır.

6.3.1.1 Shell93 8 düğüm noktalı kabuk eleman



Şekil 6.5 Üç boyutlu 8 Düğüm noktalı kabuk eleman

Şekil 6.5’de eleman üzerindeki herhangi bir nokta (6.31)’ de verilmiştir.

$$\begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \end{Bmatrix} = \sum_{i=1}^8 f_i \begin{Bmatrix} x_i \\ y_i \\ z_i \end{Bmatrix} + \sum_{i=1}^8 f_i \zeta \frac{t_i}{2} \begin{Bmatrix} l_{3i} \\ m_{3i} \\ n_{3i} \end{Bmatrix} \quad (6.31)$$

enterpolasyon fonksiyonları f_i :

$$\begin{aligned} f_i &= \frac{1}{4}(1+\xi_0)(1+\eta_0)(\xi_0+\eta_0-1) & (i=1,2,3,4) \\ f_i &= \frac{1}{2}(1-\xi^2)(1+\eta_0) & (i=5,7) \\ f_i &= \frac{1}{2}(1+\xi_0)(1-\eta^2) & (i=6,8) \end{aligned} \quad (6.32)$$

l_{3i} , m_{3i} , n_{3i} ise V_{3i} nin doğrultu kosinüsleridir.

$$V_{3i} = \begin{bmatrix} x_J - x_k \\ y_J - y_k \\ z_J - z_k \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_{3i} \\ m_{3i} \\ n_{3i} \end{bmatrix} \quad (6.33)$$

j ve k noktaları kabuk yüzeylerindedir. i orta noktadır. Bu tanımlar Şekil 6.5’de görülebilir.

Deplasman vektörünü (6.34)’ deki gibi tanımlanır.

$$u = \{u \quad v \quad w\} \quad (6.34)$$

Düğüm noktaları aynı ötelemeleri yaparlar ve ayrıca aynı küçük α_i ve β_i dönmelerini yapar. Böylece her düğüm noktası için (6.35) yazılır.

$$q_i = \{u_i \quad v_i \quad w_i \quad \alpha_i \quad \beta_i\} \quad (6.35)$$

(6.35)’den sonra düğüm noktaları deplasman eşitliği (6.36) olur.

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = \sum_{i=1}^8 f_i \begin{bmatrix} u_i \\ v_i \\ w_i \end{bmatrix} + \sum_{i=1}^8 f_i \zeta \frac{t_i}{2} \mu_i \begin{bmatrix} \alpha_i \\ \beta_i \end{bmatrix} \quad (6.36)$$

$$\mu_i = \begin{bmatrix} -l_{2i} & l_{1i} \\ m_{2i} & m_{1i} \\ n_{2i} & n_{1i} \end{bmatrix} \quad (6.37)$$

Şekil 6.5’de,

$$u' = \varsigma \frac{t_i}{2} \beta_i \quad v' = \varsigma \frac{t_i}{2} \alpha_i$$

3 boyutlu eleman için 3x3 jakobiyeen matrisi (6.38)’dir.

$$J = \begin{bmatrix} x_{,\xi} & y_{,\xi} & z_{,\xi} \\ x_{,\eta} & y_{,\eta} & z_{,\eta} \\ x_{,\zeta} & y_{,\zeta} & z_{,\zeta} \end{bmatrix} \quad (6.38)$$

Jakobiyeen matrisini (6.31)’den oluşturacak olursak,

$$\begin{aligned} x_{,\xi} &= \sum_{i=1}^8 f_{i,\xi} x_i + \sum_{i=1}^8 f_{i,\xi} \varsigma \frac{t_i}{2} l_{3i} \\ x_{,\eta} &= \sum_{i=1}^8 f_{i,\eta} x_i + \sum_{i=1}^8 f_{i,\eta} \varsigma \frac{t_i}{2} l_{3i} \\ x_{,\zeta} &= \sum_{i=1}^8 f_{i,\zeta} \frac{t_i}{2} l_{3i} \end{aligned} \quad (6.39)$$

y ve z içinde aynı formüller (6.39) tekrarlanır.

Jakobiyeen matrisin (6.38) tersi,

$$J^{-1} = J^* = \begin{bmatrix} \xi_{,x} & \eta_{,x} & \zeta_{,x} \\ \xi_{,y} & \eta_{,y} & \zeta_{,y} \\ \xi_{,z} & \eta_{,z} & \zeta_{,z} \end{bmatrix} \quad (6.39)$$

(6.36) eşitliğini açarsak,

$$\begin{aligned}
a_i &= J_{11}^* f_{i,\xi} + J_{12}^* f_{i,\eta} & d_i &= \frac{t_i}{2} (a_i \zeta + J_{13}^* f_i) \\
b_i &= J_{21}^* f_{i,\xi} + J_{22}^* f_{i,\eta} & e_i &= \frac{t_i}{2} (b_i \zeta + J_{23}^* f_i) \\
c_i &= J_{31}^* f_{i,\xi} + J_{32}^* f_{i,\eta} & g_i &= \frac{t_i}{2} (c_i \zeta + J_{33}^* f_i)
\end{aligned} \tag{6.37}$$

$$\begin{bmatrix} u_{,x} \\ u_{,y} \\ u_{,z} \\ v_{,x} \\ v_{,y} \\ v_{,z} \\ w_{,x} \\ w_{,y} \\ w_{,z} \end{bmatrix} = \sum_{i=1}^8 \begin{bmatrix} a_i & 0 & 0 & -d_i l_{2i} & -d_i l_{1i} \\ b_i & 0 & 0 & -e_i l_{2i} & -e_i l_{1i} \\ c_i & 0 & 0 & -g_i l_{2i} & -g_i l_{1i} \\ 0 & a_i & 0 & -d_i l_{2i} & -d_i l_{1i} \\ 0 & b_i & 0 & -e_i l_{2i} & -e_i l_{1i} \\ 0 & c_i & 0 & -g_i l_{2i} & -g_i l_{1i} \\ 0 & 0 & a_i & -d_i l_{2i} & -d_i l_{1i} \\ 0 & 0 & b_i & -e_i l_{2i} & -e_i l_{1i} \\ 0 & 0 & c_i & -g_i l_{2i} & -g_i l_{1i} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_i \\ v_i \\ w_i \\ \alpha_i \\ \beta_i \end{bmatrix} \tag{6.38}$$

Uzama vektörü,

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_{,x} \\ v_{,y} \\ w_{,z} \\ u_{,y} + v_{,x} \\ v_{,z} + w_{,y} \\ w_{,x} + u_{,z} \end{bmatrix} \tag{6.39}$$

Uzama vektörünü şekil fonksiyonları cinsinden (6.38)' den çıkarırsak.

$$B_i = \begin{bmatrix} a_i & 0 & 0 & -d_i l_{2i} & d_i l_{1i} \\ 0 & b_i & 0 & -e_i m_{2i} & e_i m_{1i} \\ 0 & 0 & c_i & -g_i n_{2i} & g_i n_{1i} \\ b_i & a_i & 0 & -e_i l_{2i} - d_i m_{2i} & e_i l_{1i} - d_i m_{1i} \\ 0 & c_i & b_i & -g_i m_{2i} - e_i n_{2i} & g_i m_{1i} - e_i n_{1i} \\ c_i & 0 & a_i & -d_i n_{2i} - g_i l_{2i} & d_i n_{1i} - g_i l_{1i} \end{bmatrix} \tag{6.40}$$

Bundan sonra [E], [B] global koordinat sistemine transformasyon matrisi [T] ile taşınır. Katılık matrisini oluşturmak için hazırlanmış bulunmaktayız. Herbir eleman için katılık matrisleri oluşturulur ve bu matrisler sistem katılık matrisinde eleman numaralarına bağlı olarak yerleştirilir.

$$K = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 B^T E B |J| d\xi d\eta d\zeta \quad (6.41)$$

(6.24)'deki eşitlik çözülerek {q} yerdeğiştirmeleri bulunur. Buradanda gerilmeleri bulmak için (6.42) eşitliği kullanılır.

