

154205

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

PERVANE / NOZUL SİSTEMİNİN ANALİZİ

Gemi İnş. Ve Gemi Mak. Müh. Cüneyt MANAV

FBE Gemi İnşaatı Mühendisliği Anabilim Dalı, Gemi İnşaatı Programında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Mesut GÜNER

Doç. Dr. Tamer YILMAZ *tyilmaz*
Doç. Dr. Sahir BALCIÖZ *Sahir Bal*
Prof. Dr. Mesut Güner *Mesut Güner*

İSTANBUL, 2004

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....	v
KISALTMA LİSTESİ.....	vii
ŞEKİL LİSTESİ.....	viii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ÖNSÖZ.....	xii
ÖZET.....	xiii
ABSTRACT	xiv
1. GİRİŞ	1
1.1 Pervaneler Hakkında Genel Bilgiler	1
1.1.1 Pervanenin Üç Ana Karakteristiğinin Genel Etkisi	2
1.1.1.1 Çap Etkisi	2
1.1.1.2 Devir (RPM) Etkisi	2
1.1.1.3 Hatve (Piç) Etkisi	2
1.1.2 Çalıklık (Skew) ve Eğiklik (Rake).....	4
1.1.2.1 Çalıklık (Skew) ve Etkisi	4
1.1.2.2 Eğiklik (Rake) ve Etkisi	5
1.2 Nozullu Pervane Sistemleriyle İlgili Yapılmış Olan Analiz Çalışmaları	6
1.2.1 Kutta Şartı.....	14
1.3 Nozullu Pervaneler Nasıl Çalışır?.....	14
2. NOZULLU PERVANE ANALİZ YÖNTEMLERİ	19
2.1 Momentum Teorisi.....	20
2.2 Yüzey Girdap Metodu.....	20
2.3 Potansiyele Dayalı Panel Metot.....	20
2.4 Kaldırıcı Yüzey Teorisine Dayalı Analiz Metodu.....	21
2.5 Fluent Programı ile CFD Analizi.....	21
3. NOZULLU PERVANE DİZAYN ANALİZİ	24
3.1 Giriş.....	24
3.2 Tanımlar	25
3.3 Kuvvet Etkisi ve Akış İçin Genel İlişkiler	31
3.4 Hızlandırıcı (Accelerating) Nozul Tipinin Özellikleri.....	40
3.4.1 Akışı Hızlandıran Nozul Tipleri İçin NSMB’de Yapılan Deneyler	50
3.4.2 Hızlandırıcı (Accelerating) Tip Nozullarda Farklı Tip Uskur Pervanelerle NSMB’de Yapılan Deneylerin Özeti	55
3.4.2.1 Nozul 19a İçinde Ka Uskur Serileriyle Yapılan Açık Su Deneylerinin Sonuçları	58
3.5 Yavaşlatıcı (Decelerating) Nozul Tipinin Özellikleri.....	61

3.5.1	Yavaşlatıcı Tip Nozullarla NSMB' de Yapılan Araştırmalar	64
3.6	Hızlandırıcı (Accelerating) ve Yavaşlatıcı (Decelerating) Tip Nozullar	65
4.	STATİK ÇEKME (BOLLARD PULL) KAVRAMI.....	76
5.	KULLANILAN ANALİZ METODUNUN VE YAZILIMIN TARİFİ.....	104
5.1	Nozullu Pervane Kaldırıcı Yüzey Modeli	105
5.2	Kavitasyonun Tespiti ve Analizi	111
5.3	Sürekli Kuvvetlerin Hesabı	114
5.4	Bilgisayar Programı Hesaplamalarındaki Sıra	115
5.5	Kanat Kesit Kalınlıklarını Modelleyen Kaynakların Şiddetlerinin Hesabı.....	117
5.6	Nozul Kesit Kalınlıklarını Modelleyen Kaynakların Şiddetlerinin Hesabı	118
5.7	İndüklenmiş Hızların Hesabı	118
5.8	Pervane Kanadı Üzerinde Sürekli Kısımların İndükledikleri Hızların Hesabı ...	120
5.9	Pervane Anahtar Kanadı Herhangi Analiz Pozisyonunda İken, Nozul Anahtar Sektörü ile Nozul ve Pervane Değişken Serbest Girdap Bölgelerinin Pervane Kanadı Üzerinde İndükledikleri Hızların Hesaplanması	121
5.10	Üzerindeki Sınır Şartını İfade Eden Lineer Denklem Sisteminin Çözülmesi	121
5.11	Pervane Kanadı Üzerindeki Basınç Dağılımının Hesabı	122
5.12	Pervane Anahtar Kanadı Herhangi Pozisyonunda İken, Nozul Anahtar Sektörü ile Nozul ve Pervane Değişken Serbest Girdap Bölgelerinin Nozul Anahtar Sektörü Üzerinde İndükledikleri Hızların Hesaplanması	123
5.13	Nozul Anahtar Sektörü Üzerindeki Kinematik Sınır Şartını İfade Eden Lineer Denklem Sisteminin Çözülmesi	123
5.14	Pervane Anahtar Kanadı Herhangi Analiz Pozisyonundayken Nozul Anahtar Sektörü Üzerindeki Basınç Dağılımının Hesabı.....	124
5.15	Pervane Serbest Girdap Sisteminin Değişken Bölgesindeki Girdap Dağılımlarının Yenilenmesi	124
5.16	Nozul Serbest Girdap Sisteminin Değişken Bölgesindeki Girdap Dağılımlarının Yenilenmesi	124
5.17	Pervane Kanadı Üzerinde Tabaka Kavitasyonunun İncelenmesi	126
5.18	Pervane Kanadı Üzerindeki Tabaka Kavitasyonu Yüzeyinde Dinamik Sınır Şartını İfade Eden Lineer Denklem Sisteminin Çözülmesi.....	127
5.19	Tabaka Kavitasyonu Kalınlık Dağılımının Bulunması	128
5.20	Pervane Kanadı Üzerindeki Kabarcık Kavitasyonun İncelenmesi	129
5.21	Uç Girdap Kavitasyonunun İncelenmesi	130
5.22	Pervane Kanadı Üzerindeki Kuvvet/Moment Bileşenlerinin Hesaplanması	130
5.23	Kuvvet/Moment Bileşenlerinin Tüm Pervane için Hesabı	132
6.	UYGULAMALAR	134
6.1	Katır Pervanesinin İncelenmesi	134
6.1.1	Katır Pervanesinin Karakteristik Eğrileri	138
6.1.2	Katır Pervanesinde Sürate Göre İtmedeki Değişim	139
6.1.3	Katır Pervanesinin Nozul İçindeki Yerinin Değişiminin Etkisi	140
6.1.4	Katır Pervanesi Kanat Ucu ve Nozul İç Yüzeyi Arasındaki Aralığın Etkisi	143
6.1.5	Nozul Boyu-Pervane Çapı (l/D) Oranının Etkisi	144
6.1.6	İtme Yüklenme Katsayısı (C_T)'nin İdeal Verime Etkisi	146
6.1.7	Anahtar Kanat ve Anahtar Kanada Bağlı Nozul Sektörü Üzerindeki Basınç Dağılımı.....	147
6.2	Römorkör Pervanesinin Analizi	150

6.2.1	Römorkör Pervanesinin Karakteristik Eğrileri	153
6.2.2	Römorkör Pervanesinde Sürate Göre İtmedeki Değişim	155
6.2.3	Römorkör Pervanesinin Nozul İçindeki Yerinin Değişiminin Etkisi	156
6.2.4	Römorkör Pervanesi Kanat Ucu ve Nozul İç Yüzeyi Arasındaki Aralığın Etkisi	159
6.2.5	Nozul Boyu-Pervane Çapı (l/D) Oranının Etkisi	160
7.	SONUÇ	162
KAYNAKLAR		163
ÖZGEÇMİŞ		164



SİMGE LİSTESİ

a/l	Pervanenin nozul içindeki yerinin nozul boyuna oranı
A_E/A_o	Kanat açınım alan oranı
A_o/A_{EX}	Pervane disk alanı-nozul çıkış alanı
B_p	Pervane güç katsayısı
Ca	Sistem tarafından indüklenen hızların, pervane jeti içinde ve sonsuz uzaklıktaki değeri
C_{DN}	Nozul kesit direnç katsayısı
C_f	Türbülanslı sürtünme direnç katsayısı
C_L	Kaldırma katsayısı
C_p	Basınç katsayısı
C_T	İtme yüklenme katsayısı
D	Pervane çapı
d_h/D	Pervane göbeği-çap oranı
D_N	Nozul direnç katsayısı
E	Pervane akımından oluşan kinetik enerji
f/l	Nozul sehim oranı
F_a/F	Kanat alan oranı
Γ_f	Açık su sistemi olarak düşünülen (nozul + pervane) için nozul etrafındaki toplam sirkülasyon
Γ'_f	Sadece nozul izole edildiği takdirde bulunacak sirkülasyon değeri
$\Delta\Gamma_f$	Pervane çalıştığı takdirde ortaya çıkacak indüklenmiş radyal hızların doğuracağı düşünülen fiktif sirkülasyon artımı
H	Toplam basma yüksekliği
η_i	İdeal verim
η_o, η_p	Açık su verimi
J	İlerleme katsayısı
ϕ	Kapasite katsayısı
J_{cyl}	Nozul içindeki uskurun ilerleme katsayısı
K_Q	Tork katsayısı
K_T	İtme katsayısı
K_{TN}	Nozul itme katsayısı
K_{TP}	Pervane itme katsayısı
l/D	Nozul boyu-çap oranı
N	Pervane devri (RPM)
P	Hatve
P/D	Piç oranı
P_∞	Bozulmamış akımdaki statik basınç
P_D	Pervane gücü
Q	Kapasite
ρ	Yoğunluk
R	Pervane yarıçapı
s/l	Nozul maksimum kalınlık oranı
T	İtme
T_i	Teorik pervane itmesi
T_p	Pervane itmesi
u_1, u_2	Pervane ve pervane gerisindeki eksenel hız artışı
$u_N(r/R)$	Nozula bağlı olarak pervane yüzeyindeki eksenel hızların radyal dağılımı
$u_P(r/R)$	İmpellere bağlı olarak pervane yüzeyindeki eksenel hızların radyal dağılımı

u_p, u_N	Pervane ve nozul tarafından pervane yüzeyinde indüklenen ortalama aksenal hız
$u_T(r/R)$	İmpellere bağlı olarak pervane yüzeyindeki teğet hızların radyal dağılımı
V_a, V_e	Pervane üzerine gelen su hızı
V_p	Pervane kanat yüzeyindeki hız
ψ	Basınç katsayısı
Z	Kanat sayısı
α_i	Pervane şaftı ve nozul profilinin kuyruk-burun hattı arasındaki açı
δ	Spesifik çap
η_{fN}	Nozul direncinden dolayı oluşan verim faktörü
τ	İtme oranı
σ	Spesifik hız



KISALTMA LİSTESİ

CFD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
MARIN	Maritime Research Institute Netherlands
NSMB	Netherlands Ship Model Basin



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	Sabit hatve kanat helisi	3
Şekil 1.2	Kanat açısı 'a'	4
Şekil 2.3	Kanattaki eğiklik ve çalıklık	5
Şekil 1.4	Çalıksız kanat solda, orta çalıklı kanat sağda.....	5
Şekil 1.5	Kanat eğikliğinin gösterimi.....	6
Şekil 1.6	Nozullu pervane çalışma prensibi	15
Şekil 1.7	Nozul itmesinin gösterimi.....	16
Şekil 1.8	Nozullu pervane ana eksenel hızı ve verimi	17
Şekil 2.1	Nozullu pervane model testi.....	20
Şekil 2.2	Fluent Programından Elde Edilmiş Gemi Kıçındaki Akım Hatları.....	22
Şekil 2.3	Nozullu pervane önündeki basınç katsayısı dağılımı	22
Şekil 2.4	Nozullu pervane arkasındaki basınç katsayısı dağılımı	23
Şekil 2.5	Nozullu pervane gerisindeki akım hatları 1.....	23
Şekil 2.6	Nozullu pervane gerisindeki akım hatları 2.....	23
Şekil 3.1	En iyi verimde hidrodinamik makina geometrik dizaynı ve spesifik hız ve çap arasındaki bağıntı.....	26
Şekil 3.2	En iyi verimde eksenel akışlı impeller, spesifik hız ve çap	28
Şekil 3.3	En iyi verimde spesifik hız ve çap arasındaki bağıntı	32
Şekil 3.5	Momentum teoreminde kullanılan kontrol hacmi	31
Şekil 3.6	Nozullu pervane sisteminin ideal verimi	32
Şekil 3.7	Nozullu pervane sisteminin pervane alanındaki ortalama statik basıncı	33
Şekil 3.8	İmpeller tarafından pervane alanı üzerinde indüklenen ortalama eksenel hız	34
Şekil 3.9	Nozul tarafından pervane alanı üzerinde indüklenen ortalama eksenel hız.....	35
Şekil 3.10	Farklı nozul tipleri tarafından oluşturulan akım hatlarının genel formu	36
Şekil 3.11	l/D , s/l , τ 'nun fonksiyonu olarak nozul profilinin kesit kaldırma katsayısı	37
Şekil 3.12	Nozul 19a'daki akım ayrışması temsili gösterimi.....	37
Şekil 3.13	l/D , s/l , τ 'nun fonksiyonu olarak nozul dış yüzeyindeki basınç	38
Şekil 3.14	C_T l/D 'nin fonksiyonu olarak nozul sürtünme direncine bağlı etkinlik faktörü ...	44
Şekil 3.15	Ka serisi pervane kanat formları	43
Şekil 3.16	Nozul no 37, $l/D=0,5$	44
Şekil 3.17	İleri yolda statik çekme durumunda farklı sevk sistemlerinin karakteristikleri ...	44
Şekil 3.18	Tornistan yolda statik çekme durumunda farklı sevk sistemlerinin karakteristikleri.....	45
Şekil 3.19	V_a , P_D , n verildiğinde farklı nozullu pervanelerin optimum çapının bulunması için eğriler	45
Şekil 3.20	V_a , T ve n verildiğinde farklı nozullu pervanelerin optimum çapının bulunması	46
Şekil 3.21	V_a , P_D ve D verildiğinde farklı nozullu pervanelerin optimum devrinin bulunması	46
Şekil 3.22	V_a , T ve D verildiğinde farklı nozullu pervanelerin optimum devrinin bulunması.....	47
Şekil 3.23	Nozullu pervanenin sürtünme nozul direncine bağlı verim kayıpları ve optimum ideal verim	49
Şekil 3.24	Nozul kuyruk hattı ve şaft arasında farklı açılara haiz 3, 5 ve 6 numaralı nozul sistemlerinin mukayeseleri	51
Şekil 3.25	Değişik sehim oranlı nozul profillerine sahip 3, 7 ve 8 numaralı nozul sistemlerinin mukayeseleri.....	52
Şekil 3.26	Farklı boy-çap oranlarına haiz 2, 3, 4, 7, 10 ve 11 numaralı nozul sistemlerinin mukayeseleri.....	53
Şekil 3.27	18, 19 ve 20 numaralı nozulların profilleri nozul boy-çap oranı 0,5.....	54

Şekil 3.28	Farklı sehim (camber) oranlı f/l nozul profillerine sahip 18, 19 ve 20 numaralı nozul sistemlerinin mukayeseleri.....	55
Şekil 3.29	19a nozul profili.....	56
Şekil 3.30	Kanat uç klerensi ve verim kaybı arasındaki bağıntı	57
Şekil 3.31	Nozul 19a içindeki Ka 4-70 uskur serileriyle yapılan açık su deneylerinin sonuçları.....	58
Şekil 3.32	B 4-70 uskur serisi ve nozul 19a içinde Ka 3-65, Ka 4-70 ve Ka 5-75 uskur serilerinin mukayesesi.....	59
Şekil 3.33	Nozul 19a içindeki Ka 4-70 uskur pervanesinin arka dolgu karakteristikleri.....	60
Şekil 3.34	Tankerler için nozul kullanımı ile shp'deki azalma.....	61
Şekil 3.35	Nozullu pervanesinin impeller kanatlarındaki minimum statik basınç.....	63
Şekil 3.36	30, 31 ve 32 no'lu nozul profilleri.....	65
Şekil 3.37	Nozullu pervane sisteminin pervane kanatlarındaki minimum statik basınçları.....	66
Şekil 3.38	Ka 5-100 pervanelerinin özellikleri.....	67
Şekil 3.39	Pervane disk alanı/nozul çıkış alanı oranı, itme katsayısı ' C_T ' ve verim arasındaki bağıntı.....	68
Şekil 3.40	Nozul 33 içerisinde Ka 5-100 ve B 4-70 uskur serileri ve nozul 19a içerisinde Ka 4-70 uskur serilerinin B_p , δ ve η_o arasındaki optimum bağıntı.....	69
Şekil 3.41	Eksenel silindir içinde Ka 4-70 uskur serileriyle yapılan açık su testlerinin sonuçları.....	71
Şekil 3.42	Silindirdeki hız ve uskur+silindir kombinasyonunun arasındaki bağıntı	72
Şekil 3.43	Nozul 19a'nın itme oranı τ ve itme katsayısı C_T arasındaki bağıntı.....	73
Şekil 3.44	İtme katsayısına (C_T) bağlı nozul 19a'daki eksenel hız.....	74
Şekil 3.45	Nozula bağlı olarak nozuldaki eksenel hızların radyal dağılımı	74
Şekil 4.1	Daha önce açık pervane kullanılmış bazı teknelerde nozullu pervane kullanılmasıyla itmedeki değişim.....	84
Şekil 4.2	Daha önce açık pervane kullanılmış bazı teknelerde nozullu pervane sevk sistemi kullanılmasıyla statik verimdeki değişim	84
Şekil 4.3	Elde edilen örnekler vasıtasıyla spesifik statik çekme-güç yoğunluğu kıyaslaması.....	102
Şekil 4.4	Elde edilen örnekler vasıtasıyla statik verim - güç yoğunluğu kıyaslaması.....	103
Şekil 5.1	Kort yönünde konsantre girdap ve kaynak elemanlarından oluşan ayrık dağılım.....	108
Şekil 5.2	Nozul için kaldırıcı yüzey modeli.....	110
Şekil 5.3	Pervane kanadı üzerinde bulunması muhtemel kavitasyon çeşitleri	112
Şekil 5.4	Pervane ve nozul üzerindeki zamanın bağılısı kuvvet ve moment bileşenleri....	115
Şekil 5.5	İndüklenmiş hızların hesabı	119
Şekil 5.6	Pervane ve nozul serbest girdap sisteminin değişken bölgesindeki girdap dağılımlarının yenilenmesi.....	125
Şekil 5.7	Tabaka kavitasyonunun dinamik özellikleri	127
Şekil 5.8	Parçalı kavitasyon kalınlıkları, bunların yuvarlatılmaları ve pervane sehim hattına etkileri	129
Şekil 5.9	Kuvvet ve Moment bileşenleri	131
Şekil 6.1	Katır pervanesi detaylı geometrisi.....	135
Şekil 6.2	Katır kort nozul detaylı geometrisi.....	136
Şekil 6.3	Katır pervanesinin nozullu ve nozulsuzhaldeki karakteristik eğrileri	138
Şekil 6.4	Katır pervanesinde süratle göre itmedeki değişim	139
Şekil 6.5	İlerleme hızındaki değişime göre nozul ve pervane itmesindeki değişim ($N=13,368$ d/sn.).....	140
Şekil 6.6	Katır pervanesinin nozul içindeki yerinin etkileri ($J=0$, $N=13$ d/sn, $V_a=0$ m/sn).....	140
Şekil 6.7	Katır pervanesinin nozul içindeki yerinin etkileri ($J=0,05$, $N=13$ d/sn, $V_a=0,479$ m/sn).....	140

	m/sn)	141
Şekil 6.8	Katır pervanesinin nozul içindeki yerinin etkileri ($J=0,1$, $N=13d/sn$, $Va=0,9581$ m/sn)	141
Şekil 6.9	Katır pervanesinin nozul içindeki yerinin etkileri ($J=0,15$, $N=13d/sn$, $Va=1,437$ m/sn)	142
Şekil 6.10	Katır pervanesinin nozul içindeki yerinin etkileri ($J=0,2$, $N=13d/sn$, $Va=1,9162$ m/sn)	142
Şekil 6.11	Pervane kanat ucu ve nozul iç yüzeyi arasındaki boşluğun etkisi	143
Şekil 6.12	Nozul boyu-pervane çapı oranının etkileri ($J=0$, $N=13d/sn$, $Va=0$ m/sn)	144
Şekil 6.13	Nozul boyu-pervane çapı oranının etkileri ($J=0,05$, $N=13d/sn$, $Va=0,479$ m/sn)	144
Şekil 6.14	Nozul boyu-pervane çapı oranının etkileri ($J=0,1$, $N=13d/sn$, $Va=0,9581$ m/sn)	145
Şekil 6.15	Nozul boyu-pervane çapı oranının etkileri ($J=0,05$, $N=13d/sn$, $Va=0,479$ m/sn)	145
Şekil 6.16	Nozul boyu-pervane çapı oranının etkileri ($J=0,2$, $N=13d/sn$, $Va=1,9162$ m/sn)	146
Şekil 6.17	İtme yüklenme katsayısı (C_T)'nin ideal verime etkisi	147
Şekil 6.18	Anahtar kanat tam yukarda iken kanat emme tarafındaki basınç dağılımı	147
Şekil 6.19	Anahtar kanat tam yukarda iken kanat basma tarafındaki basınç dağılımı	148
Şekil 6.20	Anahtar kanat tam yukarda iken nozul iç yüzey sektöründeki basınç dağılımı	149
Şekil 6.21	Anahtar kanat tam yukarda iken nozul dış yüzey sektöründeki basınç dağılımı	149
Şekil 6.22	Römorkör nozulu detaylı geometrisi	151
Şekil 6.23	Römorkör pervanesi detaylı geometrisi	152
Şekil 6.24	Römorkör pervanesinin nozullu ve nozulsuz haldeki karakteristik eğrileri	154
Şekil 6.25	Römorkör pervanesinin nozullu ve nozulsuz haldeki sürata göre itmedeki değişimleri ($N=4,33$)	155
Şekil 6.26	İlerleme hızındaki değişime göre nozul ve pervane itmesindeki değişim ($N=4,33d/sn$)	156
Şekil 6.27	Römorkör pervanesinin nozul içindeki yerinin etkileri ($J=0$, $N=4,33d/sn$, $Va=0$ m/sn)	156
Şekil 6.28	Römorkör pervanesinin nozul içindeki yerinin etkileri ($J=0,1$, $N=5,12d/sn$, $Va=1$ m/sn)	157
Şekil 6.29	Römorkör pervanesinin nozul içindeki yerinin etkileri ($J=0,2$, $N=4,33$ m/sn, $Va=1,68$ m/sn)	157
Şekil 6.30	Römorkör pervanesinin nozul içindeki yerinin etkileri ($J=0,3$, $N=5,12d/sn$, $Va=1$ m/sn)	158
Şekil 6.31	Römorkör pervanesinin nozul içindeki yerinin etkileri ($J=0,4$, $N=4,33d/sn$, $Va=1$ m/sn)	158
Şekil 6.32	Pervane kanat ucu ve nozul iç yüzeyi arasındaki boşluğun etkisi ($J=0$, $N=4,33m/sn$, $Va=0m/sn$)	159
Şekil 6.33	Nozul boyu-pervane çapı oranının etkileri ($J=0$, $N=4,33$ m/sn, $Va=0m/sn$)	160
Şekil 6.34	Nozul boyu-pervane çapı oranının etkileri ($J=0,05$ $N=4,33m/sn$, $Va=0,42m/sn$)	161
Şekil 6.35	Nozul boyu-pervane çapı oranının etkileri ($J=0,15$ $N=4,33m/sn$, $Va=1,26m/sn$)	161
Şekil 6.36	Nozul boyu-pervane çapı oranının etkileri ($J=0,2$ $N=4,33m/sn$, $Va=1,68m/sn$)	166

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1	Nozul 19A içerisinde Ka 4-70 pervanesi için katsayılar	41
Çizelge 3.2	Nozul 37 içerisinde Ka 4-70 pervanesi için katsayılar	42
Çizelge 3.3	Wageningen B serisi pervaneler üzerinde yapılan deneylerin incelenmesi	50
Çizelge 3.4	Dizayn parametreleri için kullanılan veriler	64
Çizelge 3.5	Farklı gemi tipleri için tipik B_p ve C_T değerleri	69
Çizelge 4.1	Daha önce açık pervane kullanıp daha sonra nozullu pervaneli sevk sistemine dönüştürülen bazı teknelerin mukayesesi.....	78
Çizelge 4.2	Çeşitli kaynaklardan elde edilen nozullu pervaneli sevk sistemlerinin mukayeseleri.....	85

ÖNSÖZ

Günümüzde nozullu pervanelerin birçok uygulaması görülmektedir. Ancak Tuzla ve civarındaki tersanelerde yaptığım araştırmalarda nozullu pervaneli sevk sisteminin bizde pek revaçta olmadığını, hatta pervane ve sevk sistemlerine ait hemen hemen hiçbir dizayn ve analiz çalışması olmadığını gördüm. Genelde, yurt dışından gelen dökümler burada işlenmek suretiyle pervane üretimi olmaktadır.

Özel bir tersanede yaptığım görüşmede dinlediğim bir hikaye gerçekten enteresandı. Sea Wolf II isimli bir tanker denizde topuk atlamak suretiyle bahse konu tersanede onarıma girmişti. Tankerin nozulu kaza esnasında kırılıp denize düşmüş olduğundan, gemi tarafından geçici olarak sadece pervanenin onarımı talep edilmişti. Tankerin hızı 14 knot kadardı. Onarım tamamlandığında aynı yükte yapılan tecrübede tankerin sürati 17 knot'a çıkmıştır. Bu traji-komik olay nozulun her sistem için faydalı olamayabileceğini; dikkatlice seçilmiş sistematik deneylerle desteklenen uygun teorik metodların uygulanma zorunluluğunu bir kez daha göstermiştir. Bu çalışmada da nozul kullanımının uygun olabileceği şartlar özellikle vurgulanmıştır.

Bu çalışmada en çok sıkıntı duyduğum şeylerden birisi de konu ile ilgili kaynak bulmadaki zorluktu. Bu yüzden bu çalışmanın iyi bir referans olmasını ümit ediyorum.

Bu çalışmayı hazırlarken, denizci olmamın bir gereği olarak çoğu zaman danışmanım Prof. Dr. Mesut Güner'e telefonla ulaşmak zorunda kaldım; hatta uzun süre kendisiyle görüşemediğim zamanlar oldu. Bu zorluklara ve kendi yoğun programına karşın bana destek vermesinden dolayı kendisine minnettarım.

Ayrıca, karşılıklı istişarelerimizden çok faydalandığım Arş. Gör. Fahri Çelik'e de teşekkürü bir borç bilirim.

Umudumu yitirdiğim her an yanımda olan, uzakta olsam da desteğini her zaman yanımda hissettiğim sevgili aileme, anneme, babama ve kardeşlerime de şükranlarımı sunuyorum. Size yaraşır bir evlat ve bir kardeş olmak için elimden geleni yapmaya devam edeceğim.

ÖZET

Pervanenin çevresini bir nozul ile çevreleme düşüncesinin bir avantaj sağladığını ilk olarak Kort (1934) göstermiştir.