$$\sigma = ETBq \quad (6.42)$$

6.4 Sonlu Elemanlar Metodu Tabanlı Programlar

SEM temellerinin 1950'li yıllarda atılmasıyla birlikte özellikle matematiksel alanda teori olarak gelişmesini sürdürmüştür. O yıllardaki çok az sayıda, çok pahalı ve çoğunlukla askeri alanda kullanılan bilgisayarlar ile az sayıda uygulama fırsatı olmuştur. Bilgisayarların gelişmesiyle program çeşidi ve çözüm kapasiteleride artmıştır. Bilgisayar teknolojisinin 1980'lerden itibaren ivmeli gelişmesi ve tabana yayılmasıyla özellikle ticari amaçlı programlar gelişmiştir. Günden güne modelleme ve çözüm tekniklerindeki gelişmeler ile ve kullanıcı arabirimindeki yenilemelerle programlarda kendilerini yenilemektedir. SEM programları ve bilgisayarlar gelişmekte olan ülkeler için gelişmiş ülkeleri yakalamak için çok iyi bir fırsattır. Bu araçlar kullanılarak özellikle üretim ve analiz konularında temel bilgilerle en üst teknoloji yakalanabilmekte yıllar süren prototip üretimi ve denenmesi gibi işlemler kısa zamanda az bir masraf ile bilgisayar ortamında yapılabilmektedir. Günümüzde kullanılan SEM programlarından şu programlar ,

- ANSYS
- ABAQUS
- ALGOR
- COSMOS

- I-DEAS
- NASTRAN
- PATRAN
- STARDYNE
- WECAN
- I / FEM (Intergraph)
- SAP90
- Dyna3D

sayılabilir. Ayrıca SEM ile ilgili internet ortamında ve kitaplarda birçok kaynak kodu bedava dağıtılmaktadır. SEM programlarından en yaygın olarak kullanılanı ANSYS' dir. Üniversiteler'de bu programın eğitiminde verilmektedir. Tez'de bu program kullanılmıştır.

6.4.1 ANSYS programı

ANSYS programı ürünlerin dizayn analizinde esnek, uyumlu ve kullanımı kolaydır. Normal PC' lerden iş istasyonlarına, süperbilgisayarlara ve lineerden nonlineer yapı analizinden, termal analiz, CFD, elektromekanik, statik analizden dinamik analize kadar geniş bir özellik alanında tüm özelliklere sahip veya modül modül programlar halindedir. ANSYS programının kullanıcı arabirimi Şekil 6.6'da modülleri ile ilgili diyagramı Şekil 6.7'de görülebilir.

ANSYS Programının özellikleri :

1. ANSYS' in analiz yaklaşımı :

- Geometri oluşturma
- SEM modeli oluşturma
- Yükleri uygulama
- Çözüm
- Sonuçların eldesi

Bu aşamaları biraz açarsak :

- ◆ ANSYS programına giriş
- ◆ Geometriyi oluşturma veya program dışından import etme
 - Utility Menu: Parameters ...
 - Main Menu: Preprocessor > -Modeling- ...
veya
 - Utility Menu: File > Import > ... , repair as needed
- ◆ Mesh oluşturma
 - Main Menu: Preferences ...
Main Menu: Preprocessor >
 - Element Type >
 - Real Constants ...
 - Material Props >
 - MeshTool (mesh özellikleri kontrolü)
 - Toolbar'da SAVE_DB
 - MeshTool (Mesh)
- ◆ Yükleri uygulama
 - Main Menu: Solution >
 - Analysis Type- > New Analysis ...
 - Loads- Apply > ... (DOF constraints, body loads, concentrated (point) loads, inertia loads, surface loads)
 - Toolbar'da SAVE_DB
- ◆ Çözüm
 - Main Menu: Solution >
 - Analysis Options ... (Çözüm yöntemi seçimi)
 - Solve- Current LS
- ◆ Sonuçları Görme
 - (Toolbar' da RESUM_DB)
Main Menu: General Postproc >
 - Read Results- First Set
 - Plot Results

- Utility Menu: PlotCtrls > Animate > ...
- Query Results OR List Results

2. ANSYS' de eleman tipleri :

- | | |
|----------------|----------------|
| ➤ BEAM | ➤ PIPE |
| ➤ COMBINation | ➤ PLANE |
| ➤ CONTACT | ➤ SHELL |
| ➤ FLUID | ➤ SOLID |
| ➤ HYPERelastic | ➤ SOURCE |
| ➤ INFINITE | ➤ SURFACE |
| ➤ LINK | ➤ USER |
| ➤ MASS | ➤ INTERFACE |
| ➤ MATRIX | ➤ VISCOelastic |

3. ANSYS' de yük tipleri :

- DOF Constraints
- Point Loads
- Surface Loads
- Body Loads
- Inertia Loads
- Coupled-field Loads

Yükleri disiplinlere göre ayırırsak :

- ◆ Structural : Deplasman, kuvvet, basınç, sıcaklık, yerçekimi
- ◆ Thermal : Sıcaklık, ısı akış oranı, konveksiyon, iç ısı üretimi, sınırsız yüzey
- ◆ Magnetic : Manyetik potansiyel, manyetik fluks, manyetik akım segmentleri, kaynak akım yoğunluğu, sonsuz yüzey

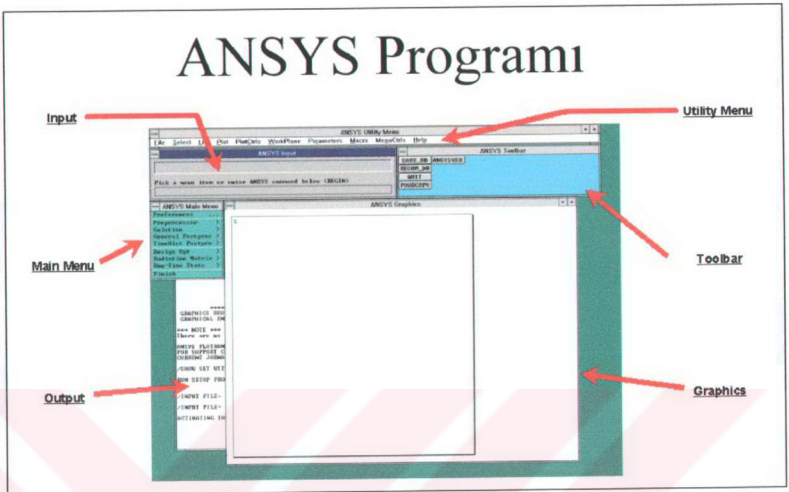
- ◆ Electric : Elektrik potansiyel, akım, elektrik şarjı, şarj yoğunluğu, sonsuz yüzey
- ◆ Fluid : Hız, basınç

4. ANSYS' in diğer programlarla arabirimi :

- Geometri modeli alış-verişi :
 - ◆ Sat formatı
 - ◆ Iges formatı
 - ◆ STEP formatı
 - ◆ Unigraphics
 - ◆ Pro/Engineer
 - ◆ CADDs
- Sonlu elemanlar modeli alışverişi :
 - ◆ ABAQUS
 - ◆ ALGOR
 - ◆ COSMOS
 - ◆ I-DEAS
 - ◆ NASTRAN
 - ◆ PATRAN
 - ◆ STARDYNE
 - ◆ WECAN

5. ANSYS' in çözüm yöntemleri :

- Frontal solution
- Jacobi Conjugate Gradient solution (JCG)
- Incomplete Cholesky Conjugate Gradient solution (ICCG)
- Preconditioned Conjugate Gradient solution (PCG)
- Automatic iterative solver (ITER)



Şekil 6.6 ANSYS programı penceresi

	ANSYS/Multiphysics™	ANSYS/Mechanical™	ANSYS/Structural™	ANSYS/LS-DYNA™	ANSYS/LinearPlus™	ANSYS/Thermal™	ANSYS/FLOTRAN™	ANSYS/Emag™	ANSYS/ProFEA™	ANSYS/AutoFEA™ 3D	ANSYS/PrePost™	ANSYS/ED™
Linear Stress	●	●	●	●	●				●	●		●
Dynamic Analysis												
Modal	●	●	●	●	●				●	●		●
Spectrum	●	●	●	●	●							●
Harmonic	●	●	●	●	●							●
Random Vibration	●	●	●	●	●							●
Structural Transient												
Linear	●	●	●	●	●							●
Nonlinear	●	●	●	●	●							●
Structural Nonlinear												
Geometric	●	●	●	●	●							●
Material	●	●	●	●	●							●
Element	●	●	●	●	●							●
Buckling												
Linear	●	●	●	●	●							●
Nonlinear	●	●	●	●	●							●
Substructuring	●	●	●	●	●							●
Heat Transfer	●	●	●	●	●				●	●		●
Transient Thermal	●	●	●	●	●							●
Thermal Nonlinear	●	●	●	●	●							●
CFD	●	●	●	●	●							●
Electromagnetics	●	●	●	●	●							●
Electrostatics	●	●	●	●	●							●
Coupled Field												
Acoustics	●	●	●	●	●							●
Piezoelectrics	●	●	●	●	●							●
Thermal/Structural	●	●	●	●	●							●
Elec/Mag/Therm/Structural	●	●	●	●	●							●
Solvers												
Frontal	●	●	●	●	●				●	●		●
Iterative	●	●	●	●	●				●	●		●
Explicit	●	●	●	●	●							●
Preprocessing	●	●	●	●	●				●	●		●
Postprocessing	●	●	●	●	●				●	●		●
Optimization	●	●	●	●	●							●
The following optional modules can be added to the products specified.												
	/Thermal	/LinearPlus	/FLOTRAN	/Emag	/LS-DYNA	/PrePost						
ANSYS/Multiphysics					●	●						
ANSYS/Mechanical					●	●						
ANSYS/Structural	●		●	●	●	●						
ANSYS/LinearPlus	●											
ANSYS/Thermal		●										

Şekil 6.7 ANSYS programı modülleri ve kabiliyetleri (ANSYS Guides)

7 UYGULAMA

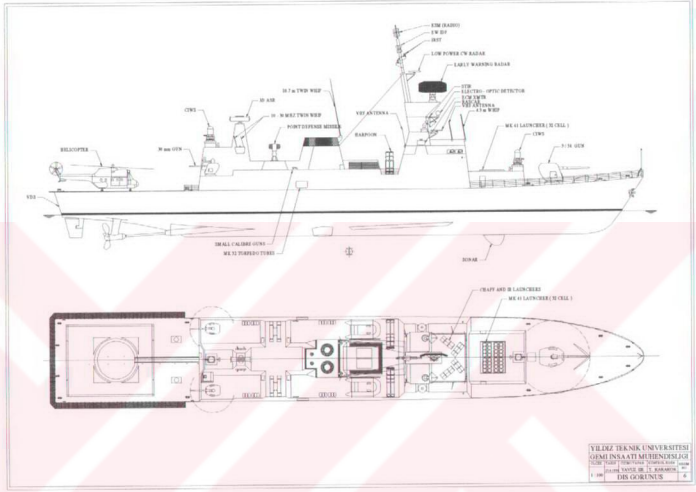
Pervanelerin dizaynı, malzemeleri ve sonlu elemanlar hakkında verilen bilgiler ile değişik tipte üç geminin pervane dizaynı yapılmış ve bu pervanelerin üzerindeki basınç dağılımları hesaplanarak sonlu elemanlar metodu ile gerilme analizi ve doğal frekans analizi yapılmıştır. Pervane dizaynı yapılan gemiler şunlardır.

- FF - 21 savaş gemisi
- Katamaran tipte yolcu gemisi
- Tanker

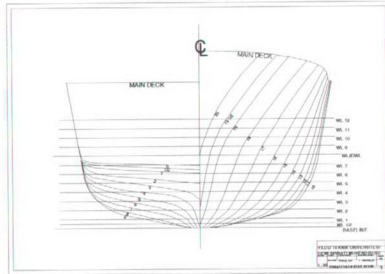
Uygulama bu üç gemi ile yapılmıştır. Her geminin ana boyutları verilmiş ve sevk sistemi ile ilgili elde olan verilerde verilmiştir. Mukavemet analizi için pervane geometrisi yükler ile birlikte ANSYS programına aktarılmış, gerilme analizi ve doğal frekans analizi yapılmıştır. Bulunan gerilme dağılımları görsel halde renkli olarak çıkarılmıştır. Ayrıca pervane kanatlarının üç boyutlu CAD modeli çizimi ve kanat kesitleri çizimi verilmiştir. Hesaplarda ve şekillerde açı yönü pervaneye yüzünden bakılırken üst kısmı 0 açısı kabul edilip yönü saat istikametindedir.

7.1 FF – 21 Fırkateyni (Afanasieff, 1994) (ER, 1996)

FF – 21 fırkateyni çok görevlilik yeteneğine sahip bir fırkateyn olarak dizayn edilmiştir. Savaş kabiliyetleri su altı, su üstü ve hava savaşlarına göre dizayn edilmiştir.



Şekil 7.1 FF – 21 Fırkateyni genel görünüşü (ER, 1996)



Şekil 7.2 FF – 21 Fırkateyni enkesitleri (ER, 1996)

Şekil 7.1’ de fırkateynin profil ve üst görünüşleri yer almaktadır. Bu görünüşler içinde üst bina, silah, pervane ve şaft yerleşimi, sonar, ve stabilizerler görülmektedir. Şekil 7.2’ de fırkateynin enkesitleri yer almaktadır. Model testleri DTMB’de yapılmıştır. Testler tüm takınılarıyla birlikte EHP ve DHP ölçümlerini içermektedir. Testler iki deplasmanda 2600 ve 3000 ton olarak yapılmıştır. Model ölçeği 16.62’dir. Model pervanesi 255.7 mm çapta 5 kanatlı ve gerçek pervane 4.25 m çapı karşılamaktadır. Fırkateynin üretimi esnasında kullanılacak olan redüksiyon dişlileri ile optimum pervane dönüş hızı 266 RPM olmuştur. Standart deplasmanda gaz türbini ile %100 MCR’da gemi 32.1 knot hıza ulaşmıştır.

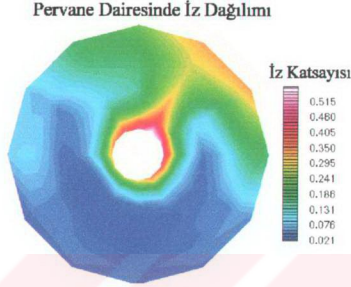
Tekne Özellikleri :

LBP	99.50 m
LOA	106.29 m
B	13.75 m
B _{MAX}	15.17 m
D _{WL}	4.20 m
Deplas. Full	2986 ton
Deplas. Standart	2776 ton
Makina düzeni CODOG, çift şaft ve pervane :	
Gaz türbini gücü	32000 BHP (%100 MCR)
Dizel motor gücü	4360 BHP (%100 MCR)
V _{MAX}	32+ knots

Pervane Dizayn Dataları :

Gemi hızı	32.1 knot
Makina gücü (gaz türbini ,%100 MCR _{tek})	23536 kw
Pervane tipi	Sabit kanatlı, eğrilikli
Pervane çapı	4.25 m
Pervane kanat sayısı	5
Pervane devir sayısı	266 RPM

Pervane çalışma ortamındaki iz dağılımı aynı tipte başka bir savaş gemisinden alınmıştır. Sabit iz almaktansa bu şekilde iz dağılımının alınması gerilme analizinde gerilme dağılımının her kanat pozisyonu için değişmesini gösterecektir.



Şekil 7.3 FF – 21 Fırkateyni iz dağılımı

Fırkateyn pervanesi gerilme analizi şu sistematik dahilinde yapılmıştır. İlk önce üç eğrilik (24° , 36.5° , 60°) için dizayn yapılmıştır. Sonra bu pervanelerin tam yüklü çalışma sırasında kanat sayısı esas alınarak aynı anda her kanat üzerindeki basınçlar hesaplanmıştır. Hesaplanan basınçlar ve santrifüj etkisi bir program aracılığıyla ANSYS programına pervane modeli ile birlikte atılmıştır. ANSYS programı içindeki ayarlamalar ile gerilme analizi yapılmış ve sonuçlar alınmıştır. Pervane sonlu elemanlar modeli ANSYS’ de SHELL 93 elemanı ile yapılmıştır. Pervane kanat pozisyonlarında ayrı ayrı yapılan gerilme analizi pervane çalışma durumunu göstermekte ve yorulma analizi için hazırlık teşkil etmektedir.