Pervanenin nozul içinde kullanılması ile, verimi artırma, pervane kavitasyonunu azaltma veya pervaneyi dış etkenlerden korumak hedeflenebilmektedir. Verim artışı sağlanması amacıyla pervane içerisindeki akım hızını artıran ve pozitif bir itme sağlayan nozul tipi “Hızlandırıcı Nozul veya Kort Nozul” olarak adlandırılır. Bu tip nozulların kullanılması ile ağır yükleme durumlarında gerekli makine gücü ve kanat uçlarındaki serbest girdaplar azalır.

Genellikle büyük yük gemilerinde, tankerlerde, hızlı savaş gemilerinde, torpidolarda ve kavitasyon riski taşıyan sistemlerde pervanede kavitasyonu önlemek amacıyla kullanılan nozul tipi ise “Yavaşlatıcı Nozul” olarak adlandırılır.

Kavitasyon başlangıcını geciktirmede önemli bir rol oynayan Yavaşlatıcı Nozul uygulamasında akım hızının azaltılması kanatlarda basınç artışına yol açar. Bu artış, kavitasyon başlangıcını geciktirmede önemli bir rol oynar. Buna karşılık nozul, kendi başına negatif bir itme sağladığı için bunu karşılayacak şekilde pervane yükünün artırılması gerekir.

Bu çalışmada pervane+nozul sistemi ele alınarak sistemin performansı, nozul boyuna, pervane kanat ucu ile nozul iç yüzeyi arasındaki açıklığa ve pervanenin nozul içindeki yerine bağlı olarak hesaplanmakla birlikte aynı sevk sistemi için nozullu ve nozulsuz hal irdelenmiştir. Parametrik çalışma için iki değişik nozullu pervaneli sevk sistemi ele alınmış ve analizlerin bilgisayar ortamında yapılabilmesi için Yıldız Teknik Üniversitesi’nde geliştirilmekte olan Fortran kodunda yazılmış DPROP yazılımı kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar literatürdeki sonuçlar ile karşılaştırılarak yorumlar yapılmıştır.

Anahtar kelimeler: Hızlandırıcı nozul, yavaşlatıcı nozul, analiz, itme, verim.

ABSTRACT

Kort (1934) firstly showed the advantages that can be obtained by application of the nozzle.

It can be gained the protection of the propeller, reduction of the propeller cavitation and increase of the efficiency by application of the nozzle that covers the propeller. The nozzle produces a positive thrust, the inflow velocity of the impeller is increased, and an improvement in efficiency is found. That's called as "accelerating or Kort nozzles". By using these types of nozzles, the required engine power and free vortex at the blade tips decrease at heavily loaded propellers.

In the case of the decelerating flow type of nozzle, the nozzle is used to increase the static pressure at the impeller. The duct will produce a negative thrust. This nozzle may be used if retardation of propeller cavitation is desired. It's generally used at tankers, fast war ships and torpedos.

For the decelerating flow type of nozzle, the impeller loading must be increased. An improvement of the cavitation properties of the impeller will therefore only be obtained if the gain in static pressure at least compensates the unfavorable effect of the increased screw loading.

It's studied the performance of the impeller+nozzle system by varying the duct chord length, gap between the propeller blade tip and duct inner surface and distance from the duct leading edge to the propeller disc in this prompt. There are two ducted propellers found for the parametric analyse. It's used DPROP software which is stil getting developed at Yildiz Technical University for the analyse. Conclusions are compared with the conclusions at the literature.

Keywords: Accelerating nozzle, decelerating nozzle, analysis, thrust, efficiency.

1. GİRİŞ

1.1 Pervaneler Hakkında Genel Bilgiler

Gemi sevkinde en yaygın olarak kullanılan sistem pervanedir. Pervane diğer sevk sistemlerine göre daha yüksek verimle çalışır ve karmaşık teknolojiler gerektirmez. Tipik bir pervane sisteminde sevk verimi %70'e kadar çıkabilir.

Pervane, makinadan şaft ile gelen momenti eksenel bir itme hareketine dönüştürür. Bir pervanenin temel hidrodinamik karakteristikleri, çap (D), devir sayısı (N), hatve (P), yüzey alanı (A) ve açık su verimidir (η_o).

Pervaneler genellikle tek parça olarak alüminyum, dökme demir, paslanmaz çelik veya bronz alaşımlarından dökülür. Ticari gemilerde en çok kullanılan metal, bakır, alüminyum ve nikel içeren bronz alaşımlarıdır.

Genel sevk veriminin maksimum yapılabilmesi için tek pervane en uygundur. Çift pervane sınırlı su çekimi, veya yüksek manevra kabiliyeti veya aşırı güç gerektiren hallerde tercih edilir. Çift pervane sistemi tek pervaneye göre daha ağır ve pahalıdır. Kanat sayısı genelde 3, 4 veya 5'tir. Düşük kanat sayısı ile verim artar ancak artan kanat sayısı ile pervane çapını düşürme olanağı doğar.

Optimum pervane çapı, verilen bir güç değeri için, pervane şaft hızı ve gemi hızı esas alınarak hesaplanır. Güçteki artış ile pervane çapı artar; şaft hızının artması ile de azalır. Kanat sayısının ve kanat alan oranının artması, pervanenin çapının küçülmesine yol açar. Kanat alanının büyüklüğü, pervane yükü ve gemi hızına bağlıdır. Çok küçük kanat alanına sahip pervanelerde kavitasyon sorunu çıkabilir. Öte yandan çok geniş kanat alanları ise aşırı sürtünme kayıplarına yol açar.

Kullanılacak pervane tipi aşağıdaki faktörlere bağlıdır;

- Gemi tipi
- Gemi hızı
- Geminin tekne formu
- Geminin çalışma bölgesi

Tek pervaneli gemilerde gemi kış formunun sevk bakımından dizayn edilmesi zorunludur. Ancak çift pervaneli gemilerde böyle bir durum olmadığından kış formu minimum direnç için dizayn edilecektir.

Pervane karakteristiklerinin belirlenmesinde verimin maksimum yapılması esastır, ancak bu arada kavitasyon ve titreşim problemlerine de dikkat edilmelidir. Örneğin düşük kanat sayısı verimi artırır; ancak titreşim yaratma olasılığı artar. Pervane çapı arttıkça verim iyileşir; ancak tekne ile pervane arasındaki açıklıklar azalacağı için titreşim olasılığı artar.

Pervaneler olabildiğince tekneye yakın yerleştirilmeli ve izin en yoğun olduğu bölgede çalışmalıdır. İtme azalması pervanedeki negatif basınçtan kaynaklanır ve tekne ile pervane arasındaki uzaklık ile düşer. Bu uzaklık pervane çapına ulaşınca ihmal edilebilecek bir düzeye iner ancak diğer problemler nedeniyle bu durum genellikle elde edilemez. Pervane çapı olabildiğince büyük olmalı ancak titreşim yaratmamak için de tekne ile pervane arasında belirli açıklıklar bırakılmalıdır.

Pervanelerin büyük bir çoğunluğu sabit bir hatve değerine sahip olup belli bir işletim durumunda optimum verime sahip olacak şekilde dizayn edilirler. Ancak bazı gemi tiplerinde işletim koşulları farklılıklar gösterir ve optimum bir pervane dizayn etmek güçleşir. Örneğin balıkçı gemilerinde ve römorkörlerde normal seyir (free-running) ve çekme (ağ, gemi, vs.) durumlarında pervanenin işletim koşulları çok farklıdır (Arslan, 2002).

1.1.1 Pervanenin Üç Ana Karakteristiğinin Genel Etkisi

1.1.1.1 Çap Etkisi

Çap, bir pervanenin absorbe ettiği ve ilettiği gücün miktarına kumanda eden en önemli faktördür. Bu yüzden pervane itmesinin etkileyen önemli tekil faktördür. 35 knot süratin altındaki tekneler için daha büyük çaplar daha büyük verim demektir. Çaptaki ufak bir artış, itmede ve şaft/makinadaki tork yükünde büyük bir artışa yol açar. Bundan dolayı daha büyük çaplarda daha düşük devirler kullanılmalıdır.

1.1.1.2 Devir (RPM) Etkisi

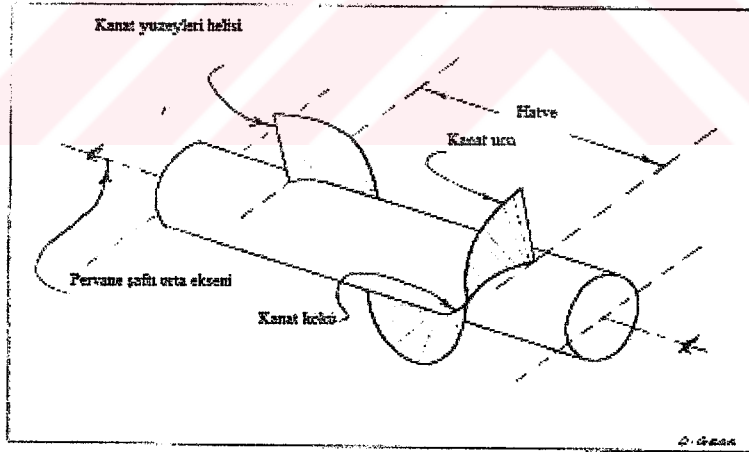
Genelde yüksek devirler, yüksek süratli tekneler hariç verime bir katkı sağlamaz. 35 Knot'dan az sürati olan tekneler için deviri düşürmek aynı ölçü ve ağırlıktaki makina ve eşit yakıt sarfiyatı için daha büyük pervaneler kullanılmasına müsaade eder. Daha büyük çaplar itme üretiminde daha etkin olduklarından genelde bir çok uygulamada düşük devir görülmektedir.

1.1.1.3 Hatve (Piç) Etkisi

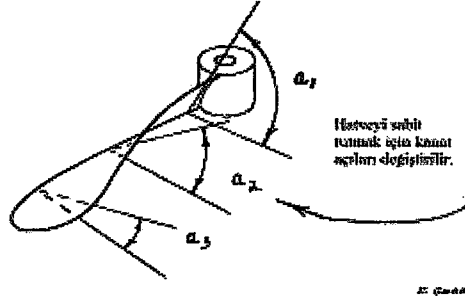
Hatve (Piç) kelimesi vida benzeşiminden gelme bir terimdir. Pervanenin su içindeki ilerlemesi bir vidanın yumuşak bir ağaca girerken ki ilerlemesine benzer. Aslında pervane için

Bir vidada olduğu gibi, pervane de her bir dönüşünde sabit bir miktar ilerleyecektir. Pervanenin tam bir dönüşü sırasında ilerlediği mesafeye pervanenin hatvesi yada piçi (P) denir. Bu şekilde tanımlanan piç nominal piç olarak bilinir. Örneğin, pervane her bir tam turunda 0.5 metre ilerliyorsa piçi 50cm dir. Pervane şaft üzerine takıldığından şaftı da aynı mesafe ileriye götürür. Şaftta itmeyi tekneye aktararak teknenin sevkini sağlar.

Her dönel cisimde olduğu gibi pervanenin her dönüşünde pervane kanadının göbeğe yakın kesitleri kanat ucuna yakın kesitlere göre daha kısa mesafe kat etmiş olurlar. Örneğin 400 milimetre çapa sahip bir pervanenin kanat ucu her dönüşte 1257 milimetre yol kat etmekte (400 mm çaplı çemberin çevresi), buna karşılık 0.2R kesiti ($R=0.2 \times 200\text{mm}$) aynı zamanda 251.33 milimetre yol kat etmiş olmaktadır. Bu çok önemli bir farktır. Uca yakın kanat kesitleri ile köke yakın kanat kesitleri aynı katı cismi teşkil etmeleri nedeniyle ayrı ayrı mesafeleri gidemeyeceklerine göre kanat kökünden kanat ucuna doğru kanat açıları küçültülerek kesitlerin benzer ilerlemeler gösterebilecekleri şekilde düzenlenirler. Bu prensibin tüm kanat kesitlerine uygulanması ile pervane kanatlarının karakteristik eğriliği verilmiş olur. Pervane piçi ile kanatların açıları şey değildir. Bunu önemle hatırlamak gerekir (Güner vd., 1999).



Şekil 1.1 Sabit hatve kanat helisi (Propeller Handbook, 1989)



Şekil 1.2 Kanat açısı 'a' (Propeller Handbook, 1989)

Hatve, suyu pervane gerisine doğru hızlandırarak pervane şaft torkunu itmeye dönüştürür. Bunu açıklayan formül Newton'un ikinci kuralıdır;

$$F=ma \quad (1.1)$$

Benzer bir şekilde, gemi hızı, momentumun korunumu prensibine göre pervane tarafından geriye basılan suyun momentumuyla orantılıdır. Bir başka deyişle, pervane gerisine basılan suyun kütlesi ile hızının çarpımı, ivmelenen teknenin kütlesi ve hızının çarpımına eşittir.

$$M_1 V_1 = M_2 V_2 \quad (1.2)$$

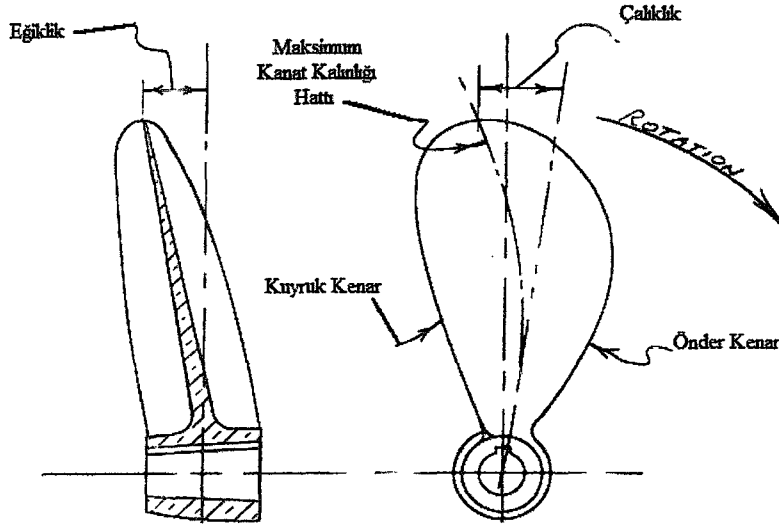
Geniş çaplı pervane olsa dahi hatvesiz yada atak açısı olmayan pervane itme sağlamaz. Aşırı hatveli kanatlar normalden çok fazla suyu pervane gerisine göndermeye çalışırlar ve makinanın kaldıramayacağı bir yük oluştururlar. Bu yük artımı makina devrini tahditler ve makinada tahribatlara yol açabilir.

Pervane seçimi yapıldığında kriter olarak normal operasyon hızlarında makinayı aşırı yüklemekten itmeyi maksimum yapacak çap ve hatvenin seçilmesi gerekmektedir. Hatveyi artırmak itmeyi artırır, fakat hatveyi aşırı fazla artırmak makina devrini limitlemesiyle ana tahrik sisteminin etkinliğini yitirmesine yol açar. Diğer taraftan hatvenin az verilmesiyle makine az yüklenir ve devirinde düşme olmaz; ancak bu sefer de pervane daha az suyu geriye basacağından maksimum itme veya hıza ulaşamaz (Gerr, 1989).

1.1.2 Çalıklik (Skew) ve Eğiklik (Rake)

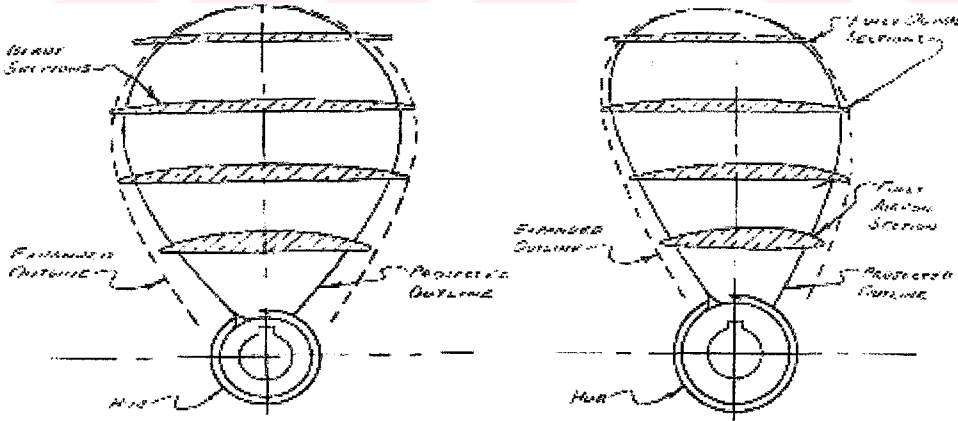
1.1.2.1 Çalıklik (Skew) ve Etkisi

Şekil 1.3'de görüldüğü gibi pervane kanadının simetrik olmaması, arkaya ve yana doğru bir eğriligi bulunması durumuna çalıkli pervane denir. Düşük hızlı pervanelerde çalıklik pek uygulanmazken, orta ve yüksek hızlı pervanelerde bir miktar çalıklik bulunur.



Şekil 1.3 Kanattaki eğiklik ve çalıklık (Propeller Handbook, 1989)

Çalıklık, pervane kanatlarının radyal kesitlerinin pervane içerisinde çalıştığı değişik hız alanlarına girişlerinin kademeli, yumuşak bir şekilde gerçekleşmesini sağlar. Tüm radyal kesitlerin aynı zamanda pervane iz dağılımına giriş yapmaları halinde ani yük değişimleri olabilecek. Çalıklık ile bu şekilde, özellikle yüksek devir sayılarında titreşimde iyileşmeler sağlanabilir. Örneğin gemi kıçındaki bir pervane kanadının tam hızlı akım bölgesinden topuk arkası veya ayak arkasındaki düşük hızlı bölgeye girmesi sırasında oluşabilecek titreşimler önlenir.

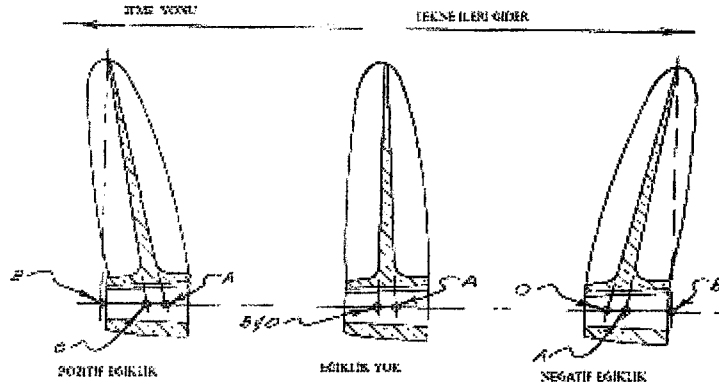


Şekil 1.4 Çaliksız kanat solda, orta çalıklı kanat sağda (Propeller Handbook, 1989)

1.1.2.2 Eğiklik (Rake) ve Etkisi

Pervane kanatlarının yandan bakıldığında başa veya kıça doğru eğilmiş olması durumunda pervane başa eğik veya kıça eğik olarak tanımlanır (Şekil 1.5). Kıça doğru eğilen pervane

kanatları pozitif eğiklikli, başa doğru eğilenler ise negatif eğiklikli olarak tanımlanır. Eğiklik ya derece olarak eğrinin ifadesi veya eğiklik oranı ile belirlenir. Eğiklik oranı Şekil 1.5’de görüldüğü gibi tanımlanır. Pervane kanat ucundan geçen bir düşey doğrunun şaft ekseni ile kesiştiği nokta B ile pervane kanat yüzünün uzatılarak şaft ekseni ile kesiştirildiği nokta O arasındaki BO mesafesinin pervane çapına bölünmesi ile Eğiklik oranı bulunur. B noktası O üzerinde ise Eğiklik sıfır olur.



Şekil 1.5 Kanat eğikliğinin gösterimi (Propeller Handbook, 1989)

Tüm normal uygulamalarda düşey kanatlar, eğiksiz kanatlar, optimum sonuç verir. Pozitif eğiklik genellikle gemi kıçına doğru büyük etkin pervane çapı sağlamak için kullanılır. Eğiklikli kanatlar daha uzun olacağından aynı çapta eğiklik olmayan kanada göre daha büyük alana sahip olurlar. Pervane kanatlarına pozitif eğiklik verilmesiyle kanat ucu gemiden biraz uzaklaşacağından pervane çapını da büyütme mümkün olacaktır.

Eğiklik ayrıca pervanenin su yüzeyinden hava emmesi ve kıçındaki verimin azalması, titreşim oluşmasına karşı da uygulanabilir.

Negatif eğiklikli pervaneler genellikle çok yüksek süratli ve çok yüklü pervanelerde kullanılırlar. Bu şartlarda eğiklik, pervane kanatlarının mukavemetinin artırılmasının bakımından yararlı olur.

1.2 Nozullu Pervane Sistemleriyle İlgili Yapılmış Olan Analiz Çalışmaları

Dönel bir yüzey olarak pervaneyi çevreleyen nozul, gemicilikte başlıca iki farklı hal için kullanılmaktadır. Birincisi, ağır yüklü ve çapı sınırlı pervaneler için olup, bu durumda nozul, pervaneye giren suyun hızını artırmakta ve kendisi de pozitif bir itme kuvveti doğurmaktadır. Römorkörlerde, ağ çeken gemilerde ve büyük ticaret gemilerinde, bu şekildeki nozul+pervane

sistemi başarıyla kullanılmaktadır. İkinci uygulama yeri ise, pervane kaviteyonunun önlenmesi veya pervane gürültüsünün azaltılması istenen halleri kapsamaktadır. Yani bu durumda nozul, pervaneyi geçen suyun hızını azaltarak, pervane üzerindeki statik basıncı artırmaktadır. (Pump-jet) adı verilen bu tip sistemlerde, nozulun kendisi bir direnç kuvveti doğurmaktadır.

Nozullu pervane hesaplamaları için atılacak ilk adım kolaylıkla anlaşılacağı gibi, gerek nozul, gerekse pervane için birer hidrodinamik modelin bulunması olmalıdır. Bu çalışmada da, aynı maksatla, önce, günümüze kadar bu konuda yapılan araştırmalar incelenerek ve neticede nozul ve pervane için daha uygun, yeni modeller kurularak teorik ve pratik hesaplara girilecektir. Ancak nozul+pervane sistemi analizi için daha çok elde mevcut bilgisayar programından faydalanılacaktır.

Pervanenin dönel bir yüzey içerisinde çalıştırılması prensibi, düşünce olarak hemen hemen pervanenin kendisi kadar eskidir. İlk olarak Rumsey (1812) pervanenin açığına bir nozul koyarak bir sevk organı elde etmiş, Church (1829) ise (Nozul+Contra Rotating Pervane) sistemini geliştirmeye çalışmıştır. Pratik alana uygulanamayan bu ilk çabalar, Stipa ve Kort (1930) tarafından yapılan deneylerle tekrar önem kazanmışlardır. Kort (1930), ilk olarak eski jet teorisinden yararlanmış ve pervaneyi karakterize eden bir akışkan jetinin, geminin alt tarafında bir kanal içinde çalışması haline ait önemli, pratik sonuçlar elde etmiştir. Mesela ağır yüklü pervaneler için, çekme kuvvetinde %50'ye kadar, verimde ise %20-40 arasında bir artış bulunmuş, hafif ve normal yüklü pervaneler için ise %10 civarında yüksek verim sağlamayı başarmıştır. Konu ile ilgili olarak, önce Dickmann (1940), daha sonrada Horn tarafından teorik makaleler yayınlamaya başlanmıştır. Horn (1940), pervaneyi bir açık su pervanesi olarak düşünmüş ve nozulu hidrodinamik olarak ifade edebilmek için Dickmann (1940) tarafından kullanılan girdap halkalarından yararlanmıştır. Bu sistemdeki pervane modeli ise klasik kuyu diski olup disk üzerindeki kuyu dağılımı şiddeti, pervaneyi geçen su kütlesi cinsinden ifade edilmiştir. Her iki araştırmacının bu ilk çalışmaları, bir dizayn metodu vermekten uzak oldukları halde, teorik gelişmelere ilk basamağı teşkil etmişlerdir.

Pervane modeli olarak Horn (1940) tarafından seçilen kuyu diskinin indüklediği hızlar (m/sn) olarak, toplam sistemin jet hızı ile uygunluk gösterdikleri için model, açık su pervanesini olduğu kadar, gemi arkasındaki pervaneleri de karakterize edecektir. Nozul profilinin taşıyıcı bir kanat gibi düşünülmesi ile, hidrodinamik nozul modelinin kurulması da gerçekleştirilebilir. Horn (1940) tarafından ele alınan ilk nozul profili o şekilde seçilmiştir ki, sıfır kaldırma açısı doğrultusu, nozul eksenine doğrultusuna çok yakın olmaktadır. Dolayısı ile izole edilmiş bir

nozulun etrafındaki toplam sirkülasyon değeri sıfır olmakta ve bütün nozul, bir tek girdap halkası ile karakterize edilebilmektedir.

Bu şekilde, (Bir tek girdap halkası + kuyu diski) sistemi için, girdap halkasından ve kuyu diskinden dolayı indüklenen hızların, yine kuyu diski üzerindeki değerleri hesaplanarak, pervane düzleminde, kuyu diski için yeni bir dağılım şiddeti bulunmuştur. Girdap halkası için dönel simetri bahis konusu olduğundan, yeni bulanacak dağılım şiddeti de disk yarıçapı boyunca sabit değerde olacaktır. Bu şekildeki bir kuyu diskinin, lineer olarak artan bir itme kuvveti vereceği açıktır. Horn tarafından yapılan bir yaklaşımla, bu itme kuvveti dağılışı, sonlu kanat sayılı hakiki bir pervanenin vereceği itme dağılımı ile karşılaştırarak, pervane diski üzerinde, şiddeti sabit olmayan bir kuyu dağılımı bulunmuştur. İkinci nozul ile yapılan araştırmada ise giriş açısı, sıfır kaldırma açısından farklı alınmış ve pervane daha fazla yüklenmiş kabul edilerek sirkülasyondaki artma bulunmuştur. Ayrıca nozul boy-çap oranı arttırılarak hesap kolaylığı için sehim eğrisi parabol kabul edilmiştir. Neticelerin, bir evvelkinde olduğu gibi, deneylerden farklı bulunması dolayısı ile bu teori yeni bir dizayn metodu vermekten uzak kalmıştır.

Nozullu pervanelere ait ilk dizayn metodu, Horn ve Amtsberg (1950) tarafından geliştirilmiştir. Daha evvelki çalışmasında olduğu gibi, Horn, yine açık su pervanesi göz önüne alarak; pervane yerine bir kuyu diski, nozul yerine ise girdap dağılımı ile hesap yapma yoluna gitmiştir. Bu çalışmada nozul formu nozulun en dar yerinde en kuvvetli bir akış olacak şekilde seçilmiş, girdap halkalarının şiddeti de, deney neticelerine uyan bir iz katsayısını gerçekleyecek şekilde tayin edilmiştir. Pratik olarak toplam sirkülasyon değeri Γ_f şu şekilde iki kısma ayrılmıştır :

$$\Gamma_f = \Gamma'_f + \Delta\Gamma_f \quad (1.3)$$

Γ_f : Açık su sistemi olarak düşünülen (nozul+pervane) için nozul etrafındaki toplam sirkülasyon.