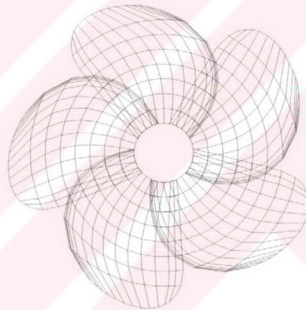
7.1.1 24° Eğrilik açısı için pervane dizaynı

Eğrilik açısı	24°
Pervane verimi	0.625
Pervane itmesi	1066.709 KN
Pervane torku	845.953 KNm
İtme katsayısı	0.16215

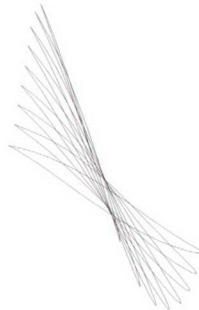
Tork katsayısı 0.03084

Çizelge 7.1 24° Eğrilik açısı için pervane geometrisi dataları

r/R	P/D	Kord (m)	Eğrilik (m)	Eğiklik (m)	Max. kalınlık(m)	Sehim(m)
0.2	0.939	1.650	0.0000	0.000	0.1385	0.0000
0.3	0.997	1.768	0.0117	0.000	0.1228	0.0207
0.4	1.031	1.921	0.0476	0.000	0.1071	0.0148
0.5	1.039	2.050	0.1098	0.000	0.0914	0.0139
0.6	1.026	2.143	0.1986	0.000	0.0756	0.0105
0.7	1.006	2.182	0.3182	0.000	0.0599	0.0105
0.8	0.993	2.123	0.4735	0.000	0.0442	0.0116
0.9	0.982	1.850	0.6724	0.000	0.0285	0.0150
1.0	0.974	1.250	0.9321	0.000	0.0127	0.0000



Şekil 7.4 24° Eğrilikli fırkateyn pervanesi



Şekil 7.5 24° Eğrilikli fırkateyn pervanesi kanat kesitleri

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GEMİ PERVANELERİNE ETKİYEN HİDRODİNAMİK
YÜKLERİN BULUNMASI ve GERİLME ANALİZİNİN
YAPILMASI

79744

Gemi İnş. ve Mak. Müh. Yavuz ER

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

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Mesut GÜNER

Doç. Dr. Mesut Güner
Mesut Güner

Prof. Dr. Nihat TEKİN
Nihat Tekin

Doç. Dr. Kadir SARİÖZ
K. Sarıöz

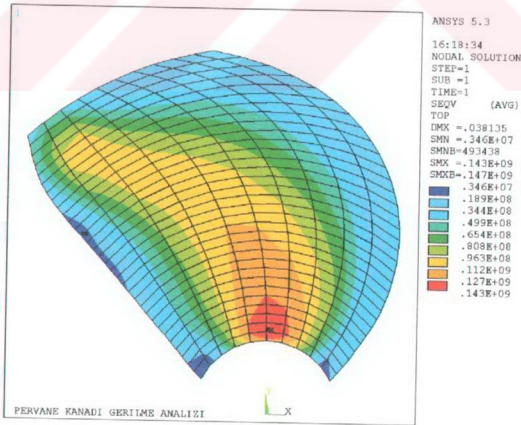
İSTANBUL, 1998

Çizelge 7.2 24° Eğrilikli pervane için kanat açılarına göre analiz sonuçları

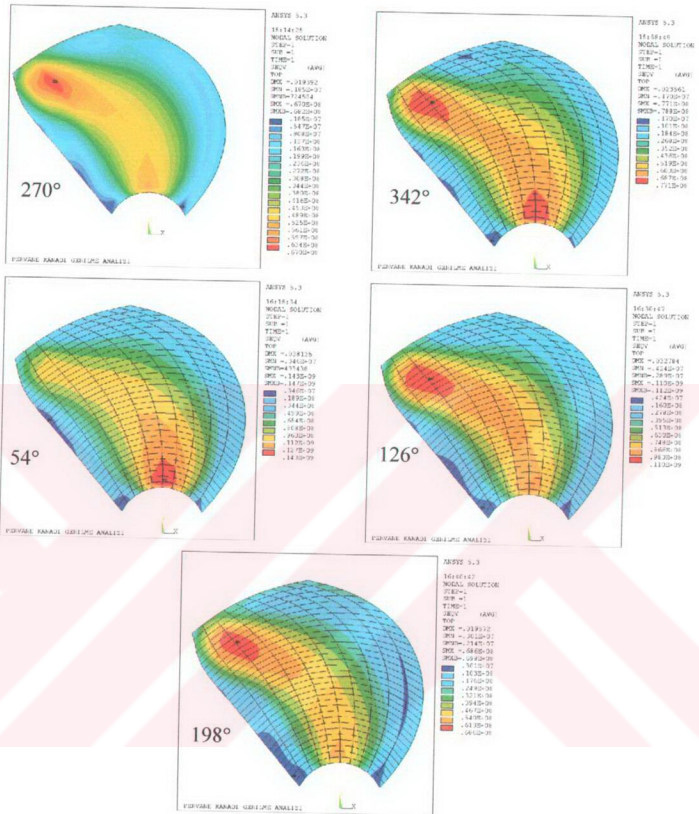
	270°	342°	54°	126°	198°
Von-Mises(Mpa)	67	77.1	143	110	68.6
Yerdeğiştirme(m)	0.01939	0.02356	0.03814	0.03278	0.01957
Kesme gerilmesi XY (Mpa)	25	27.8	40.5	40.7	25.8
Kesme gerilmesi YZ (Mpa)	-9.27	-11.1	-17.1	-14.5	-9.32
Kesme gerilmesi XZ (Mpa)	13.9	17.1	28.7	23.5	14.1
1. Asal gerilme	37.2	44.6	54.3	55.5	37.3
2. Asal gerilme	-27.9	-36.8	-59.7	-47.7	-27.2
3. Asal gerilme	-70.4	-85.3	-159	-119	-71.8

Çizelge 7.3 24° Eğrilikli pervane için doğal frekans analizi sonuçları

Mod tipi	Frekans (Hz) Hava'da
I	115.38
II	256.58
III	310.85
IV	412.58
V	435.14
VI	543.45
VII	585.20
VIII	648.96
IX	729.75
X	733.24



Şekil 7.8 24° Eğrilikli pervanede en büyük gerilmenin olduğu kanat pozisyonu 54° için Von-Mises gerilme dağılımı



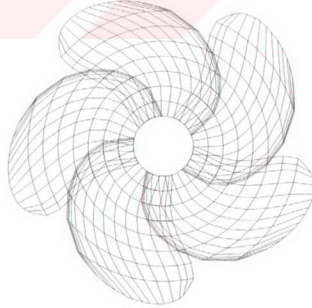
Şekil 7.9 24° Eğrilikli pervanede sırasıyla 270, 342, 54, 126, 198 derece pozisyonları için Von-Mises gerilmesi

7.1.2 36.5° Eğrilik açısı için pervane dizaynı

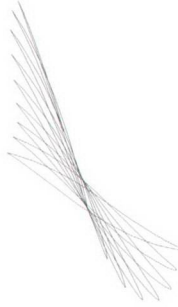
Eğrilik açısı	36.5°
Pervane verimi	0.625
Pervane itmesi	1066.709 KN
Pervane torku	845.953 KNm
İtme katsayısı	0.16215
Tork katsayısı	0.03084

Çizelge 7.4 36.5° Eğrilikli pervane geometrisi dataları

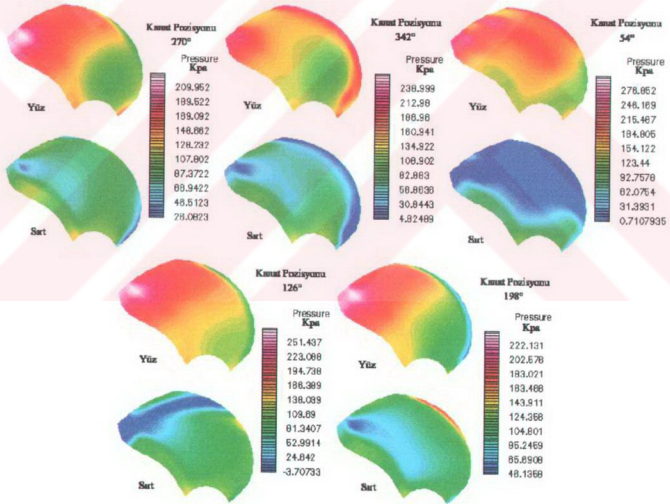
r/R	P/D	Kord (m)	Eğrilik (m)	Eğiklik (m)	Max. kalınlık(m)	Sehim (m)
0.2	0.939	1.650	-0.2904	0.000	0.1385	0.0000
0.3	0.997	1.768	-0.2881	0.000	0.1228	0.0207
0.4	1.031	1.921	-0.2635	0.000	0.1071	0.0148
0.5	1.039	2.050	-0.0960	0.000	0.0914	0.0139
0.6	1.026	2.143	0.1386	0.000	0.0756	0.0105
0.7	1.006	2.182	0.3954	0.000	0.0599	0.0105
0.8	0.993	2.123	0.6533	0.000	0.0442	0.0116
0.9	0.982	1.850	0.9095	0.000	0.0285	0.0150
1.0	0.974	1.250	1.1651	0.000	0.0127	0.0000