Γ'_f : Sadece nozul izole edildiği takdirde bulunacak sirkülasyon değeri.

$\Delta\Gamma_f$: pervane çalıştığı takdirde ortaya çıkacak indüklenmiş radyal hızların doğuracağı düşünülen fiktif sirkülasyon artımı.

Böyle bir sistemin optimumluk şartları için ise, düze boyu, seçilen profil tipi, profilin kalınlık dağılışı ve kemere oranı arasında bir inceleme yapmak gerekmektedir.

Araştırmacıların, yukarıda açıklanan ön bilgilerden sonra takip ettikleri dizayn metodu şu şekilde özetlenebilir:

- 1) Nozul formu, sistemden istenen toplam itme kuvveti, gemi iz katsayısı, pervane çapı ve itme azalması katsayısı biliniyor kabul edilir.
- 2) Nozul profiline ait deney neticelerinden, bir tek profile ait itme azalması katsayısı tayin edilir ve bu katsayıyı verecek Γ toplam nozul sirkülasyonu iterasyonla tayin edilir.
- 3) Sirkülasyon tayin edildikten sonra, nozul profili için hesaplanan ve deneyle bulunan direnç değerleri kontrol edilir ve sırası ile :
 - a) Nozul giriş açısı,
 - b) Pervane seri diyagramlarından pervane seçimi,
 - c) Pervane devir adedi ve gücü,
 - d) Faydalı itme kuvveti ve sistemin toplam verimi bulunur.

Misal olarak bir römorköre ait sistem dizayn edilmiş ve nozul profili olarak N.A.C.A.4415 seçilmiştir. Neticede teorik hesaplamalarla bulunan itme kuvveti artımının, nozulsuz pervaneye oranla %27 civarında olduğu görülmüştür.

Bu teorinin zayıf tarafı, pervane ve nozulun birbirinden ayrı olarak düşünülmesidir. Dolayısı ile pervane yükü değiştikçe teori ve hakiki neticeler arasındaki farklar da büyümekte ve model çeşitli yük durumlarında istenilen nozullu pervane sistemini karakterize etmekten uzaklaşmaktadır. Fakat bu konuda kabul edilen ilk ve mühim hidrodinamik model olduğu için nozullu pervanelere ait araştırmalarda bu çalışmanın değeri büyüktür. Yine Horn tarafından hazırlanan bu çalışmanın ilk kısmında ilk defa olarak gemi bünyesinin tesiri yani itme azalması ve iz katsayıları da hesaplara katılmış ve geminin varlığından ötürü bu katsayılardaki değişimler bulunmuştur. Amtsberg'e ait ikinci kısım, daha ziyade nümerik hesaplamaları ve yapılması tavsiye edilen düzeltmelere ait eğrileri kapsamaktadır.

Deney neticelerine göre yapılan karşılaştırmalarda, bu dizayn metodunun kusurlu tarafları ortaya çıkmış ve ayrıca en mühim olarak şu husus anlaşılmıştır ki:

Teorik hesaplamaların ilk kademesinden başlayarak pervane+nozul sistemini tek bir sevk organı olarak düşünmek ve bu şekilde deney neticeleri ile bir karşılaştırma yoluna gitmek gerekmektedir.

Kuchemann ve Weber (1953), nozullu pervane problemini genel olarak incelemişler ve momentum teorisi ile sisteme ait toplam verimi ifade etmişlerdir:

Kuchemann ve Weber tarafından verilen nozullu pervane dizaynında, genel olarak şu sıra takip edilmektedir:

1) Nozul yerine kabul edilen girdap silindirinin, pervane diskinde indüklediği aksenal hız artımı δ_0 hesaplanır. Biot-Savart denkleminde hareketle bir girdap halkasının, bir noktada indüklediği hızlar bulunduktan sonra nozul boyunca yapılacak entegrasyon, bütün nozul tarafından indüklenen hızın bileşenlerini verecektir.

2) Pervane yerine kabul edilen kuyu diski, nozul üzerinde aynı şekil indüklenmiş hızlar doğuracak yani pervanenin varlığından ötürü, nozul üzerindeki girdap dağılımı değişecektir. bu ilave girdap dağılımının da pervane yüzeyinde indüklediği hızlar bulunabilir (δ_1)

$$\delta = \delta_0 + \delta_1 \quad (1.4)$$

yardımı ile sistemin doğurduğu toplam aksenal hız artışı tayin edilir.

δ_1 hız artımı, pervanenin nozul içindeki yeri ile ilgilidir. δ_0 ise büyük ölçüde nozul boyu ile değişmektedir.

Araştırmacılar tarafından genel olarak izahına çalışılan nozullu pervane problemi bugünkü pratik dizaynın gerektirdiği çözümleri kapsamaktan uzaktır. Fakat bu çalışmanın en mühim özelliği, nozul ve pervanenin ilk defa beraberce bir sistem olarak göz önüne alınmasıdır. Gerçekten bu anlayış, bundan sonra yapılan bütün araştırmaların esasını teşkil etmiş ve bu sayede nozullu pervanelerle pompalar arasındaki yakın benzerlik ortaya çıkarılarak mukayeseler yapılabilmesine yol açmıştır. Kuchemann ve Weber (1953) ayrıca, tekilliklerin fiziki modellere nasıl uygulanabileceklerine dair de geniş araştırmalar yapmışlar ve sırası ile girdap halkasının, kuyu halkasının ve duble halkasının indükledikleri hız bileşenlerinin hesabı için çok kullanışlı tablolar yayınlamışlardır. Bilhassa nozullu pervanelerle ilgili araştırmalarda bu tablolardan geniş şekilde istifade edilmiştir.

Nozullu pervane dizaynı yolunda, daha sonra Dickmann ve Weissinger (1955) tarafından yayınlanan makale ile büyük bir aşama kayıt edilmiştir. Yukarıda açıklanan çalışmanın esas prensiplerinden hareket eden araştırmacılar, optimum nozullu pervane dizaynı için yeni bir metot geliştirmişlerdir.

Literatürde görüleceği gibi yarı sonsuz uzunlukta bir girdap silindiri ile bir kuyu diski, hidrodinamik olarak birbirine denktir. Bu çalışmada da, nozul yerine girdap halkaları pervane yerine de yarı sonsuz uzunlukta bir girdap silindiri alınmış ve bu silindir üzerindeki dağılım şiddeti, nozul çıkış ucu sınır şartı yardımı ile hesaplanmıştır.

Diğer çalışmaların izahı için yapıldığı gibi bu defada Dickmann ve Weissinger tarafından optimum dizayn metodu için genel olarak takip edilen sırayı şu şekilde özetleye biliriz:

1) Sistem tarafından indüklenen hızların, pervane jeti içinde ve sonsuz uzaklıktaki değeri olan C_a 'nın hesabı için, verilen bir basınç veya itme katsayısından hareket edilir:

Akışkan jetinin sınırı için Bernoulli denklemi ile akış silindirinin iç ve dışına ait basınç farkı bulunursa :

$$\Delta p = \rho (V_s + C_a / 2) C_a \quad (1.5)$$

$$C_T = (2 + C_a / V_a) C_a / V_a \quad (1.6)$$

Burada V_a Paralel akış hızıdır. Dolayısıyla, verilen bir C_T değeri için C_a hızı kolaylıkla bulunur.

2)

$$T = \rho \cdot V \cdot C_a \quad (1.7)$$

ile gösterilen toplam itme kuvvetinin hesaplanabilmesi için, akışkan jetinin herhangi bir yerinde alınacak kesite ait olan V akışkan volümü hesaplanır. Bu iş için sistemin girdap dağılışı çok az değiştirilerek, sınır şartları ile girdap şiddeti bulunur. Neticede Küchemann Weber (1953) tarafından verilen tablolardan bu girdap dağılışının indüklediği hızlar tayin edilir.

Bu şekilde, çok ince bir silindir olarak göz önüne alınan nozula ait girdap dağılımı şiddetinin iki ayrı kısımdan ibaret olduğu düşünülebilir. Nozul üzerindeki sirkülasyon için eliptik bir dağılım seçilip yarı sonsuz uzunluktaki girdap silindiri üzerindeki dağılım değeri sınır şartlarına göre alınır, bu şekildeki bir dağılımın herhangi bir kesitteki indüklediği hızlar ve dolayısıyla akışkanın o kesitteki volümü bulunacaktır.

3) Verim, itme azalması, itme kuvveti gibi değerlerin tayini için hakiki akışkan göz önüne alınarak nozul direnci hesaplara dahil edilir. Direnç katsayıları deney neticelerinden elde edilmektedirler.

4) Pervane göbeğini karakterize etmek üzere bir kaynak-kuyu dağılımı alınır, bütün sistemin yeni hız ve basınç alanı bulunabilir. Araştırmacıların hesaplarında toplam itme kuvvetinde %2,5 bir değişme hesaplanmıştır.

Genel olarak nozullu bir pervanede, nozulu karakterize eden bağlı bir girdap Γ_n ve pervaneyi karakterize eden taşıyıcı doğrular Γ_p ile pervane arasındaki açıklığın çok küçük olmasından dolayı, pervane kanatlarını temsil eden taşıyıcı doğrulardan husule gelen serbest girdap yüzeylerinin, nozulun çıkış ucundan sonsuza doğru giden serbest girdap silindirini teşkil edecekleri düşünülebilir. Yalnız nozul etrafındaki sirkülasyon şiddeti olan Γ_n , sadece nozul göz önüne alınır, profil etrafında doğacak sirkülasyon değerinden farklıdır. Zira, pervanenin varlığından dolayı bu değer de değişecektir. Bu yüzden, nozul ve pervaneyi beraberce bir sistem olarak düşünmek gerekmektedir. Dickmann ve Weissinger (1955) tarafından yapılan çalışmada bu konuda üç mühim kabul yapılarak, sistemin, matematik bir model haline getirilmesi gerçekleştirilmiştir:

- 1) Pervane kanatları üzerinde yarıçapla değişmeyen, sabit değerli bir sirkülasyon mevcuttur.
- 2) Pervane kanat sayısı sonsuzdur.
- 3) Sistemden çıkan akışkan jeti, sabit yarı çaplı bir silindir olarak düşünülmektedir.

Bu çalışma ve kurulan teori, Kobyliniski (1961) tarafından geliştirilmiştir. Bu defa, pervane kanatları üzerinde, yarıçapla değişen bir sirkülasyon dağılımı göz önüne alınarak hakikate biraz daha yaklaşılmıştır. Böyle bir dağılım şekli ile kanat uçlarında daha büyük bir sirkülasyon değeri bulunmakta ve neticede sistemin hidrodinamik karakteristikleri ve bilhassa toplam verim değeri, deney neticelerine uygunluk sağlamaktadır.

Deneyler yine Kobyliniski tarafından, belli bir model için kavitasyon tankında ve çekme havuzunda yapılmıştır.

Gerek Dickmann ve Weissinger gerekse Kobyliniski prensip olarak, nozul girdap sistemini biliniyor kabul ederek, neticede nozul formunu bulmuşlardır. Bunun tersi olan problem, yani, verilen bir nozul formu için sirkülasyonun hesaplanması ise Bollheimer (1966) tarafından çözülmüştür. Pervane kanadı boyunca, sirkülasyon değerinin sabit alınması ile bulunan çözüm, geniş entegral denklem sistemlerini ihtiva etmektedir.

Yukarıda açıklanan teori ve metotların hepsinde pervane kanat sayısı, sonsuz olarak

düşünülmüştür. Nozullu pervanelerin sonlu kanat sayısı ve kanat üzerinde keyfi sirkülasyon dağılımı için hesaplanması Morgan ve Ordway (1972) tarafından gerçekleştirilmiştir. Her iki araştırmacıda nozul formu ve kanat üzerindeki sirkülasyon dağılımı bilindiğine göre nozul etrafındaki basınç dağılımını ve sistemin itme kuvvetini hesaplamışlardır.

Morgan, pervaneyi taşıyıcı doğru girdap sistemi ile göstermiş, nozulu karakterize etmek üzere ise, sabit yarıçaplı bir silindir boyunca yayılmış girdap halkaları ile kuyu halkalarından istifade etmiştir. Verilen bir itme kuvvetinden hareketle yapılmış olan hesaplar sırasında, göz önüne alınan sınır şartları ve yapılan kabulleri şu şekilde sıralamak mümkündür:

1) Nozul üzerindeki her nokta için toplam normal hız sıfır olmalıdır. (kinematik sınır şartı)

2) Nozulun çıkış ucu için Kutta şartı gerçekleştirilmelidir.

Nozuldan sonra, sonsuza doğru giden bir akışkan silindiri düşünüldüğüne ve bu silindir de eksene paralel olduğuna göre, nozul çıkış ucunda, hem sonlu hem de eksene paralel bir hız mevcut olmalıdır. Yani bu uçtaki noktaların radyal hız bileşenleri sıfırdır.

3) Nozulun, kemere sehim ve kalınlığı ihmal edilecek derecede küçük alınarak, lineerleştirilmiş sınır şartları kullanılır.

4) Nozul sonlu boyda ve dönel simetrik olarak göz önüne alınır.

5) Akışkan ideal ve sıkıştırılmaz olup nozul üzerinde ayrılma (separation) mevcut değildir.

6) Yerçekimi ve ağırlık kuvvetlerinin tesirleri ihmal edilmektedir.

7) İndüklenmiş hızların sistemden çıkan girdap silindiri üzerindeki tesirleri ihmal edilmektedir.

Morgan (1972), ilk olarak sınır şartları denklemi ile nozula ait girdap ve kuyu dağılımını hesaplamış, bunun için de birinci ve ikinci dereceden eliptik entegraller bulmuştur. Daha sonra aynı problem Hough ve Ordway (1974) tarafından Legentre fonksiyonları ile daha basit olarak çözülmüştür.

Son bölümde ismi geçen araştırmacılar, problemi sadece teorik yönden ele alarak matematik çözümler vermeye çalışmışlardır. Bu yüzden de çeşitli yaklaşım kademeleri ve matematik çözümleri kolaylaştıracak kabuller kaçınılmaz olmuştur. Oysa nozullu pervaneler için yapılan seri deneyleri neticelerinden istifade etmeye çalışmak, hakikate daha yakın çözümler verecektir. Bu cümleden olmak üzere, Van Manen, Van Manen ve Superina, Van Manen ve Oosterveld, Oosterveld tarafından verilen neticeler, teorik çalışmalara yön verecek

niteliktedirler.

Buraya kadar kısaca özetlenmeye çalışılan araştırmalar ve sadece bazı özel problemlere değindikleri için burada açıklanmamış olan Isay, Betz, Pivko ve Lerbz tarafından yapılan çalışmaların toplamı nozullu pervaneler konusunda eksik kalmakta ve bilhassa sistemin hidrodinamik modeli ile ilgili bazı soruları cevaplandıramamaktadırlar. Bu aksaklıkların yakından incelenmesi ile gerçeğe daha yakın değerler verecek yeni nozul pervane modelleri kurulabilir (Şaylan, 1970).

1.2.1 Kutta Şartı

Bu kısımda Kutta Şartı'ndan bahsetmekte fayda görülmüştür. Genel halde Kutta şartı, akışkanın bir kanat kesitinin yüz ve sırt kısımlarını takip eden uçta (trailing edge) pürüzsüzce, düzgün olarak terk etmesidir. Daha açık olarak bu şart aşağıdaki gibidir:

- 1) Verilen bir hidrofil için Γ sirkülasyon değeri, özel bir hücum açısında akışkan takibenden ucu düzgün bir şekilde terk edecek şekildedir.
- 2) Eğer bir hidrofilin takip eden ucunda üst ve alt yüzeyler arasındaki açı sonlu ve sıfırdan farklı ise takip eden uç durgun noktadır ve akışkan hızı sıfırdır.
- 3) Eğer bir hidrofilin 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.

1.3 Nozullu Pervaneler Nasıl Çalışır?

Bazı tekne yapıları için konvansiyonel sevk sistemleri yetersiz kalmaktadırlar. Yetersiz kalmasının ana sebeplerinden birisi, dönen pervanenin suyu eksenel yönde ivmelendirdiği gibi aynı zamanda radyal yönde dağıtmasıdır. Pervanenin suyu radyal yönde dağıtması enerji kaybına yol açar. Radyal yönde saçılan suyun dağılımı düzgün ve simetrik olduğundan, tüm bileşke kuvvet vektörleri birbirilerini götürcekler ve net bir kuvvetten söz edilemeyecektir. Zira sadece pervane shaft eksenini doğrultusunda oluşan kuvvet tekneyi ileriye götüren faydalı itmeyi sağlamaktadır. Bu yüzden, radyal yönde su saçılımını engellemek için pervanenin çevresini nozul ile çevreleme düşüncesi ortaya çıkmıştır. Bu yapı, pervane tarafından ivmelendirilen suyun tamamının pervane arkasına yönlendirilmesini sağlar. Radyal yönde itme kaybı olmaz. Bunun sonucu da net bir verim artışıdır. Aynı güçte itmede dikkate değer bir artış olur. Nozul, direncin artmasına yol açar. Bununla birlikte, oluşan ekstra direnç nozulun ürettiği itmeden daha azdır. Yüksek süratlerde ise oluşan direnç nozul itmesinden fazla olur.

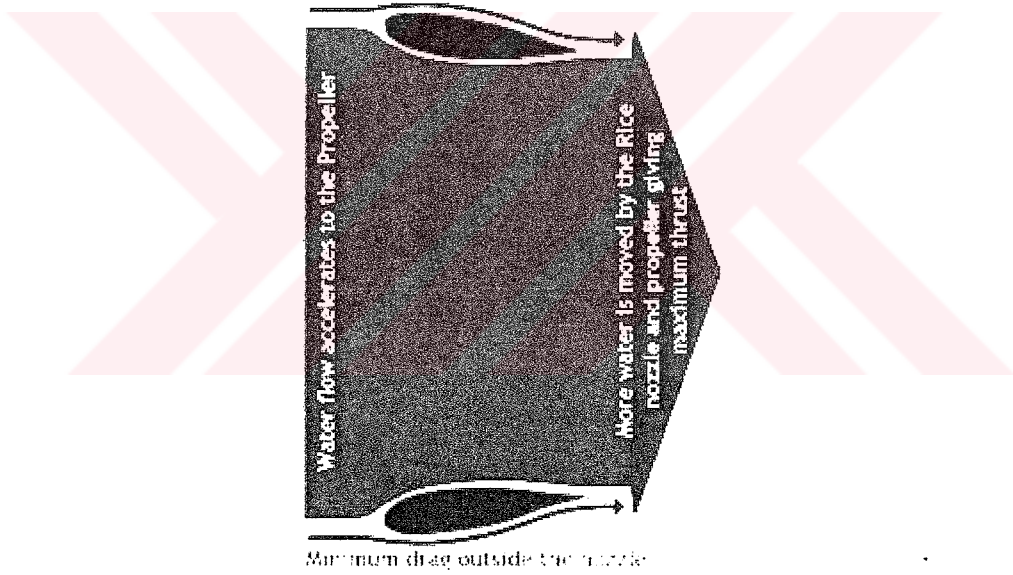
fazla olur.

En fazla itmeyi sağlayabilmesi için pervane belli bir zamanda mümkün olan en fazla suyu hareket ettirmelidir. Nozul, özellikle düşük süratte yüksek itme ihtiyacı olduğunda pervaneye daha fazla su basabilmesi için yardımcı olur.

Bernoulli'nin sıkıştırılamaz akış için süreklilik denklemi göz önüne alındığında 1 ve 2 arasındaki akış aşağıda olduğu gibidir.

$$\rho \cdot A_1 \cdot V_1 = \rho \cdot A_2 \cdot V_2 \quad (1.8)$$

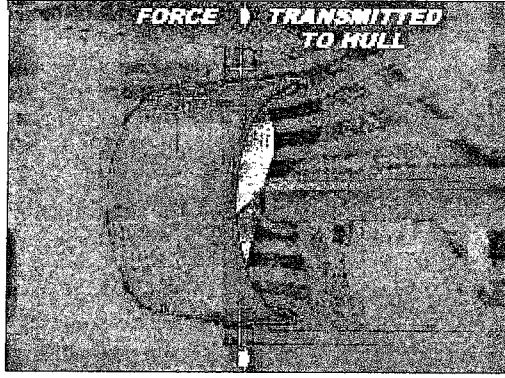
Nozulun giriş ucu kesit alanı boğazdaki kesit alanından daha büyüktür. Yoğunluk sabit olduğundan su girişten boğaza doğru ivmelenerek hareket eder. Böylece su, pervaneye ulaşırken konvansiyonel bir pervaneye oranla daha hızlı hareket eder ve daha fazla su pervane tarafından indüklenir ve aynı giriş gücü ve torku için daha fazla itme elde edilir.



Şekil 1.6 Nozullu pervane çalışma prensibi [2]

Nozul, pervane verimini artırmaya yardımcı olur. Pervane kanatları su içerisinde dönerken her bir kanadın arkasında yüksek basınç önünde de alçak basınç alanı oluşur ki bu basınç farkı tekneyi ileriye götüren kuvveti oluşturur. Bununla birlikte, her bir kanadın ucunda, kanadın yüksek basınç tarafından alçak basınç tarafına suyun kaçmasıyla kayıplar oluşur. Nozul iç yüzeyi-pervane kanat ucu arasındaki akım sınırlandırarak bahse konu kayıplardan kaçınılır. Ayrıca biraz önce bahsedildiği üzere radyal yöndeki kayıplardan da uzaklaşılır.

Pervane verimini artırmasına ilave olarak nozul, uçak kanadının oluşturduğu kaldırma kuvvetine benzer şekilde aksenal bir itme kuvveti sağlar. Pervane çevresinde bir noktada birleşen su akımı nozulun aerofil kesitlerini etkiler ve nozulun iç yüzeyinde negatif, dış yüzeyinde ise pozitif bir basınç alanı yaratır. Nozulun hidrofil şekle sahip dış yüzeyi bu kuvvetleri net bir itme sağlayacak şekilde dengelemeye yardımcı olur. Nozul itmesi şaft üzerinde oluşmaz; oluşan ekstra itme nozulun tekneye bağlandığı noktadan tekneye aktarılır.



Şekil 1.7 Nozul itmesinin gösterimi [2]

Nozullu pervane çalışma prensibi temel momentum bağıntılarından çıkarılabilir. Momentum teorisinde pervane, sonlu hızda açısal olarak dönen bir aktüatör disk olarak görülmektedir. Teğetsel indüklenen hızlar ve sonuç olarak akışkan rotasyonuna bağlı kayıplar sıfırdır. Sürtünme kaybı ihmal edilmiştir. Momentum teorisi ile ideal verim η_i ve pervane kanat yüzeyindeki hız V_p ve pervaneyi geçen akıntı hızı V_a arasındaki oran bulunabilir.

$$\eta_i = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + \tau C_T}} \quad (1.9)$$

$$\frac{V_p}{V_a} = \frac{C_T}{2(-1 + \sqrt{1 + \tau C_T})} \quad (1.10)$$

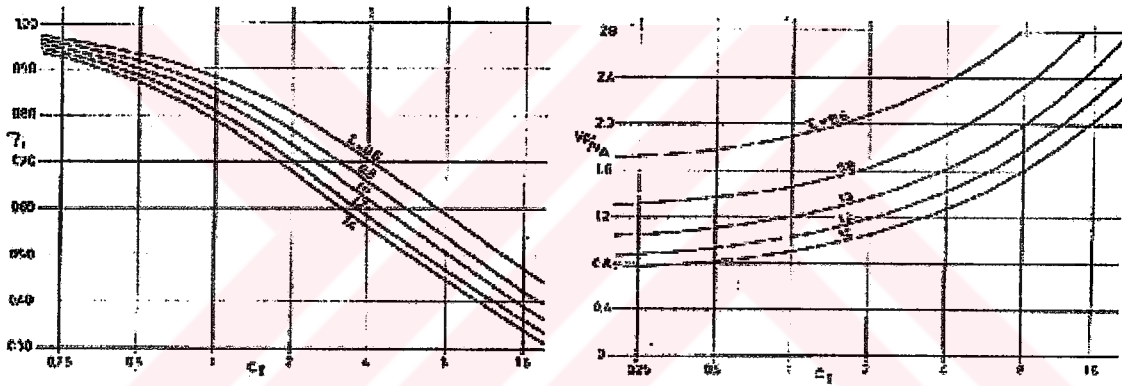
$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho V_a^2 \frac{\pi}{4} D^2} \quad (1.11)$$

ve

T ve T_p sırasıyla toplam itme ve pervane itmesini göstermektedir. “ D ”, pervane çapıdır. Bu formüller Şekil 1.8’de grafik olarak gösterilmiştir. Bu diyagramdan nozul etkisine bağlı olarak eşit şartlarda impellerin akış hızının açık pervane akış hızından daha fazla yada daha az olacağı görülmektedir.

İtme oranı τ ’nın 1.0 için, nozula hiç bir kuvvet etkilememekte ve akış paterninin açık pervaneden farkı bulunmamaktadır. τ ’nın azalan değerleri için, nozul pozitif bir itme sağlar; impeller akış hızı artar ve ideal verimde bir artma görülür. İtme oranı τ ’nın 1,0’dan büyük olduğu değerler için nozul üzerine negatif itme ve direnç kuvvetleri etkimektedir. İmpeller akış hızı düşmekte ve ideal verim azalmaktadır.

Nozullu pervaneler ve açık pervaneler her ikisi birden aynı kütle akış oranı ve hız için dizayn edilirler. Dolayısıyla bu sistemlerin itme ve ideal verimleri eşittir.



Şekil 1.8 Nozullu pervane ana eksenel hızı ve verimi

Günümüzde hızlandırıcı akışlı (accelerating) tip nozullu pervaneler, ağır pervane yüklerinde çalışan veya pervane çapının sınırlandığı gemilerde sıklıkla kullanılmaktadır. Hızlandırıcı akışlı (accelerating) tip nozullu pervaneler ağır yüklü pervane verimini artırıcı bir rol oynamaktadır.

Nozulun kendisi pozitif bir itme sağlamaktadır. Yavaşlatıcı akışlı (decelerating) tip nozullu pervanelerde ise nozul, pervane üzerindeki statik basıncı artırmak amacıyla kullanılmaktadır. Nozul bu durumda negatif bir itme sağlar. Bu tip nozullar kavitasyon riskinin bulunduğu durumlarda kullanılabilir. Askeri gemilerde pervane gürültüsü bazı taktik gereksinimlerden önem arz edebilmektedir; bu nedenle gürültüyü azaltabilmek için yavaşlatıcı akışlı (decelerating) tip nozullu pervane kullanılabilmektedir. Nozullu pervaneler ile ilgili

araştırmaların pek çoğu lineer teori ve düzgün akışta eksenel simetrik (axisymmetrical) nozul üzerine yoğunlaşmıştır. Bu teoriler nozuldaki akım dağılması tehlikesi hakkında bilgi vermezler. Eğer nozul çok ağır bir şekilde yüklüyken akımda bir ayrılma meydana gelirse nozul direnci çok fazla artar. Sistemin verimi düşer ve pervane düzgün olmayan bir akım içerisinde çalışmaya başlar. Bundan dolayı nozuldaki akım ayrışmasından kaçınmak gereklidir. Bu yüzden nozul dizaynında, dikkatlice seçilmiş sistematik deneylerle desteklenen uygun teorik metotlar kullanılmalıdır. (Morgan, 1968).

Pervane nozul sistemi, açık pervaneye nazaran toplam sevk verimini arttırıcı bir özellik taşır ve birim beygir gücü başına isabet eden yedek çekme kuvvetini arttırır.

Nozul kullanımının bir avantaj getirip getirmeyeceği, aşağıdaki basit formülle bulunabilir;

$$K = \frac{n.P_D}{V_A^{2,5}} \quad (1.13)$$

$K > 26$ için nozul kullanımı avantajlıdır.

$K < 26$ için nozul kullanımı verimde düşüşe neden olacaktır.

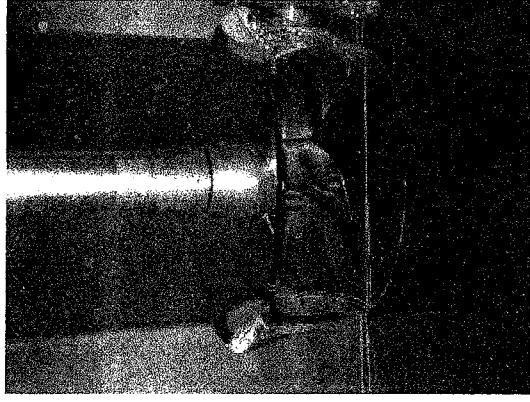
Pervane-nozul sistemiyle verim artışının en uygun açıklaması, pervane kanat uçlarında meydana gelen serbest girdapların, nozul profili etrafında bağlı girdaplar şekline dönüşmesi olarak yapılabilir. Böylece kanat uçlarında meydana gelen kayıplar nozul tarafından telafi edilirler. Telafi edilen bu kayıplar, nozulun kendi direncinden doğan kayıplardan daha büyük olduğu zaman pervane-nozul sisteminin verimi artar.

Nozulun kullanılmasıyla, daha küçük çaptaki bir pervaneden , kendisinden daha büyük çaptaki bir pervane ile aynı kapasitede verim alınabilir (Er, 1997).

2. NOZULLU PERVANE ANALİZ YÖNTEMLERİ

Nozullu pervane sisteminin analiz temelleri 1930’larda Stipa ve Kort tarafından ortaya atılmış ve deneysel olarak geliştirilmiştir. Stipa ve Kort’un çalışmaları ağır yüklü pervanelerde nozulun çok önemli verim artışları sağlayabileceğini göstermiştir. Daha sonra pervane ve nozulun etkileşimlerini dikkate alan ilk dizayn çalışmaları, van Manen ve Oosterveld (1966) tarafından Maritime Research Institute Netherlands (MARIN)’da yapılmıştır. Hızlandırıcı ve yavaşlatıcı nozul tipleri için kapsamlı sistematik deneysel veriler yardımıyla yapılmış olan bu çalışmalar sonucunda, hızlandırıcı nozul tipinin sadece yüksek itme yüklemelerine sahip pervanelerde verim artışı sağladığı görülmüştür. Bunu destekleyen bir çalışma Sparenberg (1969) tarafından yapılmış ve eksenel simetrik bir akım içinde çalışan hafif yüklü pervaneler için nozulun verime katkısının olmadığı gösterilmiştir. Sparenberg bu çalışmada pervaneyi bir diskle modellemiştir.

Nozullu pervaneler üzerine daha geniş bir inceleme, bilgisayar teknolojisinin gelişimine paralel olarak pervanenin; girdap ve kaynak/kuyu dağılımları ile temsili sonucu oluşturulan matematiksel modelleme yardımıyla Kinnas ve Coney (1988) tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada nozul, nozul yüzeyini oluşturan panellere yayılan kaynak/kuyu dağılımlarıyla, pervane ise kaldırıcı hat (Lifting Line) ile temsil edilmiştir. Kaldırıcı hat üzerindeki yük dağılımı, sayısal bir optimizasyon tekniği kullanılarak verimi maksimum yapacak şekilde bulunmuştur. Glover ve Szantry (1989) tarafından, üniform olmayan akımda çalışan nozullu pervanelerin performans analizi için Kaldırıcı Yüzey (Lifting Surface) teorisine dayalı bir analiz metodu geliştirilerek, pervane ve nozul kalınlıkları uygun kaynak ve kuyularla, nozul ve pervane kanatları üzerindeki hidrodinamik yükler ise girdap dağılımları ile modellenmiştir. Şekil 2.1’de kavitasyon tüneline test edilmekte olan bir nozullu pervane görülmektedir.



Şekil 2.1 Nozullu pervane model testi

2.1 Momentum Teorisi

Nozullu pervanelerin dizaynında kullanılan en temel analitik çalışmalar momentum teorisine dayanır. Ancak aksenal momentum teorisinin nozullu pervane sevk sistemine uygulanması sonucunda sadece geniş eğilimlerin eldesi mümkündür. Yani momentum teorisi ancak, van Manen ve Oosterveld (1966)'da açıklandığı üzere nozulun sağlayacağı ilave itme veya direncin verime etkisinin öngörüsünde yararlı sonuçlar verebilir.

2.2 Yüzey Girdap Metodu

Yüzey Girdap Metodunun nozullu pervane dizaynına örnek bir çalışma Ryan ve Glover (1972)'de yer almaktadır. Çalışmada optimum nozullu pervane dizaynı için, nozul ve göbeğin aksenal simetriye sahip yüzey girdapları ve pervanenin de kaldırıcı hat teorisi ile modellenip, nozul, göbek ve pervanenin etkileşim içerisinde oldukları bir dizayn prosedürü sunulmuştur. Bu metotla, nozul üzerindeki basınç dağılımı ve pervane üzerindeki radyal sirkülasyon dağılımları da bulunabilmektedir.

2.3 Potansiyele Dayalı Panel Metot

Bilgisayar teknolojilerinin gelişmesiyle beraber girdap, kaynak, kuyu ve kaynak/kuyu dağılımlarından yararlanılarak Potansiyele Dayalı Panel Metot Kinnas ve Coney (1988) tarafından kullanılmıştır. Bu çalışmada nozul, yüzeyini oluşturan panellere yayılan kaynak/kuyu dağılımlarıyla, pervane ise kaldırıcı hatlarla temsil edilmiştir. Pervane kaldırıcı hatları radyal olarak değişken şiddetteki girdap nallarından oluşmaktadır. Girdap nallarının şiddetleri, minimum torkta gerekli pervane itmesini sağlayacak, yani maksimum sevk verimini verecek şekilde lineer olmayan sayısal bir optimizasyon tekniğiyle belirlenmiştir. Pervane kanatlarının nozul üzerinde sebep olduğu asimetric yük ve bunun sonucu ilave nozul

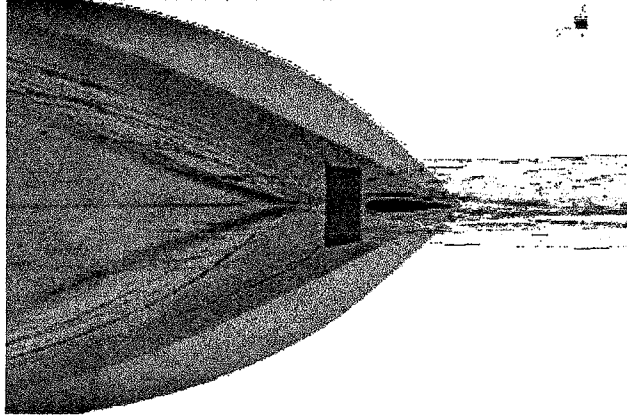
direnci, pervane kanatlarının direnci, optimum kanat yük dağılımı, pervane ve nozuldaki savrulmalardan kaynaklanan ilave kayıplar ve nozullu pervane geometrisinin kaviteasyon indeksini dikkate alarak veya almadan belirlenmesi bu modelle mümkündür. Bu çalışmada nozul içerisinde çalışan bir pervane sistemi için genel sevk veriminin pervane yüklemesinin bir fonksiyonu olduğu ve pervane yükleme katsayısı ($C_T < 0.7$) iken sistemin veriminin nozulsuz pervaneden daha da düşük olduğu gösterilmiştir. Ancak ($C_T > 1.0$) de verimde hızlı bir artış meydana gelmektedir.

2.4 Kaldırıcı Yüzey Teorisine Dayalı Analiz Metodu

Glover ve Szantry (1989) üniform olmayan akımda çalışan nozullu pervanelerin performans analizi için Kaldırıcı Yüzey Teorisine dayalı bir analiz metodu geliştirdiler. Bu metotta pervane ve nozul kalınlıkları uygun kaynak ve kuyularla modellenirken, nozul ve pervane kanatları üzerindeki hidrodinamik yükler girdap dağılımlarıyla modellenmiştir. Bu kaynak/kuyu ve girdaplar pervanede, kanat kesitlerinin sehim hatları üzerine, nozulda ise kesit sehim hatlarının oluşturduğu yüzey üzerine yayılırlar. Bu metot pervane ve nozul üzerindeki süreksiz basınç dağılımları ve hidrodinamik kuvvetleri öngörmekte ve buna bağlı olarak, pervane kanadındaki, tabaka, kabarcık ve kanat uç kaviteasyonlarının tayininde kullanılabilmektedir. Bu çalışmada kullanılan bilgisayar yazılımının temelini bu metot oluşturmaktadır. Bu metoda dair daha geniş bilgiler ileride verilecektir.

2.5 FLUENT Programı İle CFD Analizi

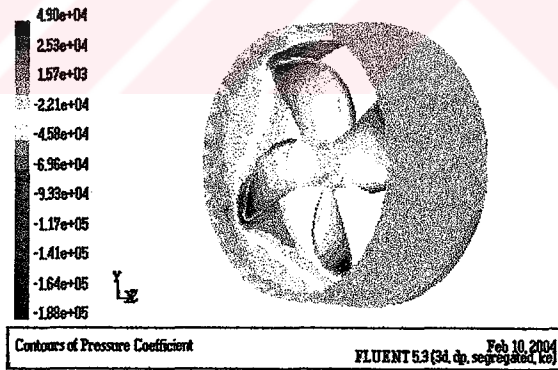
Sonlu Hacimler Metodunu kullanan, kapsamlı bir akışkanlar mekaniği programı olan FLUENT ile üniform olmayan akımda çalışan nozullu pervane analizi yapmak mümkündür. Böylece nozul ve pervane kanatları üzerindeki basınç dağılımları, hız dağılımları, eksenel kuvvetler ve akım hatları elde edilebilmektedir. Aşağıda örnek bir nozullu pervane sistemi için uygulama sunulacaktır. Şekil 2.2’de FLUENT Programıyla elde edilmiş nozullu pervane takılı bir gemi kıçındaki akım hatları görülmektedir.



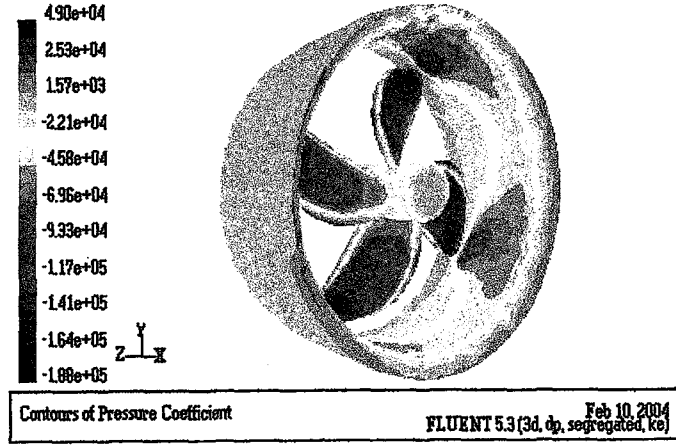
Şekil 2.2 Fluent Programından Elde Edilmiş Gemi Kılındaki Akım Hatları

Fluent uygulaması için yüksek performanslı bilgisayarlara ihtiyaç duyulmaktadır. Tam modelleme zaman almakla birlikte sonuçlara ulaşmak yine çok uzun sürmektedir. Bu nedenle kaldırıcı yüzey teorisine dayalı analiz metodu bu programa göre daha hızlı ve kesin sonuçlar vermektedir.

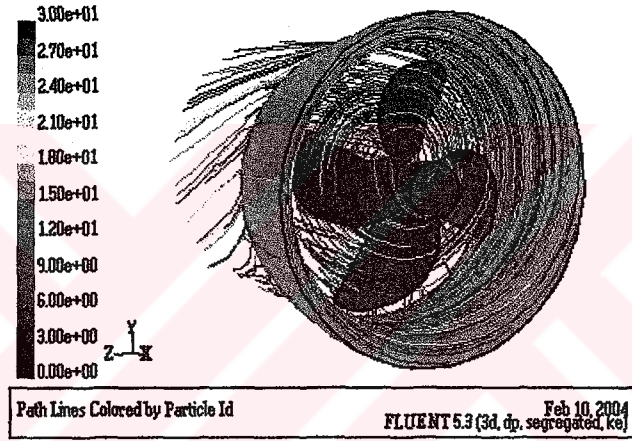
Aşağıda, Şekil(2.3), Şekil (2.4), Şekil (2.5) ve Şekil(2.6)'da fluent programıyla oluşturulan x-y düzlemindeki aksel hız dağılımı, nozullu pervane ön ve arkasındaki basınç dağılımları ile akım hatları görülmektedir.



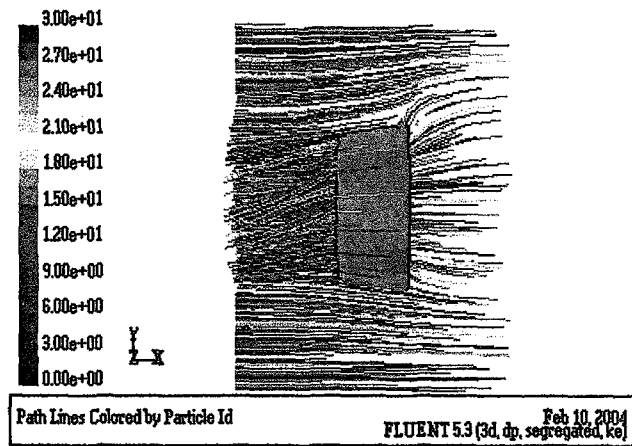
Şekil 2.3 Nozullu pervane önündeki basınç katsayısı dağılımı



Şekil 2.4 Nozullu pervane arkasındaki basınç katsayısı dağılımı



Şekil 2.5 Nozullu pervane gerisindeki akım hatları 1



Şekil 2.6 Nozullu pervane gerisindeki akım hatları 2

3. NOZULLU PERVANE DİZAYN ANALİZİ

3.1 Giriş

Çalışmanın bu bölümünde Hollanda gemi model havuzunda (NSMB ‘Netherlands Ship Model Basin’) nozullu pervaneler üzerinde yapılan teorik analizlerden faydalanarak nozullu pervanelerin karakteristiklerine genel bir bakış sunulmaktadır. Farklı dizayn parametreleri arasındaki ilişkiler ayrıntılı bir hale getirilerek NSMB’de yapılan uygulamalı araştırmaların sonuçları tanımlanmaktadır. Deneysel ve teorik olarak ele alınan bir pervane etrafındaki nozulun hidrodinamik yönleri karşılaştırılacaktır. Hızlandırıcı ve yavaşlatıcı nozulların her ikisi de kendi potansiyellerine bağlı olarak ele alınır (kort nozul ve pompajet olarak bilinirler). Sonuç olarak bu metotta nozul içindeki bir impellere (sevk edici) ait hızların belirlenmesi amaçlanmıştır.

Nozul ve impeller’den oluşan nozullu pervanede impeller üzerindeki eksenel kuvvet genellikle sistemin net itmesinden farklıdır. Bu impeller etrafındaki nozul, işletme koşullarına bağlı olarak pozitif veya negatif eksenel kuvvet üzerinde rol alacaktır. Bir pervaneye gelen akışkan hızı nozul nedeniyle nozulsuz sistemin giriş hızından daha büyük, eşit veya az olabilir.

Nozullu pervane günümüzde, ağır yüklü veya çap ile sınırlı gemi pervanelerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu uygulama tipi bu koşullar içerisinde hızlandırıcı nozul formları ile verilir (kort nozullar olarak adlandırılırlar). Çünkü nozul bir pervane içerisindeki akış oranını artırır. Bir ikincisi ise pervane daha uygun yükleme koşullarında çalışır. Daha önce de bahsedildiği üzere nozulun kendisi pozitif bir itme üretir.

Hızlandırıcı nozul uygulaması, treyler, römorkör ve towboatların sevk sistemlerinde yaygın olarak kullanılır. Bunun yanında sevk edicilerin bu tipi, büyük tankerlerin iyi bir sevk karakteristiğinin gelişimine uyan elverişli olanaklar sunar. Nozullu pervanenin uygulanabilirlik oranı genişletilebilir. Çünkü bir nozul aynı zamanda impeller içerisindeki akış oranını azaltmak için de kullanılabilir. Bu, yavaşlatıcı nozul tipidir (pumpjet). Bu tipte nozulun kendisi negatif bir itme üretir. Şayet pervane kavitasyonun azaltılması arzu edilirse akışın bu ikinci tipi kullanılır. Üstelik gürültü seviyesinde de bir azalma elde edilebilir. Bu nozul tipi, sözü edilen nedenlerden dolayı önemlidir.

Bu çalışma, nozullu pervane sistemlerinin teorik bir analizini sunmaktadır. Hızlandırıcı ve yavaşlatıcı nozulların her ikisinin de uygulaması kendi potansiyelleri ile ilgilidir.

Nozulların hızlandırıcı tipteki pervaneler ile yapılan sistematik NSMB testlerinin sonuçları verilmektedir. Buna ilaveten, David Taylor model havuzu ile bağlantılı olan yavaşlatıcı nozul tipine uyan deneysel incelemeler de bu çalışmada ele alınmaktadır.

3.2 Tanımlar

Nozul ile çevrelenen bir pervaneden dolayı bir impellerin hareketi aksel bir pompanın hareketi ile karşılaştırılabilir. Bu nedenle, ilk olarak genellikle bir hidrodinamik makinenin geometrisinin seçiminde kullanılan dizayn katsayıları ele alınacaktır.

Ele alınan hidrodinamik makineleri kontrol eden kuvvetler, esas olarak akışkanın kütle etkileri nedeniyle oluşur. Viskozite, sıkıştırılabilirlik ve kavitasyonun akışkan ve makina arasındaki hareketi üzerinde sadece küçük bir etkiye sahip olduğu varsayılır.

Verilen bir hidrodinamik makinenin performansı benzerlik kanunları kullanılarak geometrik olarak benzer akışkan parçaları ile deneysel olarak bilinen başka makinenin performansı ile karşılaştırılabilir.

V ile ifade edilen akışkan hızı ve πD ile ifade edilen impellerin çevresel hızı arasında kinematik benzerlik koşulu kullanılarak aşağıdaki ilişki elde edilir.

$$\frac{V}{\pi D} = \text{sabit} \quad (3.1)$$

ΔP ile ifade edilen bir impellerin karşısındaki basınç farkı dinamik sınır koşulu kullanılarak aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho V^2} = \text{sabit} \quad (3.2)$$

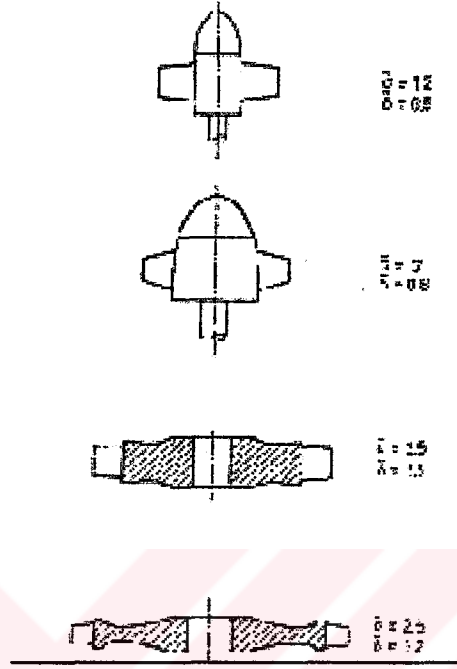
Bir hidrodinamik makinenin işletme koşulunu tanımlayan toplam basma yüksekliği H ve kapasite Q yukarıda verilen denklemlere uygulanırsa bu denklem aşağıdaki şekli alır.

Kapasite katsayısı;

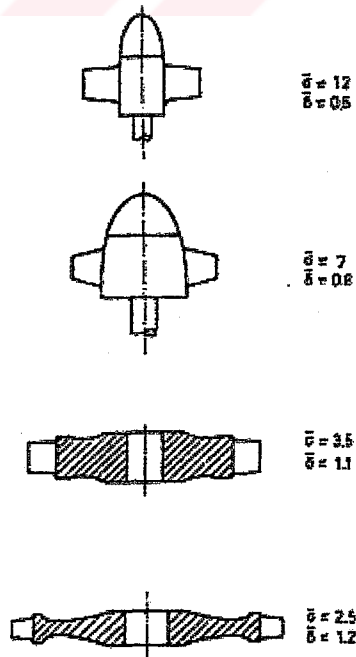
$$\phi = \frac{\bar{Q}}{\frac{\pi}{4} D^2 \pi D} \quad (3.3)$$

Basınç katsayısı;

$$\psi = \frac{g \bar{H}}{[\pi D]^2} \quad (3.4)$$



Şekil 3.1 En iyi verimde hidrodinamik makina geometrik dizaynı ve spesifik hız ve çap arasındaki bağıntı



Şekil 3.2 En iyi verimde eksenel akışlı impeller, spesifik hız ve çap

Hidrodinamik bir makinenin özel bir şekli daha önceleri işletme koşullarının geniş çeşitliliğini kapsamak için kullanılabilirdi. Gerçekten Şekil 3.1’de gösterildiği gibi muhtemel tüm işletme koşullarını içine alan yeterli bir hidrodinamik makine olmadığı için hidrodinamik makinelerin bir çok farklı tipi mevcuttur (Van Manenen ve Oosterveld, 1966).

Q ve H hakkında, aşağıdaki boyutsuz nicelikler, elde edilen karakteristik boyutlar D ve n ile benzerlik kanunlarından çıkarılabilir. Anılan sıraya göre spesifik hız ve spesifik çap;

$$\bar{\sigma} = \frac{\bar{\phi}^{1/2}}{\bar{\psi}^{3/4}} = n \left[\frac{\bar{Q}^{1/2} 2\pi^{1/2}}{(2g\bar{H})^{3/4}} \right] \quad (3.5)$$

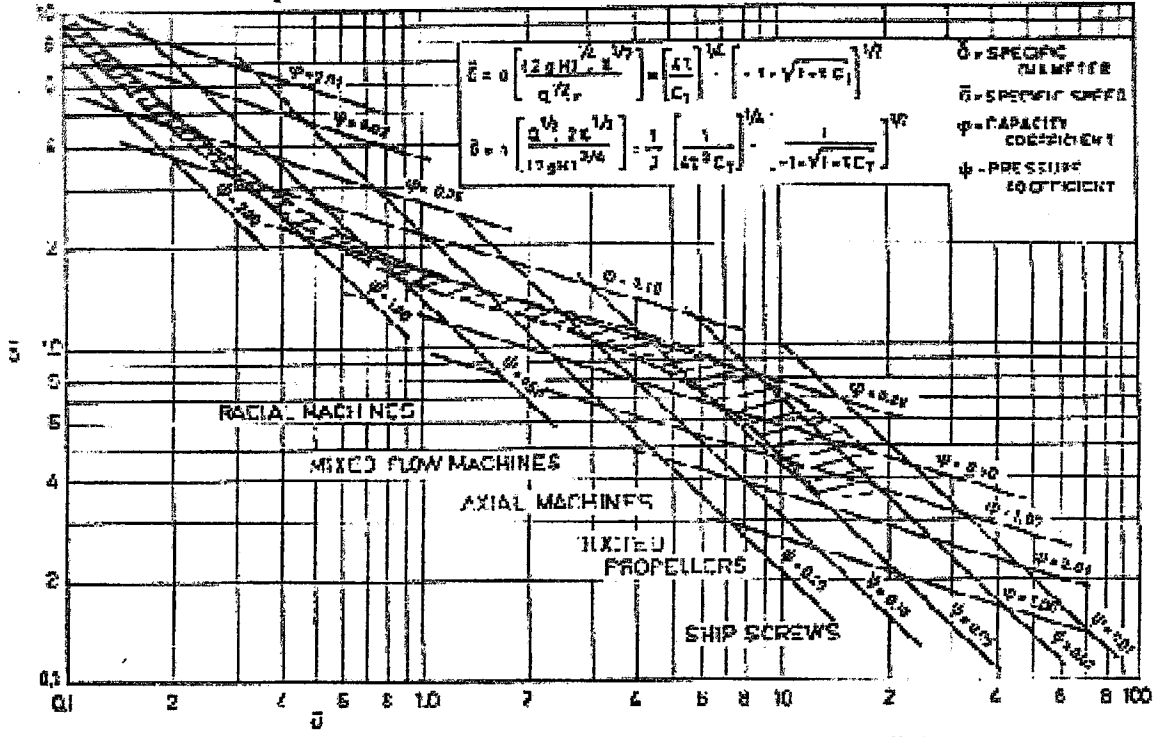
$$\bar{\delta} = \frac{\bar{\psi}^{1/4}}{\bar{\phi}^{1/2}} = D \left[\frac{(2g\bar{H})^{1/4} \pi^{1/2}}{\bar{Q}^{1/2} 2} \right] \quad (3.6)$$

P ile ifade edilen güç değeri ile birlikte makinenin verimi aşağıdaki ilişki ile açıklanabilir.

$$\eta_p = \frac{\gamma \bar{Q} \bar{H}}{P} \quad (3.7)$$

Hidrodinamik bir makinenin geometrik dizaynı spesifik hızlar ve spesifik çapların bir oranını sağlamaktadır. Ancak, en iyi verimi veren spesifik hız ve çap değerleri ile hidrodinamik bir makinenin geometrik dizaynı arasında karşılıklı bir ilişki olabilir.

Bu görüş Şekil 3.1’de ifade edilmektedir. Aynı Q ve H değerine göre çeşitli makineler böyle bir şekil baz alınarak boyutlandırılır. Bu benzerliğin en dikkat çeken özelliği, boyutta büyük bir azaltmaya götürmesidir. Dizayndaki bu değişimler sadece bir makinenin en iyi veriminin elde edilmesinde spesifik hız ve çapın kullanılması ile modifiye edilebilir değildir. Diğer değişimler Şekil 3.2’te gösterilmektedir. Şayet dizayn, aksenel-akış tipi ile sınırlandırılırsa, farklı geometrik dizayna sahip hidrodinamik makinelerin en iyi verimi için spesifik hız ve çap arasındaki ilişkiyi Şekil 3.3’te göstermek mümkündür (Van Manenen ve Oosterveld, 1966).



Şekil 3.3 En iyi verimde spesifik hız ve çap arasındaki bağıntı

Sistematik pervane serileri ile yapılan açık su pervane testlerinin sonuçları, pervane dizaynı için veriler arasında önemli bir kaynak teşkil eder. Bir kural olarak, bir pervanenin itme ve tork değeri boyutsuz olarak aşağıdaki gibi verilir.