Şekil 7.10 36.5° Eğrilikli fırkateyn pervanesi



Şekil 7.11 36.5° Eğrilikli fırkateyn pervanesi kanat kesitleri



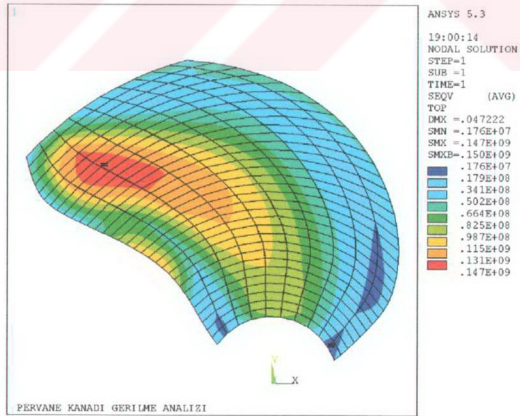
Şekil 7.12 36.5° Eğrilikli pervane kanadı üzerinde basınç dağılımları

Çizelge 7.5 36.5° Eğrilikli pervane için kanat açılarına göre analiz sonuçları

	270°	342°	54°	126°	198°
Von-Mises(Mpa)	86.3	102	141	147	87.8
Yerdeğiştirme(m)	0.027106	0.03245	0.04979	0.04722	0.02763
Kesme gerilmesi XY (Mpa)	-35.5	-34.8	-46.66	-58.7	-39.5
Kesme gerilmesi YZ (Mpa)	-9.46	-11.7	-19.2	-14.7	-9.34
Kesme gerilmesi XZ (Mpa)	23.8	27.8	39.8	41.7	24.7
1. Asal gerilme	69.1	68.1	92.0	115	77.1
2. Asal gerilme	-35.3	-44.5	-70.6	-63.2	-35.4
3. Asal gerilme	-93.3	-110	-157	-161	-95.2

Çizelge 7.6 36.5° Eğrilikli pervane için doğal frekans analizi sonuçları

Mod tipi	Frekans (Hz) Hava'da
I	109.44
II	193.06
III	277.03
IV	366.64
V	396.99
VI	524.63
VII	553.34
VIII	661.54
IX	703.77
X	748.36



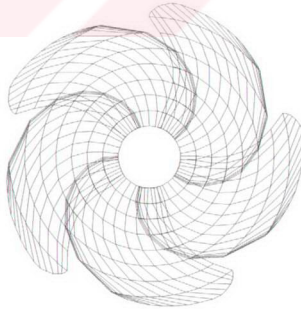
Şekil 7.13 36.5° Eğrilikli pervanede en büyük gerilmenin olduğu kanat pozisyonu 126° için Von-Mises gerilme dağılımı

7.1.3 60° Eğrilik açısı için pervane dizaynı

Eğrilik açısı	60°
Pervane verimi	0.6222
Pervane itmesi	1066.709 KN
Pervane torku	845.953 KNm
İtme katsayısı	0.16215
Tork katsayısı	0.03084

Çizelge 7.7 60° Eğrilik açısı için pervane geometrisi dataları

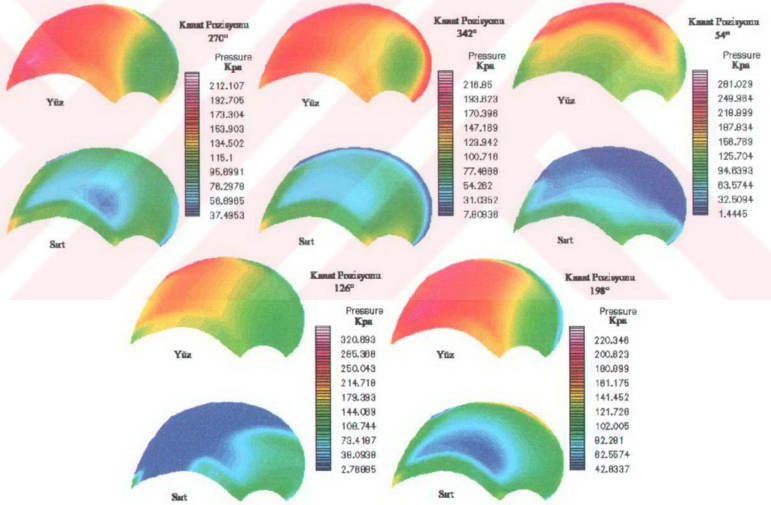
r/R	P/D	Kord (m)	Eğrilik (m)	Eğiklik (m)	Max.Kalınlık(m)	Sehim (m)
0.2	0.944	1.650	0.0000	0.000	0.1385	0.0000
0.3	1.005	1.768	0.0365	0.000	0.1228	0.0245
0.4	1.042	1.921	0.1465	0.000	0.1071	0.0175
0.5	1.055	2.050	0.3301	0.000	0.0914	0.0166
0.6	1.042	2.143	0.5861	0.000	0.0756	0.0125
0.7	1.021	2.182	0.9140	0.000	0.0599	0.0124
0.8	1.008	2.123	1.3146	0.000	0.0442	0.0135
0.9	0.997	1.850	1.7875	0.000	0.0285	0.0174
1.0	0.987	1.250	2.3327	0.000	0.0127	0.0000



Şekil 7.15 60° Eğrilik açılı fırkateyn pervanesi



Şekil 7.16 60° Eğrilikli fırkateyn pervanesi kanat kesitleri



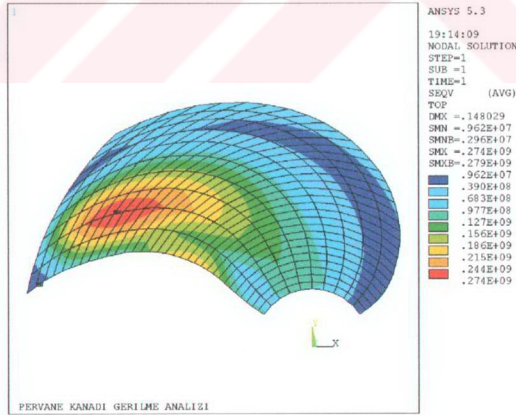
Şekil 7.17 60° Eğrilikli pervane kanadı üzerinde basınç dağılımları

Çizelge 7.8 60° Eğrilikli pervane için kanat açılarına göre analiz sonuçları

	270°	342°	54°	126°	198°
Von-Mises(Mpa)	133	127	121	274	145
Yerdeğiştirme(m)	0.070411	0.067924	0.059143	0.014803	0.077283
Kesme gerilmesi XY (Mpa)	-52.5	-50.6	-45.7	-107	-59.5
Kesme gerilmesi YZ (Mpa)	23.7	22.4	17.8	52.1	25.8
Kesme gerilmesi XZ (Mpa)	40.2	39.4	39.0	82.3	44.3
1. Asal gerilme	103	100	94.3	199	116
2. Asal gerilme	-42.9	-48.2	-59.4	-88.9	-46.6
3. Asal gerilme	-142	-138	-139	-293	-154

Çizelge 7.9 60° Eğrilikli pervane için doğal frekans analizi sonuçları

Mod tipi	Frekans (Hz)	Hava'da
I		78.209
II		120.54
III		186.55
IV		272.13
V		313.96
VI		392.78
VII		478.12
VIII		513.68
IX		640.31
X		658.28



Şekil 7.18 60° Eğrilikli pervanede en büyük gerilmenin olduğu kanat pozisyonu 126° için Von-Mises gerilme dağılımı

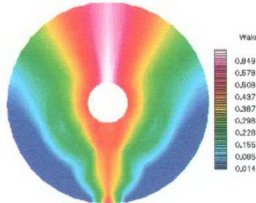
7.2 Katamaran Yolcu Ferisi

İstanbul Deniz Otobüsleri A.Ş.'nin halen kullanmakta olduğu teknelerden biri olan katamaran yolcu ferisi Norveç tersanelerinde üretilmiş olup 1980'lerin sonunda İDO'ya teslim edilmiştir. Bu tip 10 adet tekneden vardır ve pervanelerinde son zamanlarda kök kavitasyonu ve kanat kırılmaları görülmeye başlanmıştır.

Tekne Özellikleri :

LBP	38.80 m
B	9.70 m
D _{WL}	3.92 m
Yolcu	449
Çift makina, şaft ve pervane :	
Dizel motor gücü	1000 Kw (%100 MCR)
V _{MAX}	24+ knots

Pervane çalışma ortamındaki iz dağılımı aynı tipte başka bir gemisinden alınmıştır. Sabit iz almaktansa bu şekilde iz dağılımının alınması gerilme analizinde gerilme dağılımının her kanat pozisyonu için değişmesini gösterecektir.



Şekil 7.20 Katamaran iz dağılımı

Katamaran pervanesi gerilme analizi için İDO müdürlüğünden pervane ve gemi dataları alınmıştır. Bu datalar programa girilerek kanatlar üzerindeki basınç değerleri hesaplanmıştır. Hesaplanan basınçlar ve santrifüj etkisi bir program aracılığıyla ANSYS

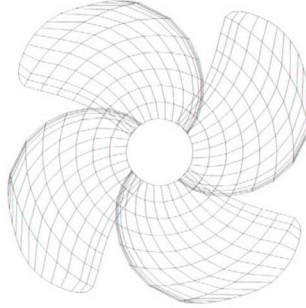
programına pervane modeli ile birlikte atılmıştır. ANSYS programı içindeki ayarlamalar ile gerilme analizi yapılmış ve sonuçlar alınmıştır. Pervane sonlu elemanlar modeli ANSYS' de SHELL 93 elemanı ile yapılmıştır. Pervane kanat pozisyonlarında ayrı ayrı yapılan gerilme analizi pervane çalışma durumunu göstermekte ve yorulma analizi için hazırlık teşkil etmektedir.

Pervane Dizayn Dataları :

Gemi hızı	24 knots
Makina gücü (%100 MCR)	1000 kw
Pervane tipi	Sabit kanatlı, Eğrilikli
Pervane çapı	1.20 m
Pervane kanat sayısı	4
Pervane devir sayısı	712 RPM
Eğrilik açısı	24°
Pervane verimi	0.5468
Pervane itmesi	67.385 KN
Pervane torku	13.428 KNm
İtme katsayısı	0.22495
Tork katsayısı	0.03795

Çizelge 7.10 Katamaran pervane geometrisi dataları

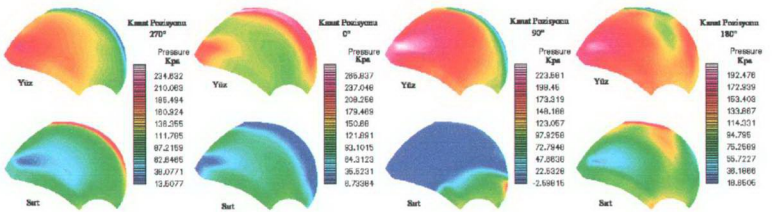
r/R	P/D	Kord (m)	Eğrilik (m)	Eğiklik (m)	Max.Kalınlık(m)	Sehim (m)
0.2	0.777	0.3951	0.0211	0.000	0.0474	0.0000
0.3	0.828	0.4478	0.0479	0.000	0.0416	0.0545
0.4	0.871	0.4958	0.0878	0.000	0.0355	0.0417
0.5	0.906	0.5370	0.1381	0.000	0.0294	0.0327
0.6	0.914	0.5737	0.1936	0.000	0.0236	0.0284
0.7	0.935	0.6018	0.2516	0.000	0.0184	0.0276
0.8	0.956	0.6067	0.3155	0.000	0.0138	0.0257
0.9	0.974	0.5619	0.3915	0.000	0.0097	0.0257
1.0	0.989	0.4000	0.4699	0.000	0.0006	0.0000



Şekil 7.21 Katamaran pervanesi



Şekil 7.22 Katamaran pervanesi kanat kesitleri



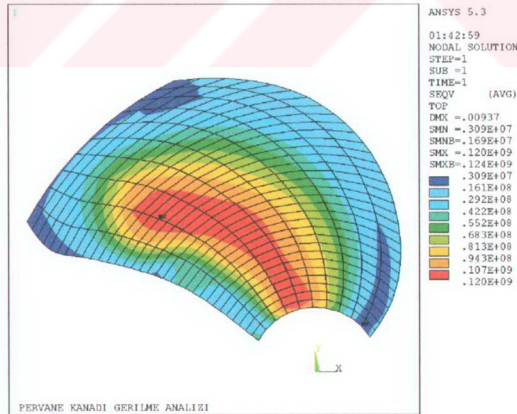
Şekil 7.23 Pervane kanadı üzerinde basınç dağılımları

Çizelge 7.11 Katamaran pervanesi için kanat açılırlarına göre analiz sonuçları

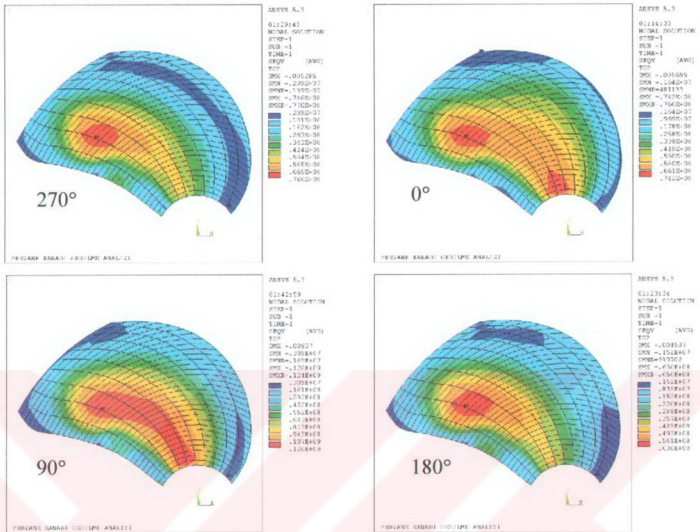
	270°	0°	90°	180°
Von-Mises(Mpa)	74.6	74.2	120	63
Yerdeğiştirme(m)	0.00529	0.0057	0.00937	0.0045
Kesme gerilmesi XY (Mpa)	21.2	23.9	42.5	18.2
Kesme gerilmesi YZ (Mpa)	-6.37	-8.15	-13.9	-4.89
Kesme gerilmesi XZ (Mpa)	25.9	25.5	41.9	21.7
1. Asal gerilme	43.3	34.3	70.5	37.4
2. Asal gerilme	-25.3	-38.0	-56.1	-21.8
3. Asal gerilme	-81.5	-83.3	-135	-68.9

Çizelge 7.12 Katamaran pervanesi için doğal frekans analizi sonuçları

Mod tipi	Frekans(Hz)Hava'da
I	350.46
II	556.33
III	970.19
IV	1257.5
V	1422.7
VI	1916.0
VII	2133.3
VIII	2468.8
IX	2801.0
X	2901.8



Şekil 7.24 En büyük gerilmenin olduğu kanat pozisyonu 90° için Von-Mises gerilme dağılımı



Şekil 7.25 Sırasıyla 270, 0, 90, 180 derece pozisyonları için Von-Mises gerilmesi

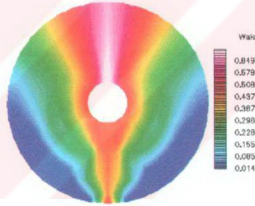
7.3 Yağ Tankeri

1599 tonluk yağ/kimyasal tankeri tek pervaneli ve 2265 BHP güçte MAN motora sahiptir. Bu tanker Kore’de 1996 senesinde yapılmıştır.

Tekne Özellikleri :

D _{WL}	5.60 m
Deplasman	1599 ton
Tek makina, şaft ve pervane :	
Dizel motor gücü	2665 BHP (%100 MCR)
V	12.5 knots

Pervane çalışma ortamındaki iz dağılımı model deneyleriyle tesbit edilmiştir.



Şekil 7.26 Tanker iz dağılımı

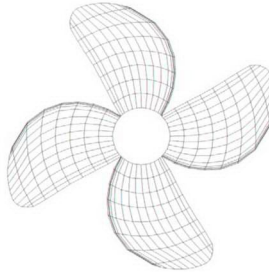
Tanker pervanesi gerilme analizi için yapılmış dizayndan pervane dataları alınmıştır. Bu datalar programa girilerek kanatlar üzerindeki basınç değerleri hesaplanmıştır. Hesaplanan basınçlar ve santrifüj etkisi bir program aracılığıyla ANSYS programına pervane modeli ile birlikte atılmıştır. ANSYS programı içindeki ayarlamalar ile gerilme analizi yapılmış ve sonuçlar alınmıştır. Pervane sonlu elemanlar modeli ANSYS’ de SHELL 93 elemanı ile yapılmıştır. Pervane kanat pozisyonlarında ayrı ayrı yapılan gerilme analizi pervane çalışma durumunu göstermekte ve yorulma analizi için hazırlık teşkil etmektedir.