İtme katsayısı;

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \quad (3.8)$$

Tork katsayısı ;

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} \quad (3.9)$$

Bu itme ve tork katsayıları genellikle ilerleme katsayısı J 'nin bir fonksiyonu olarak verilir. J ilerleme hızı ve dönme hızı arasındaki ilişki ile açıklanır.

Bir pervanenin verimi bu boyutsuz katsayılara bağlı olarak aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\eta_o = \frac{J K_T}{2\pi K_Q} \quad (3.10)$$

Analiz edilen pervaneler çözülebildiğinde, pervane serilerinde enterpolasyon yapılarak çoğu

problemi ortadan kaldırılabilir. Pervane diskinde giren akışkanın ilerleme hızı, pervane tarafından emilen güç P ve devir sayısı n değerleri, dizayn problemlerinde en çok karşılaşılan değerlerdir. En yüksek verim değerini elde edebilmek için uygun bir çap değeri seçilmelidir.

Sıklıkla görülen bu dizayn problemini basitleştirmek için, $K_T - K_Q - J$ diyagramları başka diyagramlara dönüştürülebilir. Bu diyagramdan, P ve nD değerleri verildiğinde optimum çap değeri direkt olarak okunabilir. Bunun için K_Q ve J değerleri kullanılarak elde edilmiş dizayn katsayıları yardımıyla pervane çapı elde edilir.

$$B_p = \frac{nP^{1/2}}{V_a^{5/2}} = 33.08 \left(\frac{K_Q}{J^5} \right)^{1/2} \quad (3.11)$$

B_p katsayısı içinde, n dakikadaki devir sayısı; P , HP olarak güç ve knot olarak V_a hız değeri kullanılır.

Pervane dizaynında genellikle B_p dizayn katsayısı ile birlikte aşağıda tanımlanan yeni bir hız oranı δ kullanılır.

$$\delta = \frac{ND}{V_a} = \frac{101.27}{J} \quad (3.12)$$

Burada D feet olarak pervane çapıdır.

Özel pervane serilerine ait diyagramdan optimum çap değeri D direkt olarak okunabilir. Hız katsayısı δ ve en iyi verimdeki (η_0) piç-çap oranını belirleme, dizayn katsayısı B_p 'ye bağlıdır.

Aşağıdaki karakteristik boyutsuz nicelik devir sayısı n 'nin çıkarılmasıyla elde edilebilir.

İtme yüklenme katsayısı;

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho V_e^2 \frac{\pi}{4} D^2} = \frac{8 K_T}{\pi J^2} \quad (3.13)$$

İtme yüklenme katsayısı C_T pervane yüklemesi için bir ölçüdür. Bir pervaneye ait kayma akımının küçülme şekli prensip olarak bu pervane yüklemesinin bir fonksiyonudur. Nozullu pervane olması durumunda, nozul üzerinde oluşan kuvvet, pervanenin kayma akımının küçülmesine ve nozulun şekline bağlıdır. Sonuç olarak nozullu pervane sistemlerinin

analizinde üretilen itme yüklenme katsayısının önemi büyüktür.

Sistematik pervane serilerinin kombinasyonunda farklı nozul tipleri ile açık su pervane testlerinden nozullu pervanelerin dizaynı için önemli datalar çıkartılabilir. Kural olarak, bu şekilde deneyler yapılarak elde edilen sonuçlar, konvansiyonel pervane serileri ile yapılan açık su testlerinden elde edilen sonuçlar ile aynı şekilde analiz edilir. İtme katsayıları K_T ve C_T toplam itmeye bağlıdır; K_{TP} , C_{TP} itme katsayıları impellerin itmesine, K_{TN} , C_{TN} itme katsayıları ise nozul itmesine bağlıdır.

Bir nozul-pervane sisteminin verimi nozul tarafından üretilen itmeye kısmi olarak bağlıdır. Bu nedenle nozullu bir pervane için impeller itmesi/toplam itme oranı τ karakteristik bir nicelik olarak bilinir.

$$\tau = \frac{T_p}{T_p + T_N} = \frac{T_p}{T} \quad (3.14)$$

Hidrodinamik makinelerin geometrik dizaynı ile nozullu pervaneler ve konvansiyonel pervaneler arasında uygunluk sağlamak amacıyla, pervane katsayıları Q ve H ile aralarında aşağıdaki bağıntı kurulabilir (Van Manenen ve Oosterveld, 1966).

$$\bar{Q} = \frac{\pi}{4} D^2 V_a \frac{V_p}{V_a} = \frac{\pi}{4} D^2 V_a \frac{C_T}{2[-1 + (1 + \tau C_T)^{1/2}]} \quad (3.15)$$

$$\bar{H} = \frac{T_p}{\rho g \frac{\pi}{4} D^2} = \frac{V_a^2}{2g} \tau C_T \quad (3.16)$$

Burada V_p değeri impellerdeki ortalama eksenel hız olarak ifade edilir. V_p/V_a hız oranı için ilgili ifade ileride açıklanacaktır.

Bu açıklamalar ile birlikte spesifik hız σ ve spesifik çap δ değeri aşağıdaki hali alır.

$$\bar{\sigma} = \frac{1}{J} \left[\frac{1}{4\tau^3 C_T} \right]^{1/4} \left[\frac{1}{-1 + (1 + \tau C_T)^{1/2}} \right]^{1/2} \quad (3.17)$$

$$\bar{\delta} = \left[\frac{4\tau}{C_T} \right]^{1/4} [-1 + (1 + \tau C_T)^{1/2}]^{1/2} \quad (3.18)$$

Nozullu pervane ve uskur pervanelerin en iyi verim değerindeki spesifik çap ve spesifik hız arasındaki ilişki Şekil 3.3'de gösterilmektedir.

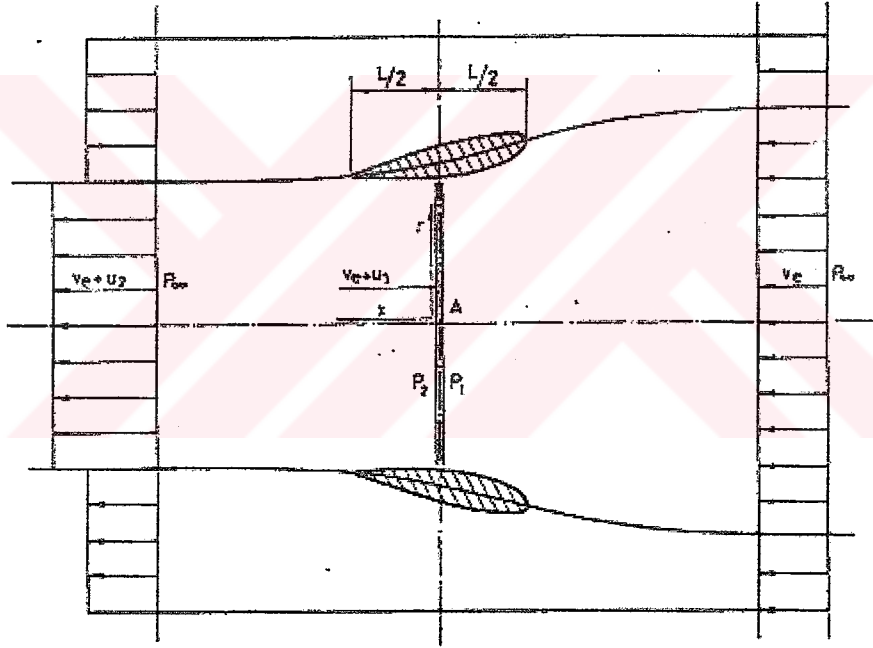
3.3 Kuvvet Etkisi ve Akış İçin Genel İlişkiler

Pervane-nozul kombinasyonunda, impeller üzerindeki eksenel kuvvet genellikle sistemin net itmesinden farklıdır. İşletme koşullarına bağlı olarak, nozul üzerinde oluşan kuvvet pozitif veya negatif olabilir.

Nozullu pervanelerin çalışma prensibi momentum teorisinin temel kanunları yardımı ile açıklanabilir. İmpeller ve nozul için akışkan üzerinde rol alan toplam itme T değeri aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$T = \rho [V_e + u_1] \frac{\pi}{4} D^2 u_2 \quad (3.19)$$

Şekil 3.4'te bir kontrol hacmi üzerinde momentum teorisinin uygulanışı gösterilmektedir.



Şekil 3.5 Momentum teoreminde kullanılan kontrol hacmi

İmpellerde görülen T_p itmesi Bernoulli denklemi kullanılarak impellerde oluşan basınç farkının hesabı yardımı ile elde edilebilir.

$$T_p = \rho \left[V_e + \frac{u_2}{2} \right] \frac{\pi}{4} D^2 u_2 \quad (3.20)$$

İmpellerdeki kinetik enerji kaybı aşağıdaki denklem ile verilir.

$$E = \frac{1}{2} \rho [V_e + u_1] \frac{\pi}{4} D^2 u_2^2 \quad (3.21)$$

Böylece tüm pervanenin ideal verimi η_i belirlenebilir.

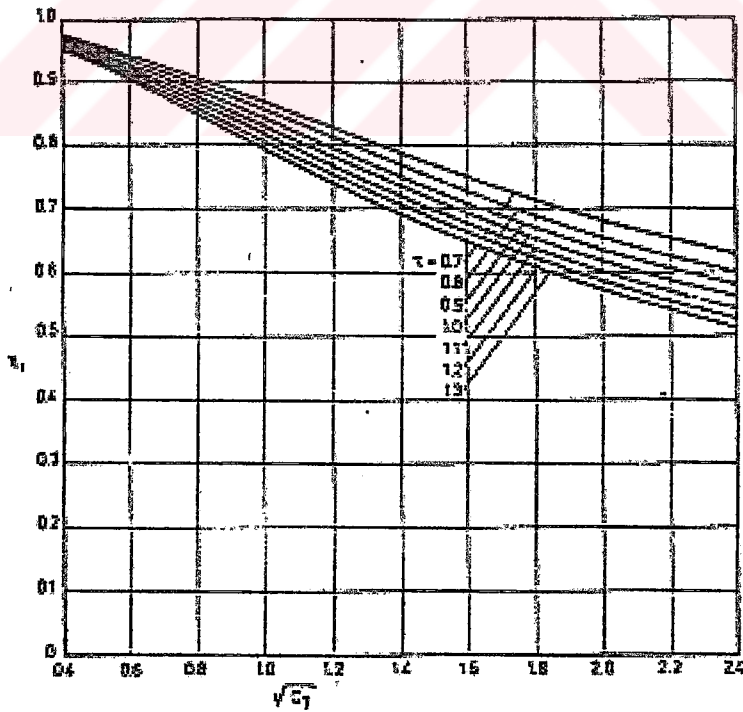
$$\eta_i = \frac{V_e T}{V_e T + E} = \frac{2}{1 + (1 + \tau C_T)^{1/2}} \quad (3.22)$$

İmpellerdeki statik basıncın ortalama değeri P_{ort} aşağıdaki formül ile hesaplanabilir.

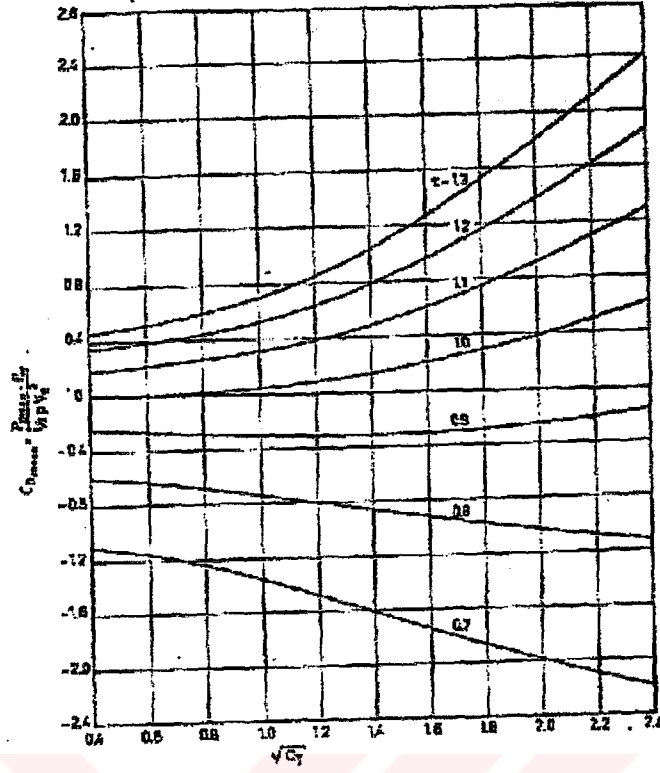
$$P_{ort} = \frac{P_1 + P_2}{2} \quad (3.23)$$

Bundan yola çıkarak impellerdeki ortalama statik basınç katsayısı aşağıdaki hali alır.

$$C_{port} = \frac{P_{ort} - P_{\infty}}{\frac{1}{2} \rho V_e^2} = 1 + \frac{\tau C_T}{2} - \left[\frac{1 + (1 + \tau C_T)^{1/2}}{2\tau} \right]^2 \quad (3.24)$$



Şekil 3.6 Nozullu pervane sisteminin ideal verimi



Şekil 3.7 Nozullu pervane sisteminin pervane alanındaki ortalama statik basıncı

Şekil 3.6 ve 3.7’de anılan sıraya göre, τ ’nın bazı değerleri için ve C_T itme katsayısının bir fonksiyonu olarak ideal verim η_i ve ortalama basınç katsayısı çizilmiştir. Bu şekilden; nozullu pervanenin çapı sabit tutulduğunda, impeller itmesi/toplam itme oranı τ değerlerinin azalması ile sistemin ideal verimi η_i ‘nin arttığı görülmektedir. τ ’nun artması ile impeller düzlemindeki statik basınç artar. İmpeller düzlemindeki ram basınçları sadece τ ’nın değeri 1.0’ı aştığı zaman ortaya çıkar. Sonuç olarak, bu durumun gerçekleşmesi halinde nozul tarafından negatif bir itme ortaya çıkar.

Yukarıda sözü edilen ilişkiler yardımı ile, impeller düzlemi üzerindeki ortalama aksel hız değeri aşağıdaki formül ile açıklanabilir.

$$\frac{V_p}{V_e} = \frac{C_T}{2[-1 + (1 + \tau C_T)^{1/2}]} \quad (3.25)$$

İmpellerden dolayı meydana gelen ortalama aksel hız aşağıdaki gibidir.

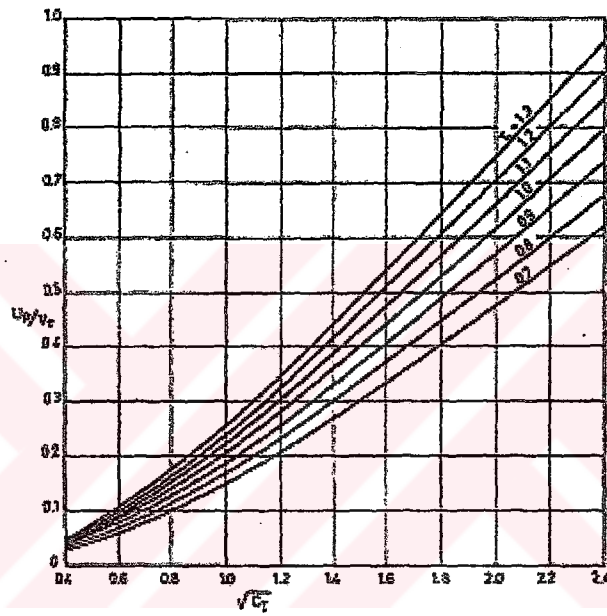
$$\frac{U_p}{V_e} = \frac{1}{2}[-1 + (1 + \tau C_T)^{1/2}] \quad (3.26)$$

Bu nedenle, impellerde nozul tarafından indüklenen ortalama aksel hız değeri U_N aşağıdaki

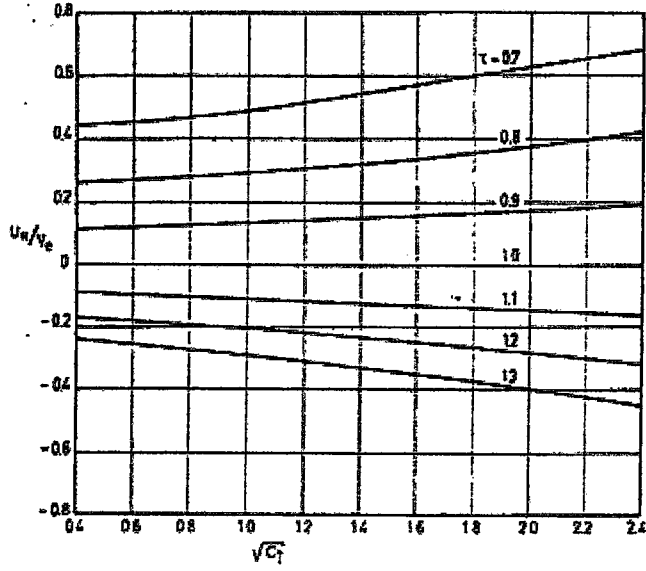
gibidir.

$$\frac{U_N}{V_e} = \frac{u_1 - \frac{1}{2}u_2}{V_e} = \frac{1-\tau}{2\tau} \left[1 + (1+\tau C_T)^{1/2} \right] \quad (3.27)$$

Ortaya çıkarılan bu ortalama aksenal hızların hesabı ve sonuçları Şekil 3.8 ve 3.9'da sunulmuştur. Bu şekillerin kullanımı daha sonra nozullu pervanelerin gerçek dizaynı ele alındığında yapılacaktır.



Şekil 3.8 İmpeller tarafından pervane alanı üzerinde indüklenen ortalama aksenal hız

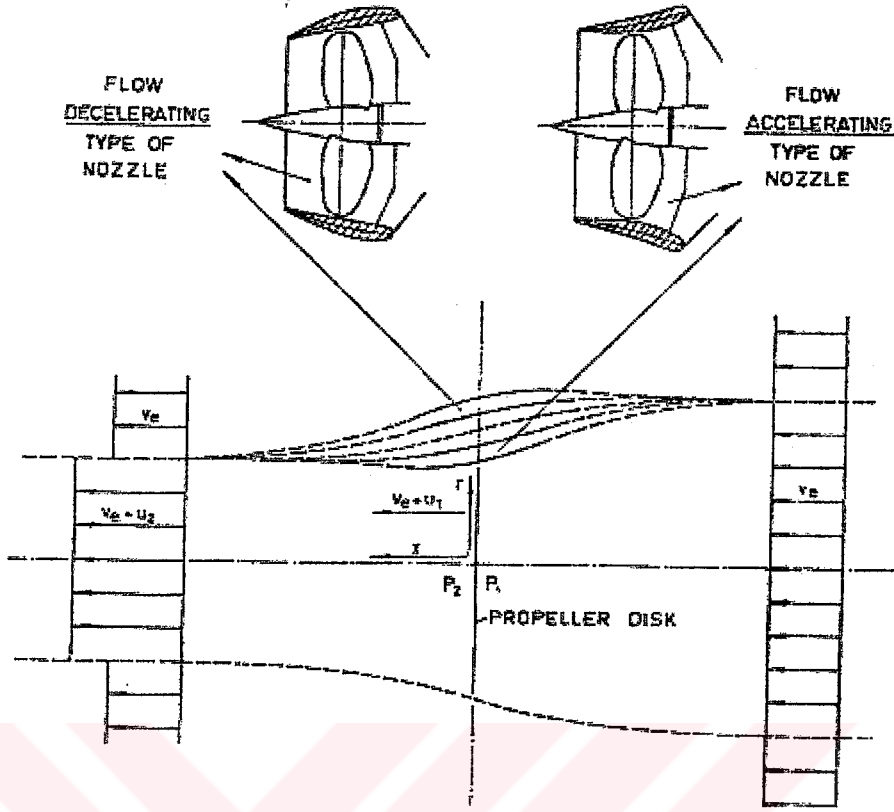


Şekil 3.9 Nozul tarafından pervane alanı üzerinde indüklenen ortalama aksel hız

Bir nozulun pervane alanı üzerinde indüklediği ortalama aksel hız Şekil 3.9'dan elde edilebilir. Burada nozullu pervanelerin bir açık su pervanesi üstündeki uygulamaları görülmektedir. Hem açık pervaneler hem de nozullu pervaneler aynı akış kütlesi ve hızında dizayn edilmektedirler. Sonuç olarak, bu tür sistemlerin itmesi ve ideal verimleri eşittir. Bu durumda aşağıdaki ilişki oluşturulabilir (Weissinger ve Maass, 1968).

$$D = D_0 \tau^{1/2} \quad (3.28)$$

Burada D_0 açık pervanelerinin çapları, D ise nozullu pervanelerin çapıdır.



Şekil 3.10 Farklı nozul tipleri tarafından oluşturulan akım hatlarının genel formu

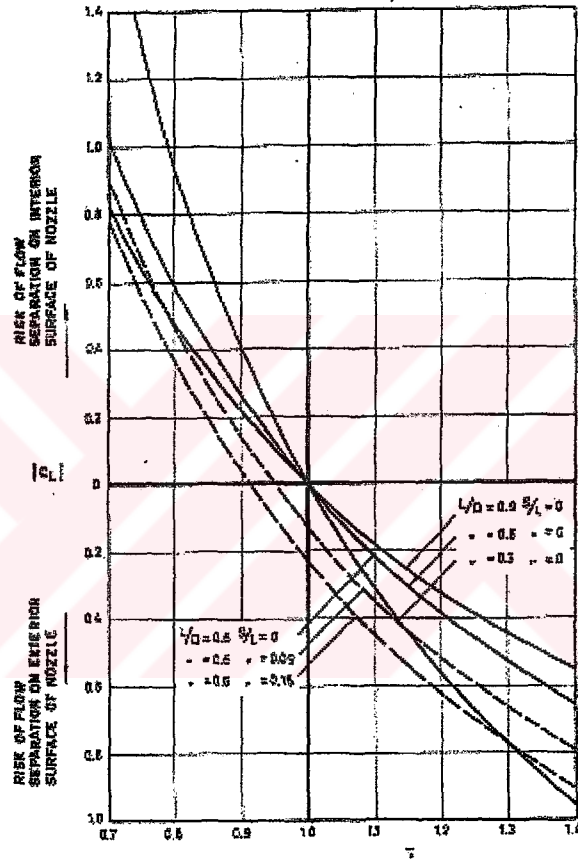
Şimdiye kadar kullanılan teoride, sadece impellerde mutlak olarak akım yönündeki ve akıma karşı yöndeki akış durumu nazarı itibara alınmıştır. Bu bölgelerin çıkışındaki akış hesaba katılmamıştır.

Nozullu pervane sistemlerine ait karakteristik özelliklerin seçimi için teorik ve deneysel metotlar uygulanabilir. Özellikle teorik datalar arasında Dickmann ve Weissinger, Morgan ve Ordway, Sluyter ve Sonnerup'un çalışmalarından bahsedilebilir. Dickmann ve Weissinger (1970) çalışmalarında vortex (girdap) örneklerinden oluşan uygun bir vortex temsili yardımıyla bir nozullu pervane sistemini tek parça gibi ele almışlardır. Bu yapılan dönüşüm sadece sistemin tüm akış alanının hesaplanması için değil, aynı zamanda sistemin hidrodinamik karakteristiklerinin hesabına da öncülük etmektedir.

Nozul boyu ve nozul profil şeklinin seçimi temel olarak; verime, nozul üzerindeki akım ayrılışına, nozul ve pervane üzerindeki kritik kaviteye göstergelerine ve nozul mesnetlerinin yapısı hakkındaki gereksinimlere bağlıdır (Van Manenen ve Oosterveld, 1966).

Nozul şayet aşırı yüklenirse akım ayrışması ortaya çıkar. İki boyutlu hava akışına benzer bir yaklaşım kullanmak mümkündür. Kaldırma katsayısı (C_L) 1.0 değerini aştığı zaman akım

ayrışması meydana gelecektir. Bölgesel kaldırma katsayılarına (C_L) ait analizler vortex teori yardımıyla yapılmıştır. Çalışmada, Dickmann ve Weissinger (1970) tarafından seçilmiş nozullu pervanelerde yapılan temsile benzer bir yaklaşım uygulanmıştır. Sonuçlar Şekil 3.11'de verilmektedir. Bu sonuçlar, hızlandırıcı nozul tipinin taşımış olduğu miktarın, nozul yüzeyinin iç kısmındaki akım ayrışma tehlikesi olduğundan sınırlandırıldığını göstermektedir. Yavaşlatıcı nozul tipinin dış yüzeyindeki akım ayrışması tehlikesinin, itme oranı τ 'nın oldukça büyük olması durumunda bile az olduğu görülür.

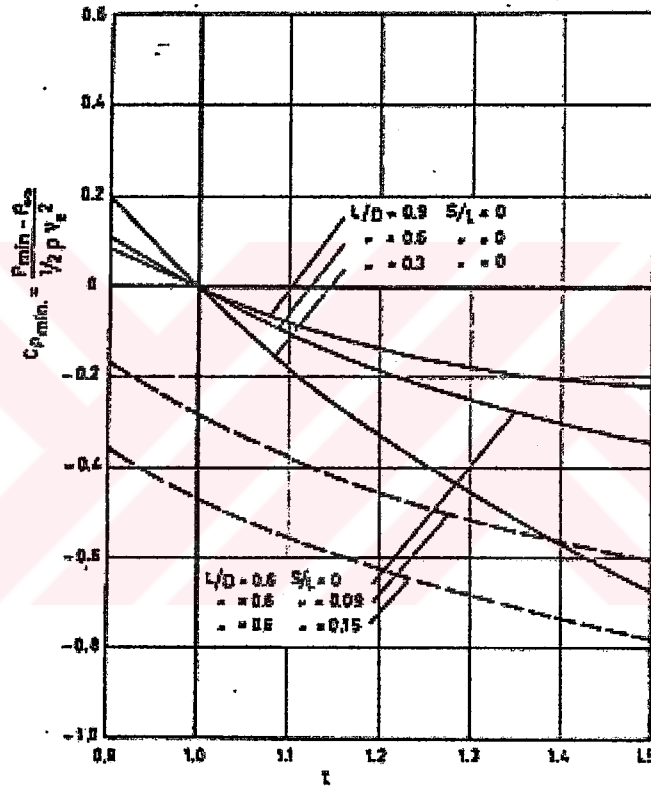


Şekil 3.11 L/D , s/l , τ 'nin fonksiyonu olarak nozul profilinin kesit kaldırma katsayısı



Şekil 3.12 Nozul 19a'daki akım ayrışması temsili gösterimi

Nozul dış yüzeyi üzerindeki minimum basıncın yaklaşık bir seçimi için, vortex örnekleri yardımıyla bir nozullu pervanenin temsili ele alınmıştır. Nozul yüzeyinde, kord boyu yüklemesinin sinüsoidal olduğu varsayılır. Hızlandırıcı bir nozulun dış yüzeyindeki kavitasyon tehlikesinin az olmasından dolayı analiz yavaşlatıcı nozul ile sınırlandırılmıştır. Farklı nozul tiplerine ait boy/çap oranları l/D ve maksimum kalınlık/boy oranları s/l 'ye tekabül eden nozul dış yüzeyindeki minimum basınç analizleri $P_{\min}$ yapılmış ve sonuçlar Şekil 3.13'de gösterilmiştir. Burada basınç katsayısı $C_{p\min}$ aşağıdaki gibi tanımlanır.