Pervane Dizayn Dataları :

Gemi hızı	12.5 knots
Makina gücü (%100 MCR)	2665 BHP
Pervane tipi	Sabit kanatlı, Eğrilikli
Pervane çapı	2.84 m
Pervane kanat sayısı	4
Pervane devir sayısı	247 RPM
Eğrilik açısı	24°
Pervane verimi	0.542
Pervane itmesi	171.1986 KN
Pervane torku	52.3117 KNm
İtme katsayısı	.15124
Tork katsayısı	.01786

Çizelge 7.13 Katamaran pervane geometrisi dataları

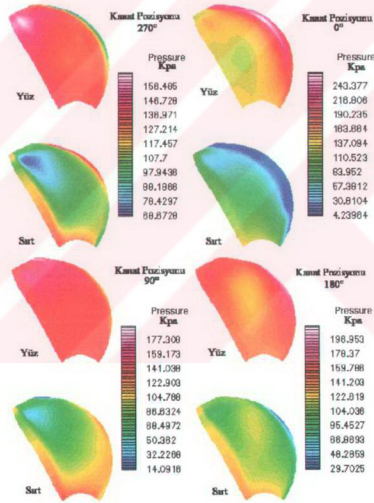
r/R	P/D	Kord (m)	Eğrilik (m)	Eğiklik (m)	Max.Kalınlık(m)	Sehim (m)
0.2	0.5734	0.5979	0.0000	0.0399	0.1039	0.0000
0.3	0.5866	0.6982	0.0082	0.0599	0.0920	0.0316
0.4	0.6027	0.7825	0.0338	0.0798	0.0801	0.0223
0.5	0.6217	0.8477	0.0779	0.0998	0.0682	0.0176
0.6	0.6261	0.8906	0.1408	0.1197	0.0562	0.0156
0.7	0.6444	0.8953	0.2252	0.1397	0.0443	0.0177
0.8	0.6619	0.8350	0.3346	0.1597	0.0324	0.0177
0.9	0.6746	0.6615	0.4746	0.1797	0.0204	0.0223
1.0	0.6825	0.45	0.6573	0.1996	0.0085	0.0000



Şekil 7.27 Tanker pervanesi



Şekil 7.28 Tanker pervanesi kanat kesitleri



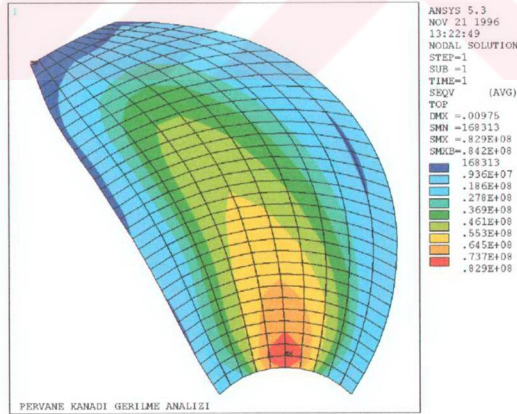
Şekil 7.29 Pervane kanadı üzerinde basınç dağılımları

Çizelge 7.14 Tanker pervanesi için kanat açılarına göre analiz sonuçları

	270°	0°	90°	180°
Von-Mises(Mpa)	31.9	82.9	55.5	35.4
Yerdeğiştirme(m)	0.005324	0.00975	0.008546	0.005027
Kesme gerilmesi XY (Mpa)	13.1	19.6	20.4	11.5
Kesme gerilmesi YZ (Mpa)	-7.22	-17.3	-12.5	-7.45
Kesme gerilmesi XZ (Mpa)	6.46	9.48	9.55	6.09
1. Asal gerilme	14.9	26.7	24.1	13.0
2. Asal gerilme	-7.69	-20.4	-13.4	-8.71
3. Asal gerilme	-34.8	-90.7	-60.7	-38.7

Çizelge 7.15 Tanker pervanesi için doğal frekans analizi sonuçları

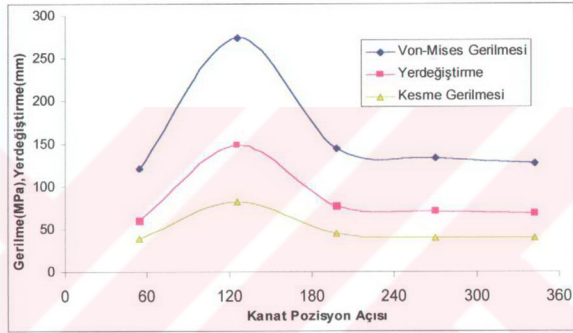
Mod tipi	Frekans(Hz)Hava'da
I	182.97
II	371.29
III	600.58
IV	676.80
V	886.96
VI	1116.2
VII	1160.1
VIII	1487.3
IX	1659.5
X	1741.2



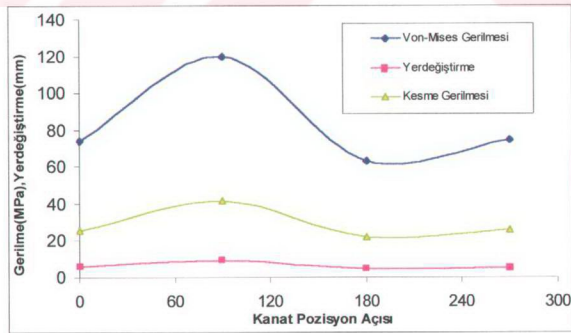
Şekil 7.30 En büyük gerilmenin olduğu kanat pozisyonu 0° için Von-Mises gerilme dağılımı

8 SONUÇ

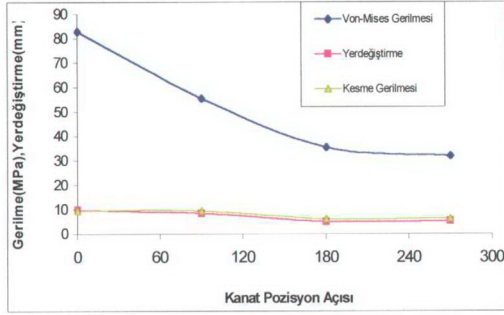
Üç farklı tipte tekne için Lifting Line, Lifting Surface yöntemleriyle yapılan dizayn ve analiz sonucu yapılan gerilme ve titreşim analizleri sonucu ortaya çıkan değerleri değişik şekillerde değerlendirmek mümkündür. Pervane kanadının bir devri boyunca maksimum gerilme, maksimum yerdeğiştirme, maksimum kesme gerilmesi fırkateyn (60° eğrilik) için Şekil 8.1, katamaran yolcu ferisi için Şekil 8.2, ve tanker için Şekil 8.3' deki gibidir.



Şekil 8.1 Fırkateyn pervanesi (60° eğrilik) için bir devir boyunca maksimum Von-Mises gerilmesi, kesme gerilmesi, yerdeğiştirme dağılımı

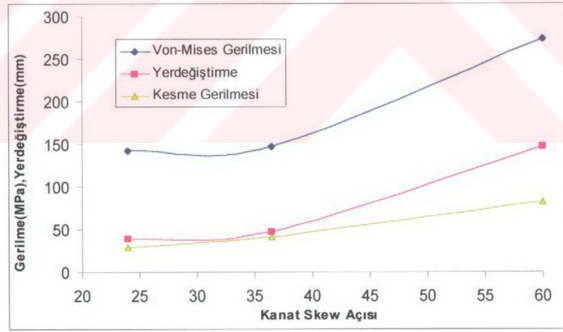


Şekil 8.2 Katamaran pervanesi için bir devir boyunca maksimum Von-Mises gerilmesi, kesme gerilmesi, yerdeğiştirme dağılımı

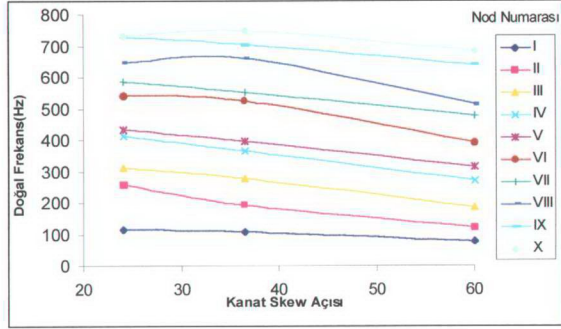


Şekil 8.3 Tanker pervanesi için bir devir boyunca maksimum Von-Mises gerilmesi, kesme gerilmesi, yerdeğiştirme dağılımı

Fırkateyn için yapılan üç farklı eğrilğe sahip pervane için eğrilğe bağı olarak maksimum gerilme, maksimum yerdeğiştirme, maksimum kesme gerilmesi ve titreşim modlarına göre doğal frekans değerlerinin değişimi Şekil 8.4' ve Şekil 8.5' de görülebılır.