Şekil 3.13 l/D , s/l , τ 'nin fonksiyonu olarak nozul dış yüzeyindeki basınç

$$C_{p\min} = \frac{P_{\min} - P_{\infty}}{\frac{1}{2} \rho V_e^2} \quad (3.29)$$

Tüm verim üzerinde nozul boyunun etkisini araştırmak için, nozul direncinin hesap edilmesi gerekir. Nozullu pervane sisteminin açık su verimi $\eta_0 = \eta \eta_{fN}$ olarak yazılabilir. Burada nozul direncinden dolayı oluşan verim faktörü η_{fN} aşağıdaki ifadeyle tanımlanır.

$$\eta_{fN} = \frac{T - D_N}{T} = 1 - \frac{4l C_{DN}}{D C_T} \quad (3.30)$$

Burada C_{DN} nozulun kesit direnç katsayısıdır.

$$C_{DN} = \frac{D_N}{\pi D \frac{1}{2} V_e^2} \quad (3.31)$$

Nozul etrafındaki akış tam olarak türbülanslıdır. Çünkü profil boyuna bağlı Reynolds sayısının değeri 10^6 'dan büyüktür. Reynolds sayılarının bu bölgede dirence etkisi aşağıdaki ampirik ilişki yardımıyla açıklanabilir.

$$C_{DN} = 2C_f [1 + 2(s/l)^2] \quad (3.32)$$

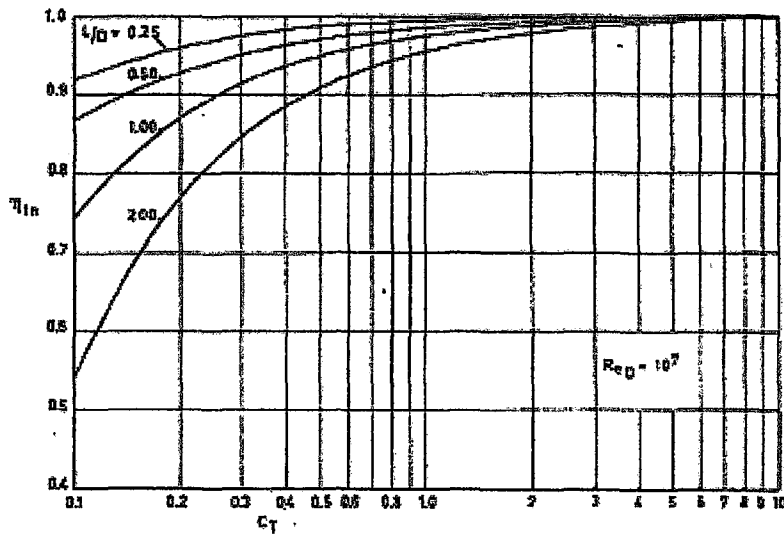
Burada C_f türbülanslı sürtünme direnç katsayısı olup aşağıdaki bağıntı ile verilir.

$$C_f = 0.455 \left\{ \log \left(\frac{l}{D} \text{Re}_D \right) \right\}^{-2.58} \quad (3.33)$$

Burada Re_D aşağıdaki gibi açıklanır.

$$\text{Re}_D = \frac{V_e D}{\nu} \quad (3.34)$$

Verim faktörü η_{fN} ile ilgili hesaplar yapılmış ve sonuçlar Şekil 3.14'te gösterilmiştir. Bu şekilden; nozullu pervane sisteminin hafif yüklü olması halinde ($C_T < 1$) nozul direncinden dolayı verimin düştüğü görülmektedir (Van Manenen ve Oosterveld, 1966).



Şekil 3.14 C_T , l/D 'nin fonksiyonu olarak nozul sürtünme direncine bağlı etkinlik faktörü

3.4 Hızlandırıcı Nozul Tipinin Özellikleri

Hızlandırıcı akışlı (accelerating) tip nozullarla ilgili yapılan araştırmalar sonucunda ağır yüklü pervanelerde kullanılmak üzere MARIN 19A serisi nozul geliştirilmiştir. Bu nozul yapısal olarak basit bir şekle sahiptir. Nozulun pervane tarafındaki iç yapısı boyuna silindirik bir şekildedir. Nozul profilinin dış yapısı ise düz ve kuyruk kısmı göreceli olarak daha kalındır.

19A serisi nozullarla kullanılmak üzere ‘Ka’ serisi pervaneler geliştirilmiştir. Bu seri uskurlar kanat uç kavitasyonu ihtimalini azaltacak şekilde geniş kanat uçlarına sahip olup, uniform pic ve yassı yüz yapısı mevcuttur. Bu seri uskurların özellikleri Şekil 3.15 ‘de belirtilmiştir. 19A serisi nozullar, 0,5 boy-çap (L/D) oranına haizdirler. Römorkör ve iticilerde daha büyük boy – çap oranı daha iyi sonuçlar vermektedir. Bu yüzden temel şekli 19A serisine benzeyen L/D oranı 0,8 ve 1,0 olan iki yeni nozul daha geliştirilmiştir. Bu nozullar 22 ve 24 olarak geliştirilmiştir. Römorkörler gibi çekici vasıtalar için itme kuvveti hem ileri hem de tornistan yol için çok önemlidir. Bu durumlarda nispeten kalın kuyruk kısmına sahip nozullar kullanmak etkilidir. Bu yüzden özellikle tornistan yol için yeni bir seri geliştirilmiştir. No 37 denen bu serinin Profil şekli Şekil 3.16 ‘da verilmiştir. Bu nozul yuvarlatılmış ve nispeten kalın kuyruk kısmına haizdir. Bu tornistanda akım ayrışmasını önler. Ka 4-70 pervaneleriyle tüm bu nozulların açık su analizleri yapılmıştır. Nozul 19a ve 37 içerisindeki Ka 4-70 pervanelerinin açık su test sonuçları regresyon analizleri ve polinomlar vasıtasıyla gerçekleştirilmiştir. Bu sonuçlar da Çizelge 3.1 ve 3.2 ‘ de gösterilmiştir. Bu çizelgelerdeki katsayılar aşağıdaki polinomlara bağlı değerlerdir.

$$K_T = \sum_{x,y} C_T(x,y)(P/D)^x(J)^y \quad (3.35)$$

$$K_{TN} = \sum_{x,y} C_{TN}(x,y)(P/D)^x(J)^y \quad (3.36)$$

$$K_Q = \sum_{x,y} C_Q(x,y)(P/D)^x(J)^y \quad (3.37)$$

Çizelge 3.1 Nozul 19A içerisinde Ka 4-70 pervanesi için katsayılar

x	y	C _T	C _{TN}	C _Q	x	y	C _T	C _{TN}	C _Q
0	0	0,03055	0,076594	0,006735	4	0	0	0	-0,007366
	1	-0,148687	0,075223	0		1	0	0	0
	2	0	-0,61881	-0,16306		2	0	0	0
	3	-0,391137	-0,138094	0		3	0	0,099819	0
	4	0	0	-0,007244		4	0	0	0
	5	0	-0,37062	0		5	0	0	0
	6	0	0,323447	0		6	0	0	0
1	0	0	-0,271337	0	5	0	0	0	0
	1	-0,432612	-0,687921	0		1	0	0,030084	0
	2	0	0,225189	-0,024012		2	0	0	0
	3	0	0	0		3	0	0	0
	4	0	0	0		4	0	0	0
	5	0	0	0		5	0	0	0
	6	0	-0,081101	0		6	0	0	0
2	0	0,667657	0,666028	0	6	0	0	0	-0,00173
	1	0	0	0		1	-0,017293	0	-0,000337
	2	0,285076	0,734285	0,005193		2	0	-0,001876	0,000861
	3	0	0	0		3	0	0	0
	4	0	0	0		4	0	0	0
	5	0	0	0		5	0	0	0
	6	0	0	0		6	0	0	0
3	0	-0,172529	-0,202467	0,046605	0	7	0	0	0
	1	0	0	0					
	2	0	-0,54249	0					
	3	0	0	0					
	4	0	0	0					
	5	0	0	0					
	6	0	-0,016149	0					

Çizelge 3.2 Nozul 37 içerisinde Ka 4-70 pervanesi için katsayılar

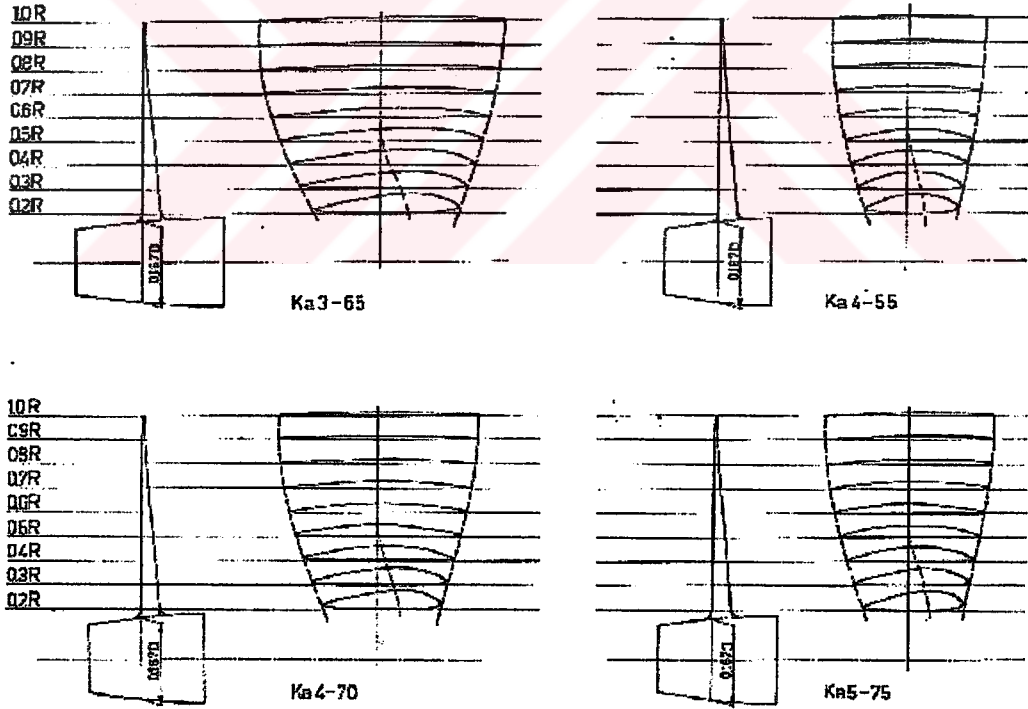
x	y	C _T	C _{TN}	C _Q	x	y	C _T	C _{TN}	C _Q
0	0	-0,162557	-0,016806	0,016729	4	0	0,042997	0	0
	1	0	0	0		1	0	0	0
	2	0	0	0		2	0	0	0
	3	0	0	0		3	0	0	0
	4	-0,077387	0	0		4	0	0	0
	5	0	0	0		5	0	0	0
	6	0	-0,099544	0,030559		6	0	0	0
1	0	0,598107	0	-0,048424	5	0	0	0	0
	1	-1,00903	-0,548253	-0,011118		1	-0,038383	0	0
	2	0	0,230675	-0,056199		2	0	0	0
	3	0	0	0		3	0	0	0
	4	0	0	0		4	0	0	0
	5	0	0	0		5	0	0	0
	6	0	0	0		6	0	0	0
2	0	0,085087	0,460206	0,084376	6	0	0	0	0
	1	0,425585	0	0		1	0	0	-0,001176
	2	0	0	0,045637		2	0,014992	0	0,002441
	3	0	0	-0,042003		3	0	0	0
	4	0	0	0		4	0	0	0
	5	0	0	0		5	0	0	0
	6	0	0	0		6	0	0	0
3	0	0	-0,215246	-0,008652	0	7	0,036998	0,051753	-0,01216
	1	0	0	0					
	2	0	0	0					
	3	0	0	0					
	4	0	0	0					
	5	-0,021044	0	0					
	6	0	0	0					

Römorkörler, servis motorları ve iticiler gibi teknelerde nozul – pervane seçimi için önemli olan faktörler :

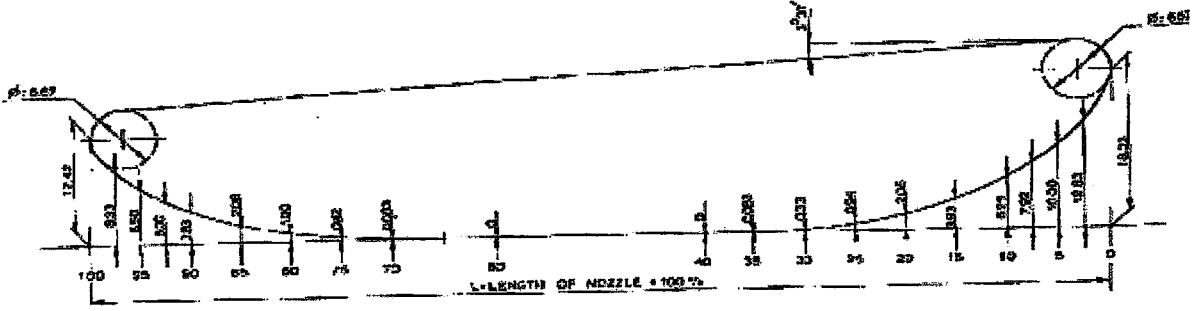
- İleri yoldayken statik çekme
- Tornistan yoldayken statik çekme
- İntikal süratidir.

Konvansiyonel uskur serisi (B 4-70 serisi) ve 24, 22, 19A ve 37 serisi nozulların statik çekme kabiliyetleri karşılaştırması Şekil 3.17 ' de verilmiştir. Bu diyagramda, itme katsayısı K_T , Tork katsayısı K_Q , pervane itmesi – toplam itme oranı τ ve etkinlik katsayısı η_d , piç oranına karşılık (P/D) verilmiştir. Etkinlik katsayısı η_d aşağıda olduğu gibi verilmiştir. Statik çekme (bollard pull) kavramından ileride ayrıca bahsedilecektir.

$$\eta_d = \frac{(K_T / \pi)^{3/2}}{K_Q} \quad (3.38)$$

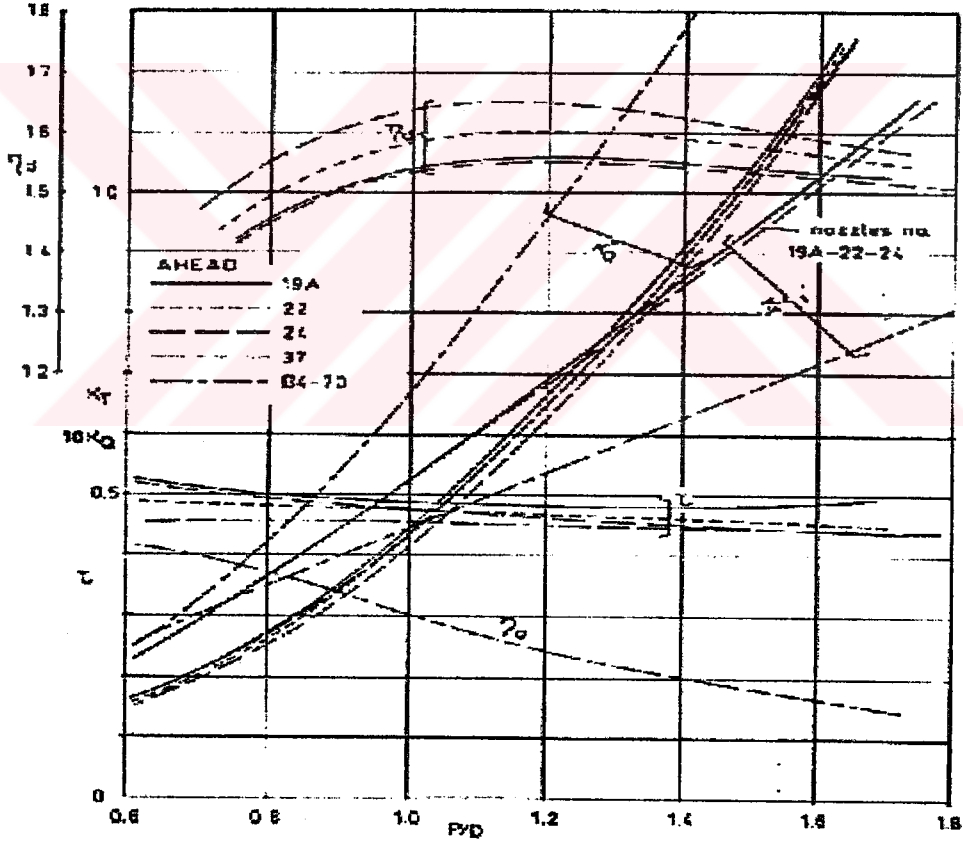


Şekil 3.15 Ka serisi pervane kanat formları

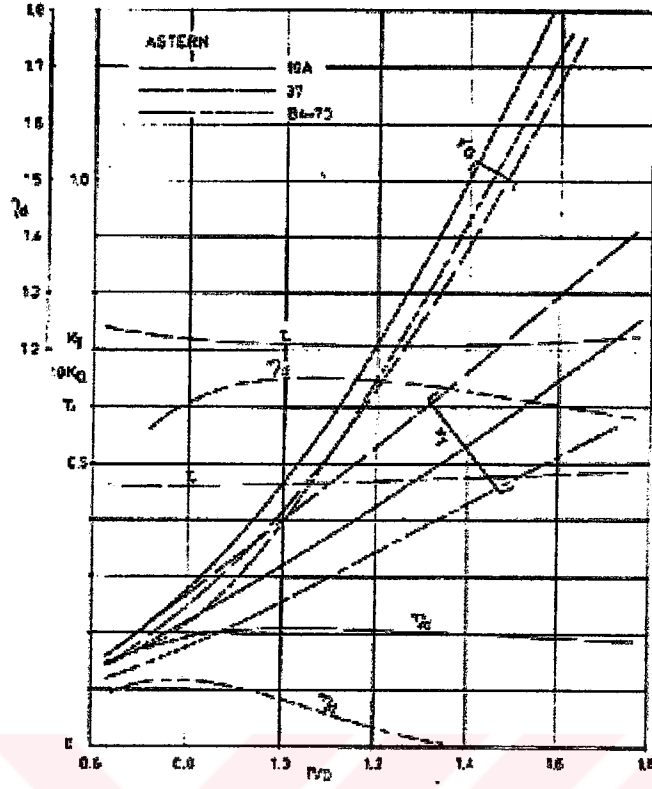


Şekil 3.16 Nozul no 37, $l/D=0,5$

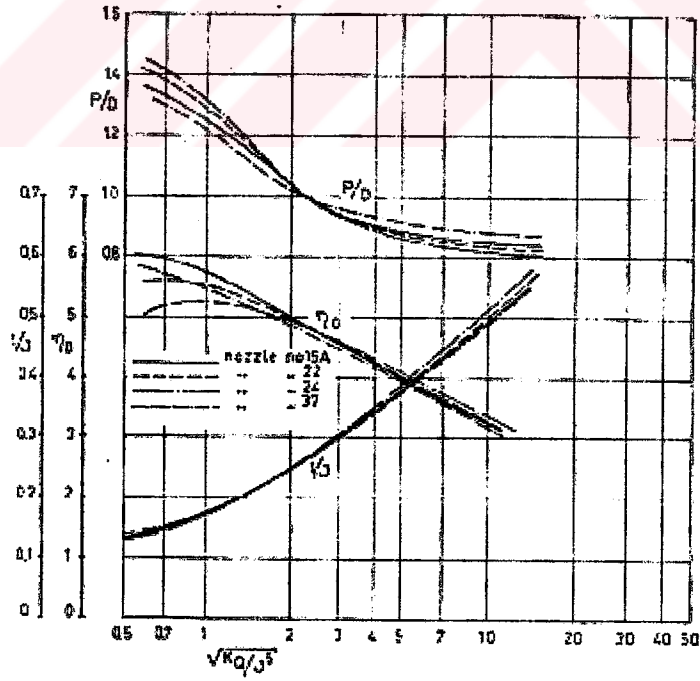
Aynı çapa ve güce sahip sistemler düşünüldüğünde, bu etkinlik statik durumda farklı sevk cihazlarının etkinliği için direkt bir ölçü olarak kullanılabilir. Bununla birlikte, eğer farklı sevk cihazlarının RPM seçiminde kısıtlamalar varsa bu katsayı kullanılmamalıdır.



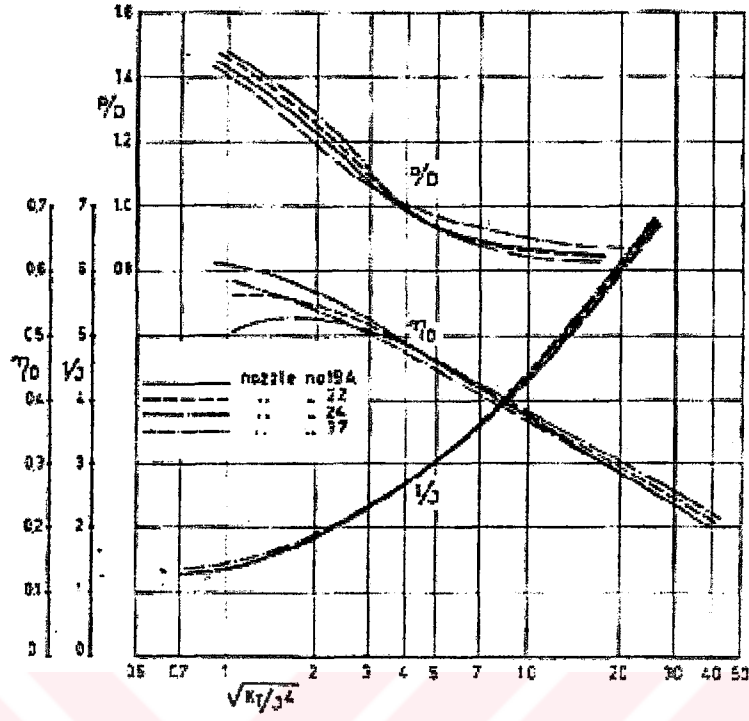
Şekil 3.17 İleri yolda statik çekme durumunda farklı sevk sistemlerinin karakteristikleri



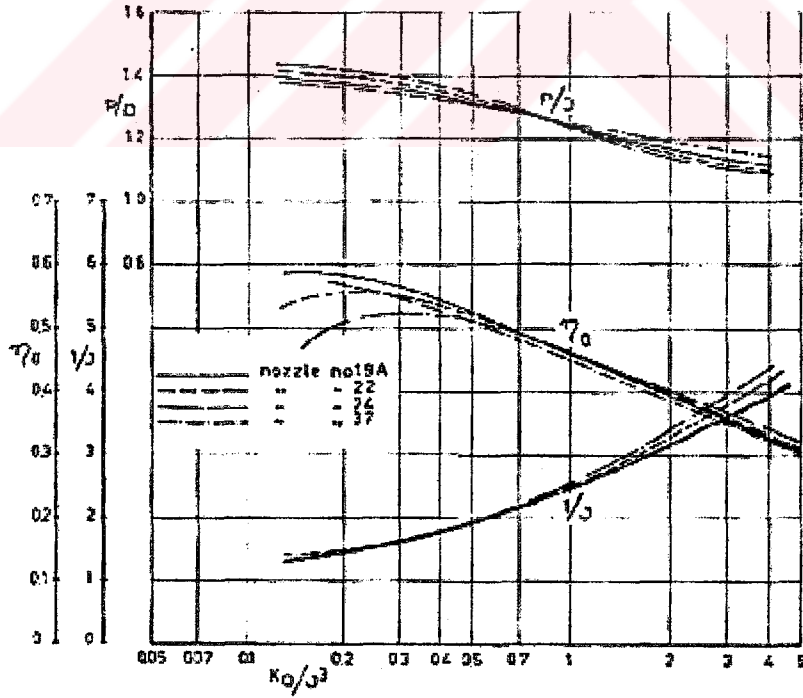
Şekil 3.18 Tornistan yolda statik çekme durumunda farklı sevk sistemlerinin karakteristikleri



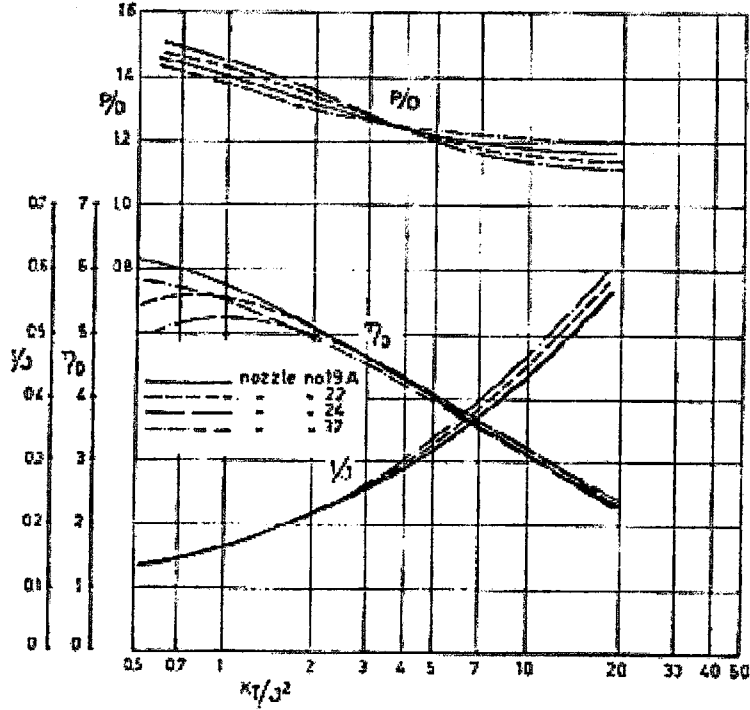
Şekil 3.19 V_a , P_D , n verildiğinde farklı nozullu pervanelerin optimum çapının bulunması için eğriler



Şekil 3.20 V_a , T ve n verildiğinde farklı nozullu pervanelerin optimum çapının bulunması



Şekil 3.21 V_a , P_D ve D verildiğinde farklı nozullu pervanelerin optimum devrinin bulunması



Şekil 3.22 V_a , T ve D verildiğinde farklı nozullu pervanelerin optimum devrinin bulunması

Şekil 3.17'den η_d değerinin nozullu pervanelerde konvansiyonel pervanelere göre çok yüksek olduğu, nozul boyunun η_d üzerindeki etkisinin çok düşük olduğu, boy – çap oranının arttığında η_d değerinde net bir artışın olduğu görülmektedir.

Tornistan yoldayken çekme durumu için nozul 19A, 37 ve B4-70 pervanesi Şekil 3.18'de kıyaslandığında nozul 19a'nın η_d değerinin tornistan yolda nozuldaki akım ayrışmasının nedeniyle düştüğü görülmektedir. Ancak 19a'nın değeri yine de B4-70 nozulsuz pervanesinden daha iyi durumdadır. Bir deniz taşıtının serbest intikal süratine bağlı sevk sistemi seçim metodu için K_T - K_Q - J diyagramından daha fazla pratik bilgi elde edilebilir. Kargo gemilerinde en sık karşılaşılan dizayn problemi pervaneyi geçen su hızı V_a , pervane tarafından absorbe edilen güç P ve pervane devri n 'dir. Çap ' D ' öyle seçilir ki en büyük verimlilik alınsın. Römorkörler sık sık sınırlı sularda çalışmak zorunda kalırlar. Bu geminin draftının sınırlı olması ve ufak pervaneler kullanılma zorunluluğu olması sonucunu getirir. Bu durumlarda pervane dizaynına bilinen V_a , T ve D veya V_a , P_D ve D değerlerinden başlanması uygundur. Optimum çap veya optimum pervane devrinin bulunma problemi η_d ve J 'nin aşağıdakilerin fonksiyonu olarak plotlanmasıyla bulunur.

K_Q/J^5 ; V_a , P_D ve n verildiyse

K_T/J^4 ; V_A , T ve n verildiyse

K_Q/J^3 ; V_A , P_D ve D verildiyse

K_T/J^2 ; V_A , T ve D verildiyse

Nozul 24, 22, 19A ve 37 'nin içindeki Ka 4–70 serisi pervaneler için, optimum çap eğrileri $((K_Q/J^5)^{1/2}$ ve $(K_T/J^4)^{1/2}$ 'ye bağlı olarak) ve optimum devir eğrileri $((K_T/J^2)$ ve (K_Q/J^3) 'ye bağlı olarak) verilmiştir. Farklı nozullu pervaneler arasındaki farklar küçüktür. B4–70 uskur serisi pervanelere haiz nozul sistemleri karakteristikleri incelendiğinde yüksek uskur yüklerinde nozullu pervanelerin konvansiyonel pervanelere etkinlik açısından üstünlükleri barizdir. 19A, 22 ve 24 nozullarının 37 'den sadece % 2 'lik bir verimlilik fazlalığı vardır. 37 Nozulun tornistan yolda üstünlüğü vardır.

Bu sonuçlardan, nozullu pervanelerin ağır uskur yüklerinde etkin olarak kullanıldığı ve pervaneyi koruduğu için de nozulun büyük bir avantaj olduğu görülmektedir.

Dikkat edilmelidir ki, nozullu pervanenin pervane diskindeki akım hızının geminin hızındaki değişmelere hassasiyeti konvansiyonel uskur pervanelerine oranla çok daha azdır. Bu da aynı maksimum makina torkunda daha az pervane devri değişikliği ihtiyacı duyulmasını sağlar. Servis ömrünün kayda değer kısmını manevra yapmak için kullanan tek pervaneli römorkörler için, nozullu pervane konfigürasyonu pervanenin arkasının yanı sıra pervane önünde de yardımcı dümen yelpazesi gerekebilmektedir.

Sevk edicilerin özel tipleri arasında geminin kaliteli bir sevki için, akışı hızlandıran nozul tipi önemli rol oynar.

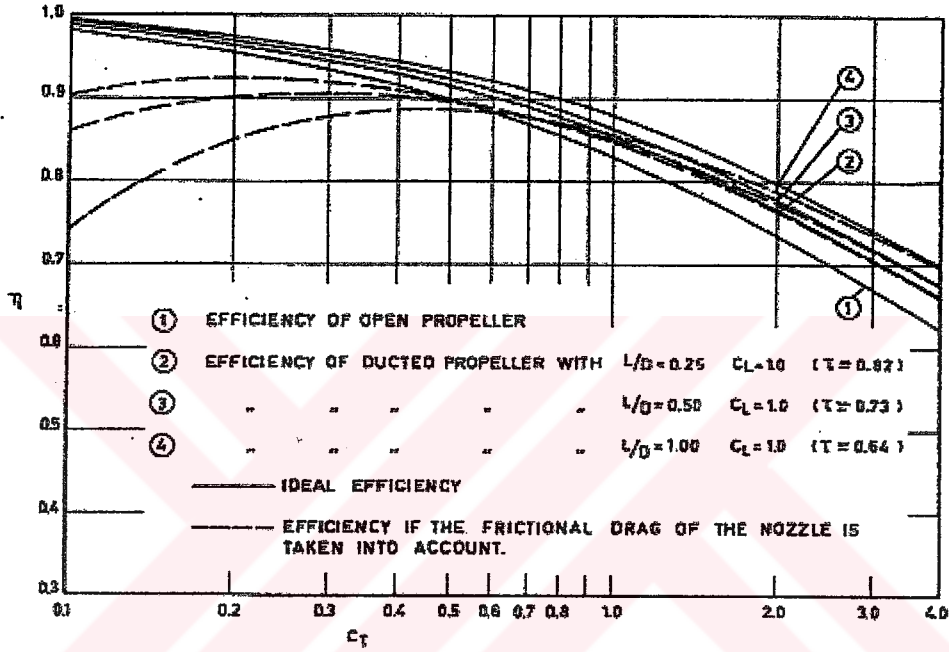
Verimi esas alan optimum nozul şeklinin bulunması ile ilgili yapılan araştırmalar, nozulun maksimum ölçülerde küçülmesini hedeflemektedir. Bu nedenle impeller itmesi/toplam itme oranı τ mümkün olduğunca küçük olmalıdır. Nozulun iç yüzeyindeki akım ayrışma riski nedeniyle bu küçülme sınırlıdır. Dickmann ve Weissinger bir pervane arkasındaki nozulun genişleyen kısmı için bu daralma sınırını 3.5 derece olarak seçmişlerdir. Bu sınır difüzörler için seçilmiştir. Bir nozul profilinin kesit kaldırma katsayısı C_L ile ilgili olarak daha genel bir kriter bulunabilir.

İki boyutlu airfoil akışına benzer bir yaklaşım kullanılırsa, nozullu pervane sisteminin verilen bir L/D oranına karşılık gelen optimum τ değerinden, kaldırma katsayısı C_L daha fazla olursa akım ayrışması meydana gelir. Bu nedenle, Şekil 3.6'da verilen sonuçları kullanarak itme katsayısı C_T ve nozulun L/D oranının bir fonksiyonu olarak nozullu pervanenin optimum ideal

verimi elde edilebilir. Buna ilaveten, nozul direncinden dolayı meydana gelen verim kayıpları Şekil 3.14'te verilen sonuçları desteklemek için dikkate alınabilir.

Nozul direncinden dolayı oluşan ilave verim kayıpları ve optimum ideal verim analizi, sıfır kalınlıklı nozul profili ve nozulun farklı L/D oranları için yapılmış ve sonuçlar Şekil 3.23'te verilmiştir.

Şekil 3.23'ten nozullu pervanelerin verimleri ile ilgili olarak aşağıdaki sonuçlara varılabilir.



Şekil 3.23 Nozullu pervanelerin sürtünme nozul direncine bağlı verim kayıpları ve optimum ideal verim

- 1) Nozul kullanılması, daha fazla yüklü pervanelerde ($C_T > 1$) açık pervaneyle kıyaslandığında verim artışına öncülük eder.
- 2) Daha az yüklü pervanelerde kısa nozul kullanılırken, daha yüksek yüklü pervanelerde uzun nozul kullanılması mantıklıdır.

Sonuç olarak, çeşitli gemi tipleri için nozulun kullanıp kullanılmayacağını tespitinde birtakım kriterler düşünülerek aşağıda sözü geçen ifadelerle başvurulur.

- 1) Çift pervaneli kargo ve yolcu gemilerinde B_p değeri 10-13 arasında değişir. Bu C_T değerinin 0,7-1,0 arasında değiştiği anlamına gelmektedir. Şekil 3.23'ten hemen görüleceği üzere verim itibarı ile nozul kullanımı bu tip gemilerde mantıklı değildir.

- 2) Tek pervaneli kargo ve yolcu gemilerinde B_p değeri 20-33 arasında değişir (C_T 1.5 - 2.0 arasında değişir). Bu B_p veya C_T değerlerinde, nozul uygulaması ile verim üzerinde bir iyileşme sağlanabilir. Özellikle, DWT'u 30.000 ton ve üzeri olan hızlı modern tankerlerde uygulama alanı bulabilir.
- 3) Kosterlerde B_p değeri 40-60 arasında değişir (C_T yaklaşık 3 civarındadır). Böyle durumlarda bir nozul kullanımı uygun olabilir.
- 4) Römorkörlerin tüm tiplerinde B_p değeri 100 veya daha üstü bir değerdedir (C_T 6 veya daha üzeri). Son 20 yıllık periyotta bu tip gemilerde nozul kullanımına sıklıkla rastlanmaktadır (Weissingen ve Maass, 1968).

3.4.1 Akışı Hızlandıran Nozul Tipleri İçin NSMB'de Yapılan Deneyler

NSMB'nin bir önceki yayınlarında hızlandırıcı nozullar içindeki pervane serileri ile yapılan sistematik deneylerin sonuçları verilmiştir. Bu deneyler, optimum verim için pervane-nozul sistemlerinin dizaynına ait dataları vermektedir.

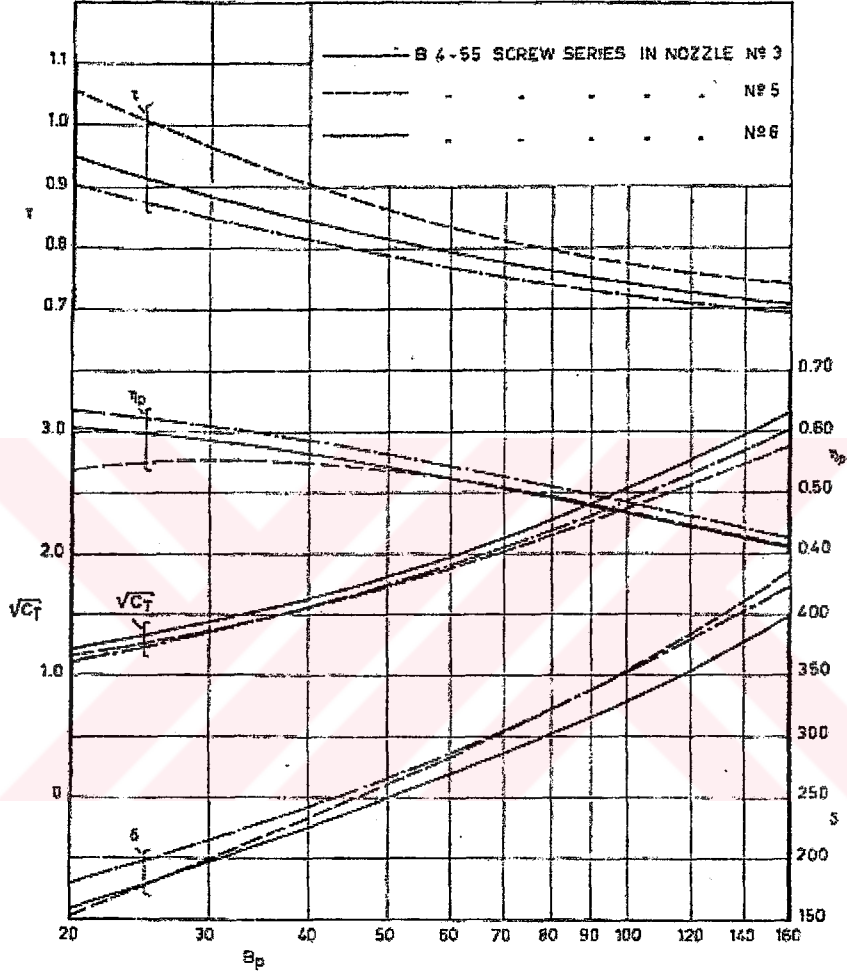
Bu deneyler farklı nozullar arasında Wageningen B serisi pervaneler üzerinde yapılan deneylerin sonuçları ile ilgilidir. Çizelge 3.3'de bu deneylerin incelenmesi sonucunda bazı bilgiler verilmektedir.

Çizelge 3.3 Wageningen B serisi pervaneler üzerinde yapılan deneylerin incelenmesi

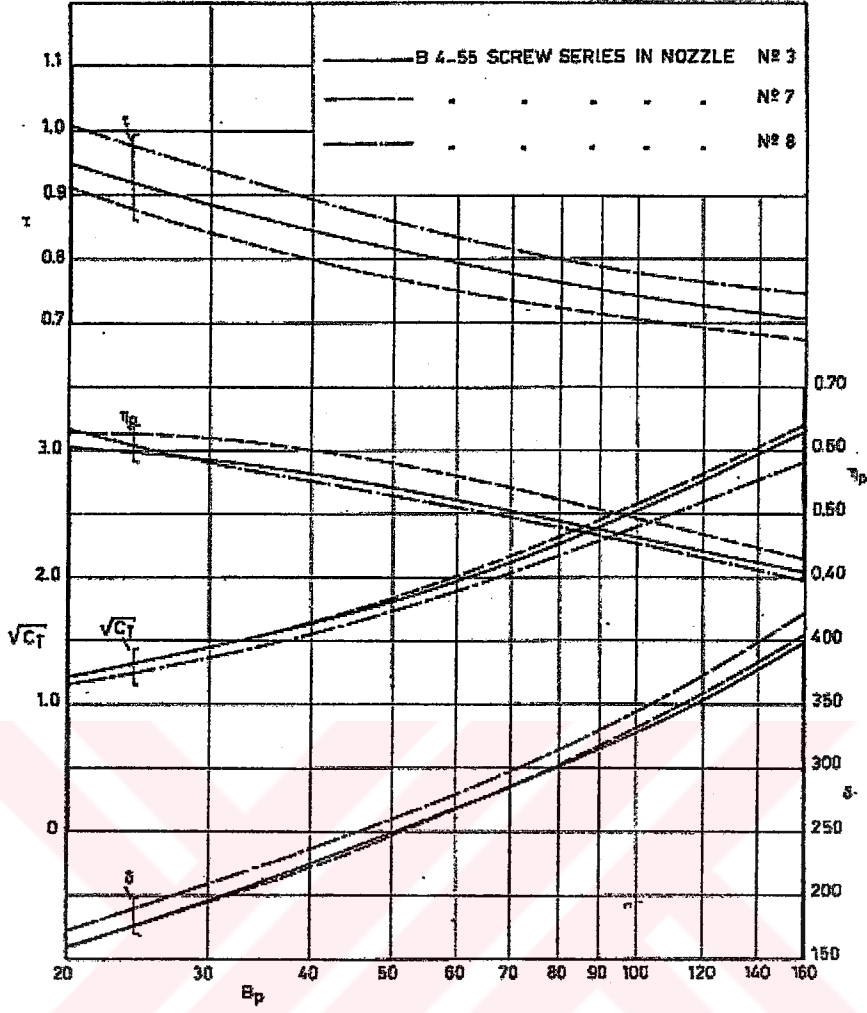
Nozul no:	l/D	s/l	f/l	α_i derece	Profil	uskur serisi
1	eksenel	dairesel	silindirik	silindirik	NACA 4415	B 4-55
2	0,67	0,15	0,04	12,7	NACA 4415	B 4-55
3	0,5	0,15	0,04	12,7	NACA 4415	B 4-55
4	0,83	0,15	0,04	12,7	NACA 4415	B 4-55
5	0,5	0,15	0,04	15,2	NACA 4415	B 4-55
6	0,5	0,15	0,04	10,2	NACA 4415	B 4-65
7	0,5	0,15	0,05	12,7	NACA 5415	B 4-55
8	0,5	0,15	0,03	12,7	NACA 3415	B 4-55
9	0,4	0,15	0,05	12,7	NACA 5415	B 4-55
10	0,3	0,15	0,05	12,7	NACA 5415	B 4-55
11	0,5	0,15	0,05	12,7	NACA 5415	B 4-55
7	0,5	0,15	0,05	12,7	NACA 5415	B 4-40
7	0,5	0,15	0,05	12,7	NACA 5415	B 4-70
7	0,5	0,15	0,05	12,7	NACA 5415	B 2-30
7	0,5	0,15	0,05	12,7	NACA 5415	B 3-50
7	0,5	0,15	0,05	12,7	NACA 5415	B 5-60

Şekil 3.24, 3.25 ve 3.26'da bazı sonuçlar sunulmaktadır. Şekil 3.24 ve 3.25'de η_p , δ , τ ve C_T

değerleri (B_p 'ye bağlı olarak) farklı nozul sistemlerinin optimum koşulu için verilmektedir. Nozullu pervane sistemlerinin karakteristikleri üzerinde sehim oranı f/l ve giriş açısı α_i değişiminin etkisi analiz edildiğinde, verilen bu şekiller kullanılabilir. En düşük impeller itmesi/toplam itme oranı τ ile en küçük optimum çaplar ve en yüksek verimin elde edildiği görülür. Bu, nozulun maksimum küçülmesine uygun olarak yapılır.



Şekil 3.24 Nozul kuyruk hattı ve şaft arasında farklı açılara haiz 3, 5 ve 6 numaralı nozul sistemlerinin mukayeseleri



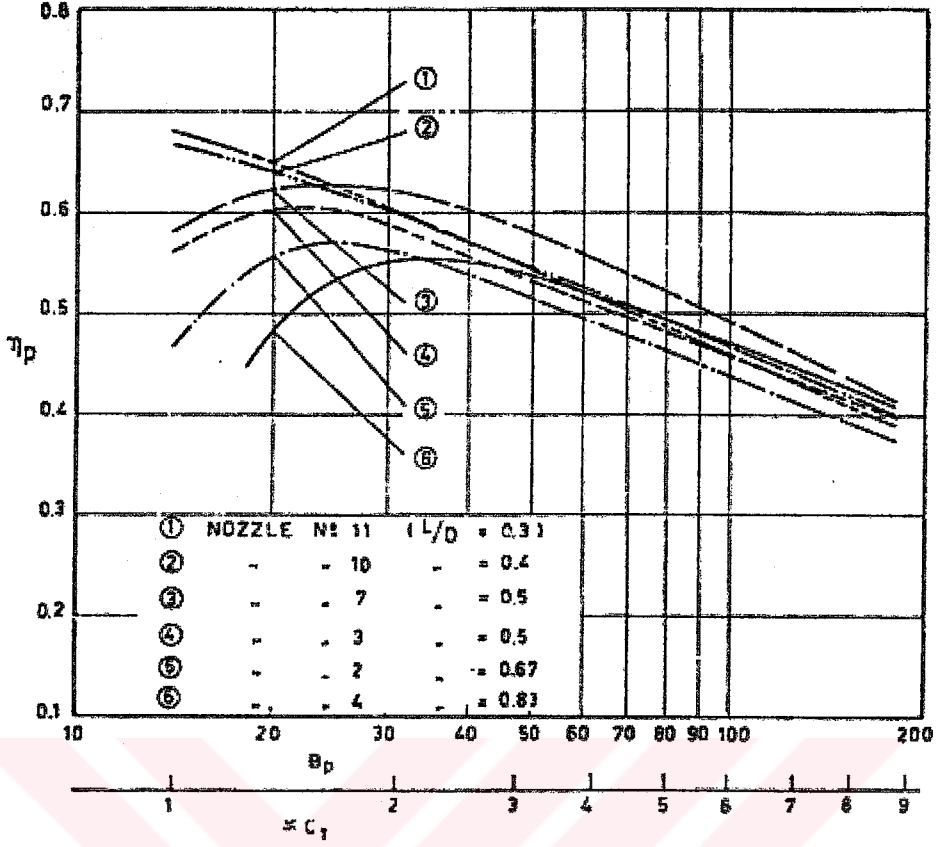
Şekil 3.25 Değişik sehim oranlı nozul profillerine sahip 3, 7 ve 8 numaralı nozul sistemlerinin mukayeseleri

Şekil 3.26' da değişik nozul boyu – çap oranları $1/D$ ile nozul sistemlerinin optimum koşulu için B_p ' ye dayalı η_p değerleri verilmiştir. Bu şekilden düşük uskur yüklerinde kısa nozul boyunun tercih edilebilirliğinin yüksek olduğu görülmektedir.

Bu tecrübelerden elde edilen en önemli sonuçlar şöyledir;

- 1) Nozulun içerisinde düşünülen optimum uskur çapı, nozulsuz durumdaki optimum uskur çapından oldukça küçüktür.
- 2) Eğer nozul boyu yeterince kısa ise, çok düşük uskur yüklerinde (C_T 'nin 1' e kadar) bile etkinlikte bir artış görülür. Bu sonuç teorik analizlerle de uyumludur.

Son zamanlarda, daha önceden test edilen tiplerin üzerinde bazı avantajlara sahip üç yeni tip nozul test edilmiştir.

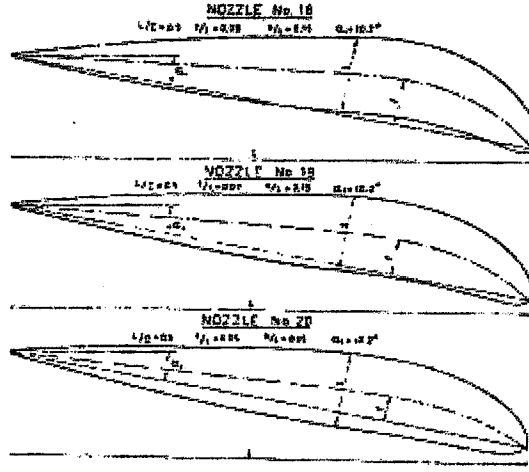


Şekil 3.26 Farklı boy-çap oranlarına haiz 2, 3, 4, 7, 10 ve 11 numaralı nozul sistemlerinin mukayeseleri

Bu nozul profilleri aşağıdaki pratik ihtiyaçları karşılamaktadır.

- 1) Uskurun bulunduğu nozulun iç tarafından aksel silindirik bir parça
- 2) Uskurun arkasında nozulun bir ıraksak parçası
- 3) 0,15 olarak nozul profilinin bir maksimum kalınlık oranı

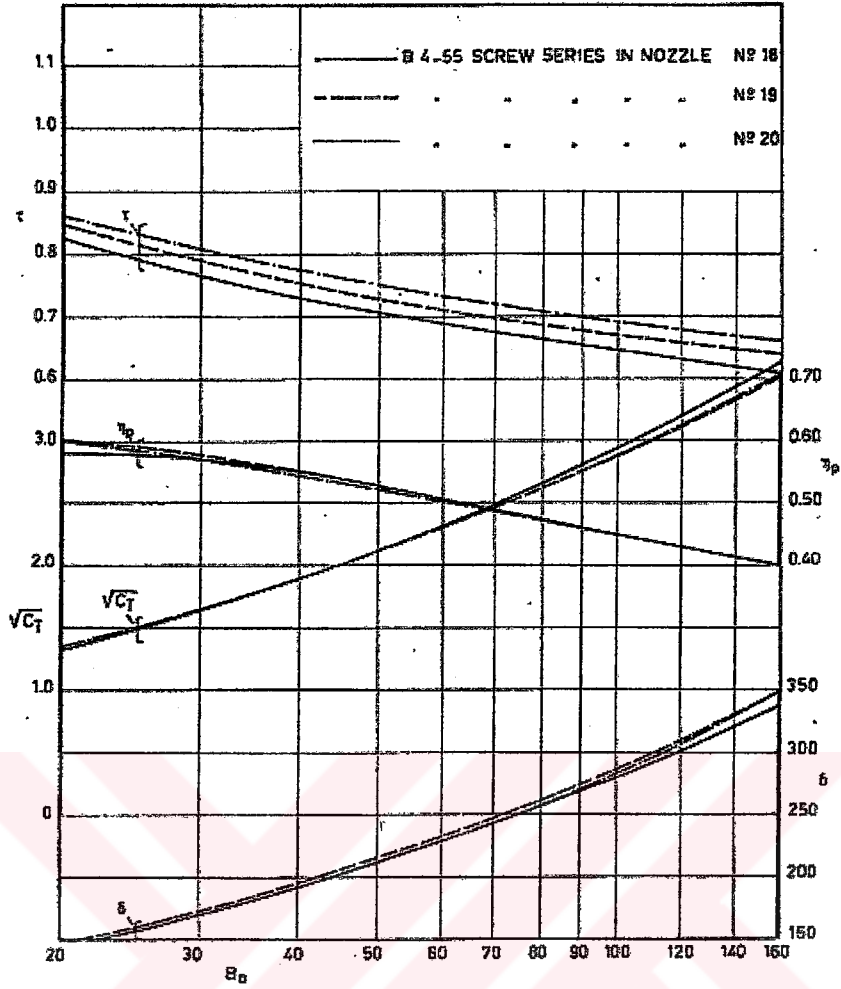
nozlu profilinin burun-kuyruk hattı ve şaft akseni arasında yaklaşık 10 derecelik bir açı seçilmiştir. Bu açı, Şekil 3.25' deki sonuçların neticesinde tercih edilmiştir. Bu yeni nozul profillerinin sehim oranları 0,05 oranını aşmışlardır. Bu veriler Dickmann ve Weissinger tarafından önerilen 3,5 derece limit değerinden daha yüksek yayılım açısıyla sonuçlanır. İhtiyaçlar pratik olarak NACA 25015 profili ile karşılanmıştır. 18, 19 ve 20 numaralı yeni nozulların boyutları Şekil 3.27' de verilmiştir.



Şekil 3.27 18, 19 ve 20 numaralı nozulların profilleri nozul boy-çap oranı 0,5

Şekil 3.28' de, optimum koşullar için bu nozulların karakteristikleri verilmiştir. Bu şekil, sehim (camber) oranındaki 0,05' den 0,09' a kadar olan değişim için verimdeki ve optimum çaptaki (δ değerleri) farkların çok düşük olduğunu göstermiştir. Bu sonuçlar ışığında, yapısal nedenlerden dolayı nozul 19' un dışı düz yapılırsa performansta dikkate değer değişikliklerin olmayacağı beklenmektedir. Şu an NSMB tarafından kullanılan standart nozul şekli nozul 19' dan türetilen 19a' dır.

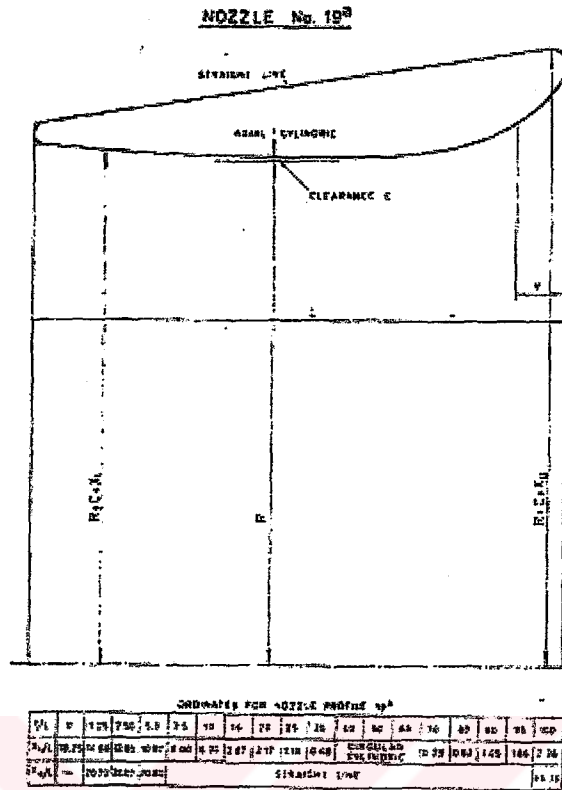
Nozul dışı düz ve kuyruk kenarı daha kalındır. 19a nozulunun ordinatları Şekil 3.29' de verilmiştir.