Şekil 8.4 Fırkateyn için yapılan farklı eğrilikli pervanelerin maksimum Von-Mises gerilmesi, kesme gerilmesi, yerdeğiştirme dağılımı



Şekil 8.5 Fırkateyn için yapılan farklı eğrilikli pervanelerin doğal frekans dağılımı

Tüm pervanelerde yapılan analiz sonucu pervane kanadı iz dağılımının bozuk olduğu bölgelerden geçerken gerilme değerlerinin pik değerlere ulaştığı görülmektedir. Bu özellikle yüksek eğrilik değerine sahip pervanelerde etkisini daha çok göstermektedir. Fırkateyn pervanesinde eğriliğin artmasında kanat ucu bozuk iz bölgesine girdiği zaman kanat gerilme değerinin en büyük değere ulaştığı görülmüştür.

Farklı eğriliğin pervane doğal frekansı üzerine etkisi ise Şekil 8.5'te görüldüğü gibi fazla değişmemekle birlikte frekans düşüşü görülmektedir. Pervane çalışma devir sayısı bu frekanslar göz önünde bulundurularak seçilmesi gerekmektedir.

Tezde pervane dizaynı ve gerilme analizi için yazılan programlar ile özellikle yüksek performans isteyen savaş gemisi pervaneleri için bir optimizasyon imkanı hazırlanmıştır.

Yapılan bu hesaplar özellikle eğrilikli pervaneler için en büyük problemi teşkil eden yorulma kırılmaları için gerekli olan gerilme değişimi hesapları yapılmış olup döküm sonucu malzeme özellikleri göz önünde bulundurularak yorulma analizinde yapılabilir.

KAYNAKLAR

- Afanasieff, L., Marby, J. P., (1994), "The design of the FF-21 multi-mission frigate", Naval Engineers Journal, May 1994
- ANSYS, (1996), Basic analysis procedures guide, Release 5.3
- ANSYS, (1996), Modeling and meshing guide, Release 5.3
- ANSYS, (1996), Advanced analysis techniques guide, Release 5.3
- ANSYS, (1996), Structural analysis guide, Release 5.3
- ANSYS, (1996), Elements reference, Release 5.3
- Baker, G.S., (1977), "Vibration patterns of propeller blades.", Trans. NECIES, 57
- Baykal, M.A. ve Güner, M., (1996). "Gemi Sevki", D.H.O., İstanbul
- Burrill, L.C., (1943-44). "Calculation of Marine Propeller Performance Characteristics", Trans. N.E.C.I.E.S. Vol.60
- Burrill, L. C., (1946), "Marine propeller blade vibrations: full scale tests", trans NECIES, 1946
- Burrill, L. C., (1949), "Underwater propeller vibration tests", trans NECIES, 1949
- Burrill, L.C., (1955-56), "The Optimum Diameter of Marine Propellers", Trans. N.E.C.I.E.S. Vol.72
- Carlton, J.S., (1994), "Marine Propellers and Propulsion", Butterworth-Heinemann Ltd., Oxford, England
- Cumming, D.E., (1976), "The Effect of Propeller Wake Deformation on Propeller Design", ISP, July, 1976
- Çelik, F., (1997), "Gemi Pervanelerinin Dizaynı için Rasyonel bir Yaklaşım", Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi
- DNV, 1996, Rules for classification of high speed and light craft, Det Norske Veritas, 1996
- Eckhart, M.K. and Morgan, W.B., (1955), "A Propeller Design Method", Trans. SNAME, Vol.63
- ER, Yavuz. (1996), "Türk Deniz Kuvvetleri ihtiyacına yönelik fırkateyn dizaynı, savaş gemileri ve sistemlerinin araştırılması", Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Gemi İnşaatı Mühendisliği Bitirme ödevi, 1996

Glover, E.J., (1973), "A Design Method for the Heavily Loaded Marine Propellers", Trans. RINA, Vol.116: p.p.111-124

Güner, M.,(1994), "A Rational Approach to the Design of Propulsors behind Axisymmetric Bodies", PhD Thesis, University of Newcastle upon Tyne

Güner, M. ve Atlar, M., (1994), "Pervane/Stator Sevk Sistemi", Gemi ve Deniz Teknolojisi, Sayı:2-5

Holden, K., (1974), "Vibrations of marine propeller blades", Norwegian Mar. Res. No. 3, 1974

Imaichi, K., Tamam, H., "The superconducting magnetohydynamic propulsion system of Yamato-1: design, structure and performance", International Maritime Engineering.

Kafalı, K., (1982), "Gemi Formunun Statik ve Dinamik Esasları", İTÜ,İstanbul

Kerwin, J. E., (1959), "Machine Computation of Marine Propeller Characteristics", ISP, Vol.6, No.60

Kerwin, J. E. and Leopold, R., (1964), "A Design Theory for Subcavitating Propellers", Trans. SNAME

Kerwin, J. E., (1982), "Numerical Methods for Propeller Design and Analysis in Steady Flow", Trans. SNAME, Vol.90: p.p.415-453

Kerwin, J. E., Coney, W.B. and Hsin, C.Y., (1988), "Hydrodynamic Aspects of Propeller/Stator Design", Propeller'88 Symposium, Virginia, Paper no.3

Kerwin, J. E. , Frydenlund, O., (1977), "The Development of Numerical Methods for the Computation of Unsteady Propeller Forces", Symposium on Hydrodynamics of Ship and Offshore Propulsion System, Oslo, Norway; also Norwegian Maritime Research, Vol.5, No.2

Kerwin, J. E., Lee, C. S., (1978), "Prediction of Steady and Unsteady Marine Propeller Performance by Numerical Lifting Surface Theory", Trans. SNAME, Vol.86: p.p.218-253

Lerbs, H. W.,(1952), "Moderately Loaded Propellers with a Finite Numbers of Blades and an Arbitrary Distribution of Circulation", Trans. SNAME, Vol.60

Lewis, Edward V., (1988), "Principles of Naval Architecture", Trans. SNAME, Vol.II

Lockwood Taylor, (1945), "Propeller blade vibrations", Trans. RINA

Mecidoğlu, Z.,(1997), İTÜ F.B.E. Finite Element Analysis ders notları.

- Onaran, Kaşif,(1993), Malzeme Bilimi, Bilim Teknik Yayinevi,1993
- Prandtl, L. and Betz, A., (1927), “Vier Abhandlungen zur Hydro-und Aerodynamik”, Gottingen
- Rankine, W.J.M., (1865), “On the Mechanical Principles of the Action of Propellers”, Trans. I.N.A.,Vol.6
- Sabuncu, T., (1983), Gemi Sevki, İTÜ, İstanbul
- Schwanecke, H., (1975), “Comparative Calculations on Unsteady Propeller Blade Forces” , Report of Propeller Comettee, Fourteenth International Towing Tank Conference
- Tirupathi, R. Chandrupatla, Ashok, D. Belegundu, (1991), Introduction to Finite Elements in Engineering, Prentice Hall International, Englewood Cliffs, New Jersey.
- Tokuda, S., Okuyamu, Y., Inoue, H., Denoh, S., (1978), “Fatigue failure in marine propeller blades”, Propellers’78 Symp., Trans. SNAME, 1978.
- Topbaş, M.A. ,(1993), Endüstri malzemeleri, Cilt 1, Yıldız,1993.
- Tornblad, Jan, (1987), Marine Propellers and Propulsion of Ships, KaMeWa
- Tsakonas, S., Jacobs, W.R. and Ali, M.R., (1976), “Propeller Blade Pressure Distribution Due to Loading and Thickness Effects”, Stevens Institute of Technology, Davidson Laboratory Report 76-1869
- Webb, A.W.O., (1965), High Strength propeller Alloys. SMM Technical Paper No. 5, May, 1965
- Webb, A.W.O., Eames, C.F.W.,Tuffrey, A. Factors affecting design stresses in marine propellers. Propellers’75 Symposium, Trans. SNAME, 1975.
- William, W., Paul R. J., (1984), Finite Elements for Structural Analysis, Prentice Hall International, Englewood Cliffs, New Jersey.
- Roren, E.,Solumsmoen, O, Tenge, P., Sontvedt, T. (1973), “Marine propeller blades – allowable stresses, cumulative damage and significance of sharp surface defects.” ,2nd Lips Propeller Symp.,1973
- Zahavi E., (1992) The Finite Element Method in Machine Design, Prentice Hall International, Englewood Cliffs,New Jersey.

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	25.01.1976	
Doğum yeri	Kartal / İstanbul	
Ortaokul	1986 – 1989	Darıca Lisesi Orta Kısım
Lise	1989 – 1992	Gebze Sarkuysan Lisesi
Lisans	1992 – 1996	Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Gemi İnşaatı Mühendisliği Bölümü
Çalıştığı Kurum	1998 – Devam ediyor	Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Gemi İnşaatı Mühendisliği Bölümü Araştırma Görevlisi (Halen devam ediyor)
Askerlik Durumu	Tecilli	