Şekil 3.28 Farklı sehim (camber) oranlı f/l nozul profillerine sahip 18, 19 ve 20 numaralı nozul sistemlerinin mukayeseleri

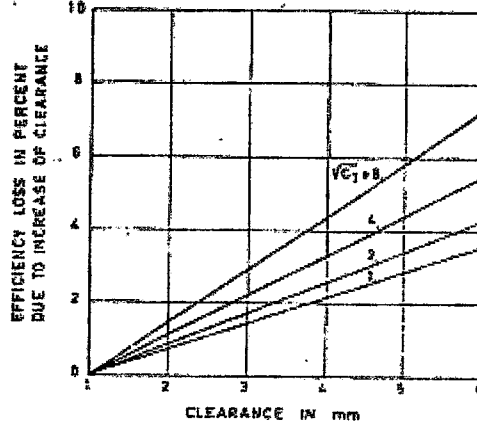
3.4.2 Hızlandırıcı (Accelerating) Tip Nozullarda Farklı Tip Uskur Pervanelerle NSMB'de Yapılan Deneylerin Özeti

Tasarımcı, kanat uçlarında kavitasyona daha az hassas olması itibarıyla B-uskur serisinden ziyade daha geniş kanat ucuna sahip kaplan tip pervaneyi tercih etmektedir. Bundan başka, nozula bağlı olarak pervane alanındaki eksenel hızların radyal dağılımı kanat uçlarındaki piçte bir artışa yol açar. Uskur dizaynında, bu eksenel hızların radyal dağılımlarını göz ardı etmek sonucunda genellikle kanat uçlarında yüz kavitasyonu görülmektedir. Özellikle nozulların içinde kullanılan kaplan tip uskur serileri eksenel akışlı pompa teorisi yardımıyla dizayn edilirler.



Şekil 3.29 19a nozul profili

Nozul içerisindeki pervane için hesaplamaları yaparken impeller çevresindeki suyun hızının bilinmesi zorunludur. Nozuldaki hızın hesabı için kullanılan metotlar aşağıdaki bölümde tartışılmıştır. Özellikle 7 numaralı nozul için dizayn edilen uskur serileri $Fa/F=0,55$ kanat alan oranına sahip olup dört kanatlıdır (Z=4). Bu yüzden bu seriler Ka4-55 olarak adlandırılmış olup, bu uskur serilerinin özellikleri çeşitli kaynaklarda verilmiştir. 7 numaralı nozul içerisindeki Ka4-55 ve B4-55 uskurlu deneylerin sonuçları, bu uskur serileri arasındaki optimum verimde kayda değer farklar olduğunu göstermiştir. Kaviteasyon tünelineki nozullarla yapılan model testleri, B uskur serilerinin ve K4-55 uskur serilerinin yüz kaviteasyonundan ciddi şekilde etkilendiğini göstermektedir. Bundan dolayı, özellikle kaviteasyonla ilgili, nozullu pervanelerde uskur kanatlarının radyal yük dağılımının etkisine olan araştırmalar yapılmıştır. İlave olarak, nozulun ucundaki akım ayrışmasında uskur kanatlarının radyal yük dağılımı ve verime olan etkisi de incelenmiştir.



Şekil 3.30 Kanat uç klerensi ve verim kaybı arasındaki bağıntı

Piç oranı $P/D = 1.0$ olan Ka4-55 uskurundan başlayarak, farklı piç dağılımları ve kanat kesitleriyle 5 adet pervane dizayn edilmiştir. Dizayn itme katsayısı C_T yaklaşık 8'dir. Bu seriler hakkında en önemli sonuçlar, 18, 19 ve 20 numaralı nozullarla yapılan kavitasyon tüneline ve açık su deneylerinden çıkarılmıştır. Bunlar;

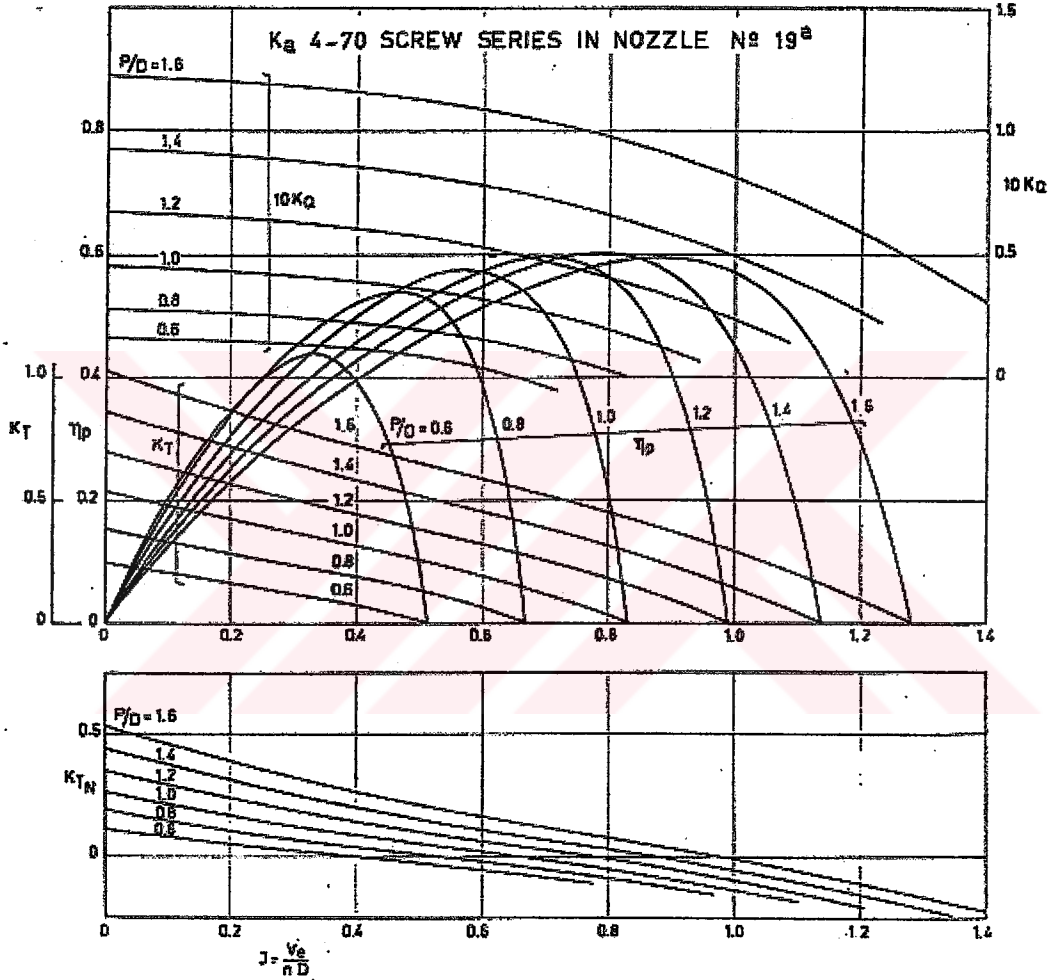
- 1) Ne kanat kesidi, ne de uskurun radyal yük dağılımı, pervane-nozul sisteminin verimine büyük bir etki sağlamaz.
- 2) C_T 'nin 0,5'den 25'e, σ_0 'nın 8'den 45'e değiştiği pervane yüklerinde nozul yüzeyinde herhangi bir akım ayrışması görülmemiştir.
- 3) Bununla birlikte, farklı uskurların kavitasyon göstergesi σ_0 ve dizayn yükünde C_T , kavitasyon fenomeni araştırmaları göstermiştir ki kanat ucu ile nozulun iç yüzeyi arasındaki aralığın ve kanadın emme tarafındaki önder kenarın kavitasyon üzerine etkisi dikkate değerdir.

Kanat uçlarının yüksüzlüğü kavitasyon karakteristiği araştırmalarında olumlu bir etkiye sahiptir.

Kanat uçları ve nozul iç duvarı arasındaki klerens ile birlikte kanat ucuna yakın pervane yükü verimindeki etkiyi araştırmak için adım adım azaltılmış uskur çaplarında açık su deneyleri yapılmıştır. Nozul 19 aynı kalırken (Uskur uç çapı 240mm'dir), 1.0, 1.5, 2.0, 2.5, ve 3mm'lik klerenslerle deneyler yapılmıştır. Görülmektedir ki, farklı pervaneler için uç klerensleri ve verim kayıpları arasındaki bağıntıda uskur kanatlarının radyal yük dağılımının pratik olarak bir etkisi bulunmamaktadır. Klerensin artmasına bağlı verim kayıpları Şekil 3.30' de gösterilmiştir.

Bu deneylerin sonuçları, üniform piç ve yassı yüz kesitlerine haiz yeni bir uskur serisi dizaynına yol açmıştır. Bu tip piç dağılımı ve kanat kesitlerine sahip dizayn seçeneğinin ana sebebi, pervanenin dökümü esnasında karşılaşılan avantajlardan kaynaklanmaktadır. Bahse konu deneylerin sonuçları verim ve kavitasyon göz önüne alındığında bu tip uskurun dezavantaj olmadığını göstermiştir. Bu yeni uskur serisi Ka serisidir.

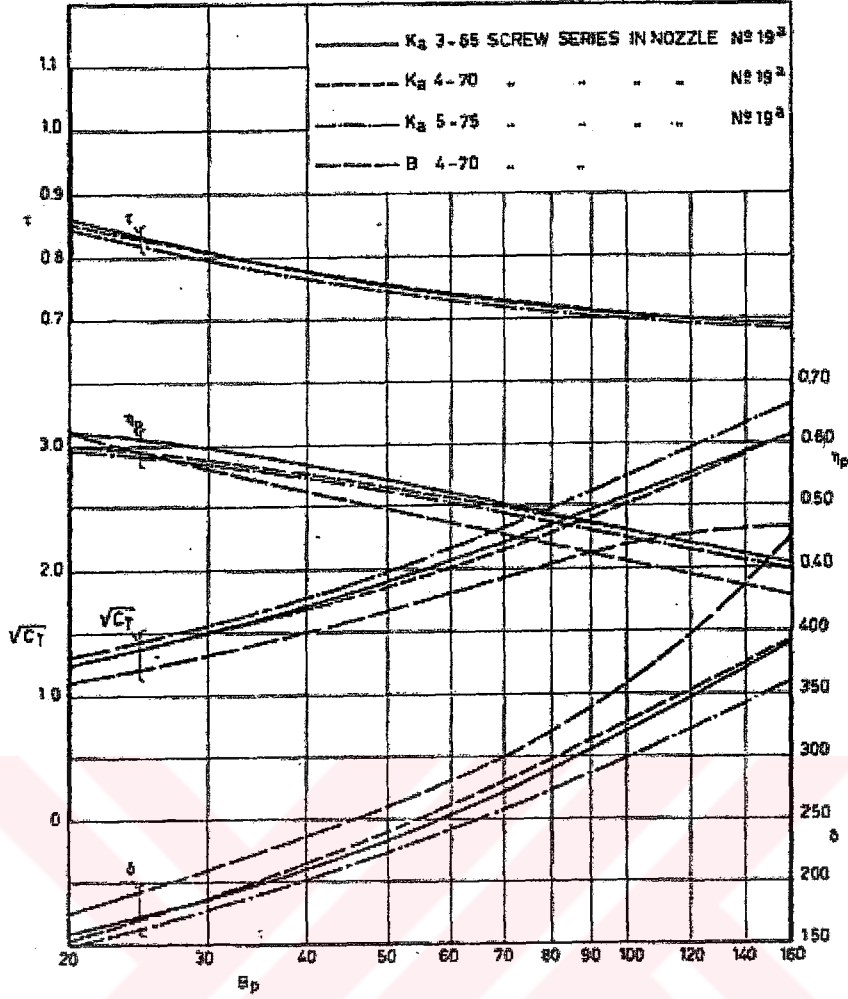
3.4.2.1 Nozul 19a İçinde Ka Uskur Serileriyle Yapılan Açık Su Deneylerinin Sonuçları



Şekil 3.31 Nozul 19a içindeki Ka 4-70 uskur serileriyle yapılan açık su deneylerinin sonuçları

Son yıllarda Ka serileri, Ka 3-65, Ka 4-70 ve Ka 5-75 olarak genişletilmiştir.

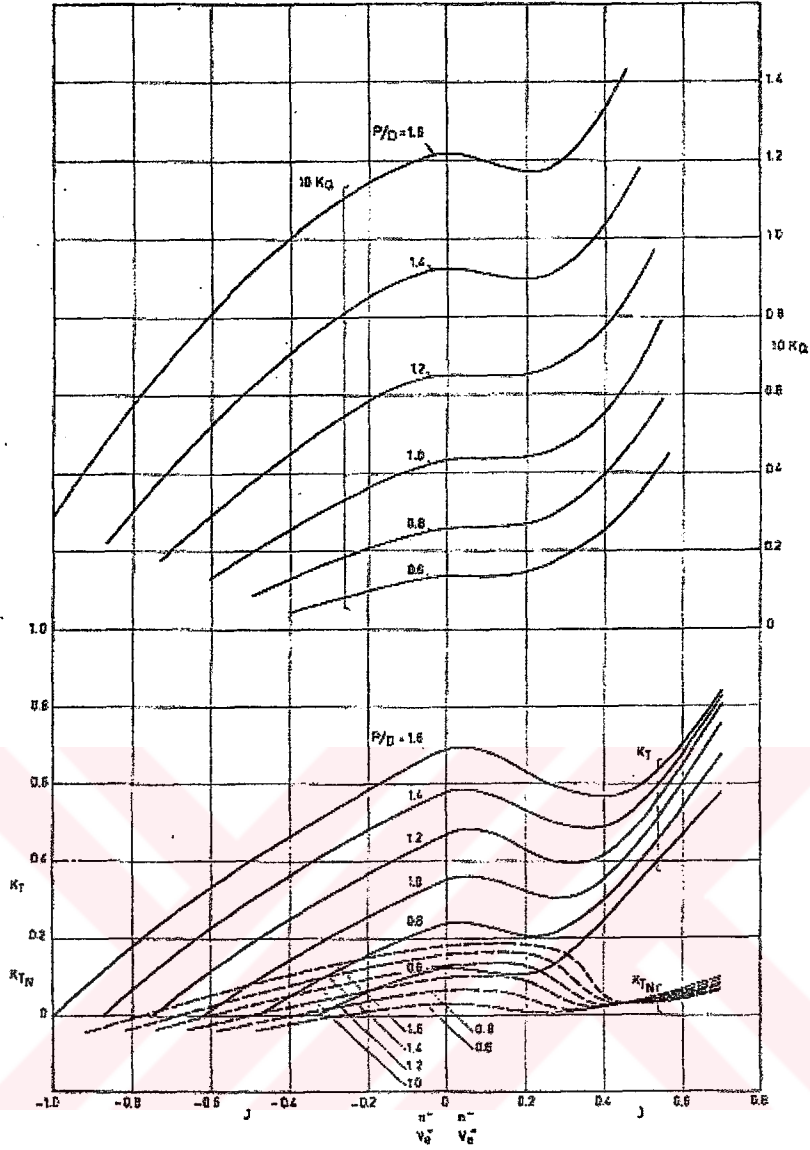
Şekil 3.31 nozul 19a içinde Ka 4-70 pervanesiyle yapılan açık su deneylerini içermektedir. Nozulun boy-çap oranı $l/d=0,5'$ dir.



Şekil 3.32 B 4-70 uskur serisi ve nozul 19a içinde Ka 3-65, Ka 4-70 ve Ka 5-75 uskur serilerinin mukayesesi

Şekil 3.32, dizayn katsayısı B_p tabanında Nozul 19a içinde Ka 5-75, Ka 4-70, Ka 3-65' in itme-toplam itme oranı τ , çap katsayısı δ ve verim η_p için optimum eğrileri göstermektedir. Mukayese olması açısından B4-70 uskur serisinin optimum eğrileri verilmiştir.

Diyagramların asıl pratik kullanılma şekli, herhangi özel bir durumda nozullu pervanenin en uygun boyutlarını bulmaktır. Nozullu pervanenin durduğu zamanki davranışlarını incelemek için, Nozul 19a içindeki Ka 4-70 uskur pervanenin arka dolgu karakteristikleri Şekil 3.33' te verilmiştir. Bu şekil, konvansiyonel pervanelerle nitel yarı düzgün (guasi-steady) kıyaslamaların olabilirliğini sağlamaktadır.



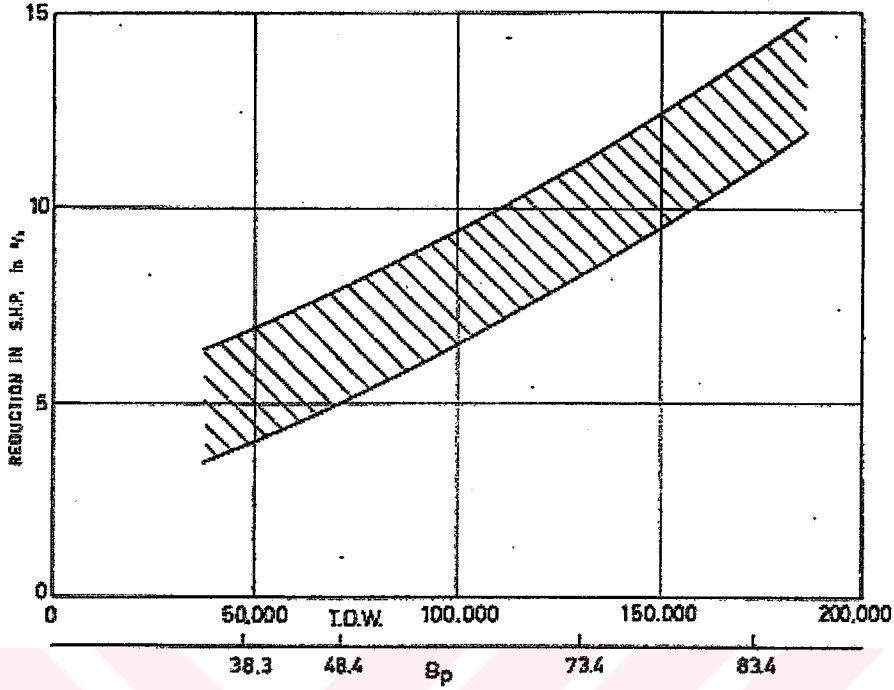
Şekil 3.33 Nozul 19a içindeki Ka 4-70 uskur pervanesinin arka dolgu karakteristikleri

Bunlarla birlikte aşağıdaki sonuçlara ulaşılabilir;

1) Verimlilik açısından bakıldığında optimum nozul şeklinin teorik araştırmaları sonucunda, nozullar için boy-çap oranı $l/D=0,5$ ile yaklaşık $0,7 \tau$ oranının uygun olacağı düşünülmektedir. Böylece, nozul 19a'nın yüksek B_p değerlerinde ($B_p > 70$) tatmin edici bir sevk kalitesine sahip olduğu Şekil 3.33' te görülmektedir.

2) NSMB tarafından yapılan sistematik deneylerde nozulların boy/çap oranı $0,83$ ile $0,30$ arasında değişkenlik göstermiştir. Deneylerden ve teorik araştırmalardan, serbest intikal durumundaki uygun verime ilave olarak $0,5$ boy/çap oranının itme ve çekmede iyi sonuçlar verdiği görülmüştür. Bu yüzden bu boy/çap oranı günümüz nozullu pervaneli gemilerinde

sıkça kullanılmaktadır.



Şekil 3.34 Tankerler için nozul kullanımı ile shp'deki azalma

3) Nozulun kullanımına bağlı olarak SHP'deki kazanç analizi 30.000 SHP' lik güç ve farklı deadweight tonajlara bağlı olarak yapılmıştır. İmpeller dönüş hızı 100 rpm'de sabit tutulmuştur. Nozulun kullanımına bağlı olarak büyük tankerler için SHP'deki büyük kazanç Şekil 3.34'te açıkça görülmektedir.

3.5 Yavaşlatıcı (Decelerating) Nozul Tipinin Özellikleri

Daha öncede bahsedildiği gibi, yavaşlatıcı (Decelerating) tip nozullar kavitasyon riskinin bulunduğu uygulamalarda kavitasyonu engellemek amacıyla kullanılmaktadır. Nozulun içindeki akış oranının azalması pervanedeki statik basıncın artmasına yol açar. Bununla birlikte nozul negatif bir itme üretir ($\tau > 1$). Bu itme kaybını telafi etmek için pervane yükü artırılmalıdır. Pervane kavitasyon özelliklerinin iyileşmesi, statik basınçtan doğan kazanımlar en azından artırılmış pervane yükü etkisini yenerse uygulamada pratiklik bulur. Bu nozullu pervanenin kanatlarında oluşabilecek minimum basınçlara ait analiz sonuçları Şekil 3.37'de verilmiştir. Bu diyagram, (kanat açınım alan oranı $A_E / A_0 = 1$ ve kanat sayısı $Z = 5$) özel pervanesinin kavitasyon özelliklerinin iyileşmesinin sadece düşük yük katsayılarında " C_T " olduğunu göstermektedir.

Daha büyük kanat açılım alan oranı yada daha fazla rotor-stator ile sorunsuz olarak daha büyük yük katsayılarına çıkılabilmektedir.

Nozulun dış yüzeyinde ve pervane kanatlarında oluşan minimum basınçlar düşünüldüğünde, çok kısa nozullar ve düşük yüklü sistemler hariç pervane kavitasyonu daha kritik bir hal almaktadır.

Nozul dizaynı vortex teorisi üzerine dayandırılmıştır. Dizayn parametre varyasyonları Çizelge 3.4’ de gösterilmiştir. Bu tip nozullarla ilgili deneyler beş kanatlı kaplan tip (Ka 5–100 serisi) pervanelerle yapılmıştır. Ka 5–100 serisi uskurlar MARIN nozul 33 ile kombine edilmiştir. Pervane piç dağılımı nozul tarafından pervane alanı üzerinde indüklenen hızlara ve radyal yük dağılımına bağlıdır. Pervane özellikleri Şekil 3.38’de verilmiştir. Pervaneler nozul içinde 1mm gibi oldukça düşük bir klerens aralığında yerleştirilmektedir. Açık su testleri regresyon analizi ile gerçekleştirilmiştir.

Nozul ile akış oranının azaltılması imperlerde statik basınç artımına yol açtığı daha önce belirtilmişti (Bkz. Şekil 3.7). Bu artış, kavitasyon başlangıcını geciktirmede önemli bir rol oynar. Bununla birlikte, nozul kendi başına negatif bir itme yaratır. Artan nozul direncini kompanse etmek için uskur yükü artırılmalıdır. Kavitasyon karakteristiklerinde bir gelişme sağlayabilmek için statik basınçtaki kazancın artan uskur yükü etkisini aşması gerekmektedir. Kavitasyon karakteristiklerinde bir gelişme sağlanıp sağlanamayacağının anlaşılması için yaklaşık bir hesaplama metodu uygulanmıştır.

Vortex teoriye göre dizayn edilmiş uskur, kavitasyon özelliklerindeki kapsamlı veri seti vasıtasıyla uskur kanatlarındaki minimum statik basınç katsayısı için aşağıdaki ampirik bağıntının sunulabilmesini sağlar.

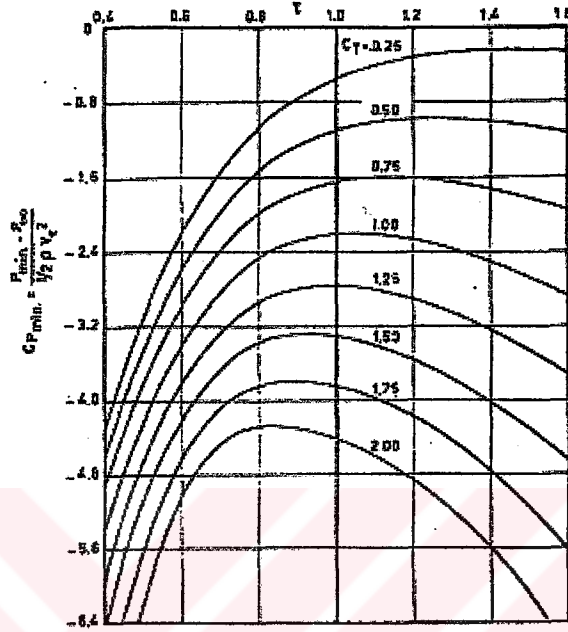
$$\left[C_{p \min} \right]_{\text{açıksudauskur}} = \frac{P_{\min} - P_{\infty}}{\frac{1}{2} \rho V_e^2} = -\frac{\pi(2,4 + 0,6Z)C_T}{8(F_a / F + 0,2)} \quad (3.39)$$

$P_{\min}$ ve P_{∞} sırasıyla impeller kanatlarındaki minimum basıncı ve akımın statik basıncını gösterir. Kanat alan oranı F_a/F ve kanat sayısı Z ile gösterilmiştir.

Nozullu pervane şimdi eşdeğer uniform akım hızı $(V_e + U_N)$ ve eşdeğer bozulmamış akım statik basıncı $(P_{\infty} + \frac{1}{2} \rho V_e^2 - \frac{1}{2} \rho (V_e + U_N)^2)$ ile açık suda çalışıyormuş sayılabilir. U_N terimi, nozul hareketine bağlı olarak pervanedeki ana eksenel hızı tarif etmektedir. U_N , C_T ve τ arasındaki bağıntı daha önce verilmişti. Böylece, nozullu pervanenin uskur kanatlarındaki

minimum basınç katsayısı;

$$\left[C_{p \min} \right]_{\text{nozullu pervane}} = \frac{p_{\min} - p_{\infty}}{\frac{1}{2} \rho V_e^2} = -\frac{\pi(2,4 + 0,6Z)\tau C_T}{8(F_a / F + 0,2)} + 1 - \left(1 + \frac{U_N}{V_e}\right)^2 \quad (3.40)$$



Şekil 3.35 Nozullu pervanenin impeller kanatlarındaki minimum statik basınç

Farklı itme katsayıları, C_T , farklı pervane itmesi-toplam itme, τ katsayıları ve $F_a/F=1.0$, $Z=5$ için nozullu pervane sistemlerine uygun basınç katsayısı $C_{p \min}$ analizleri yapılmıştır. Sadece düşük itme katsayılarında, C_T yavaşlatıcı (Decelerating) tip nozulun pervanenin kavitasyon özellikleri için uygun etkileri olduğunu gösteren Şekil 3.35’de sonuçlar verilmiştir.

İdeal verim analizi ve nozullu pervane sistemlerinin nozul sürtünme direncine bağlı verimdeki ilave kayıplar Şekil 3.6 ve Şekil 3.14’ teki sonuçlar yardımıyla belirlenir.

Bu şekillerden aşağıdaki sonuçlar çıkartılabilir;

- 1) Yavaşlatıcı (decelerating) tip nozul ideal verimde bir azalmaya yol açar. Bu azalma küçüktür.
- 2) Düşük nozul yüklerinde nozul direncine bağlı yüksek verimlilik kayıplarından sakınmak için nozulun göreceli olarak kısa olması gerekmektedir.

Yavaşlatıcı (decelerating) tip nozullu pervane sevk sistemi hızlı savaş gemilerinde, torpidolarda ve kavitasyon riski taşıyan sistemlerde kullanılmaktadır.

3.5.1 Yavaşlatıcı tip nozullarla NSMB' de Yapılan araştırmalar

NSMD' de yapılan araştırmaların detayları aşağıda olduğı gibidir;

1) Vortex teorisi tabanlı nozul şekilleri hesabı için bir metot geliştirilmiştir. Bir sonlu pervane göbeğı etkisi ve nozul profil kalınlığı tanımlanmıştır.

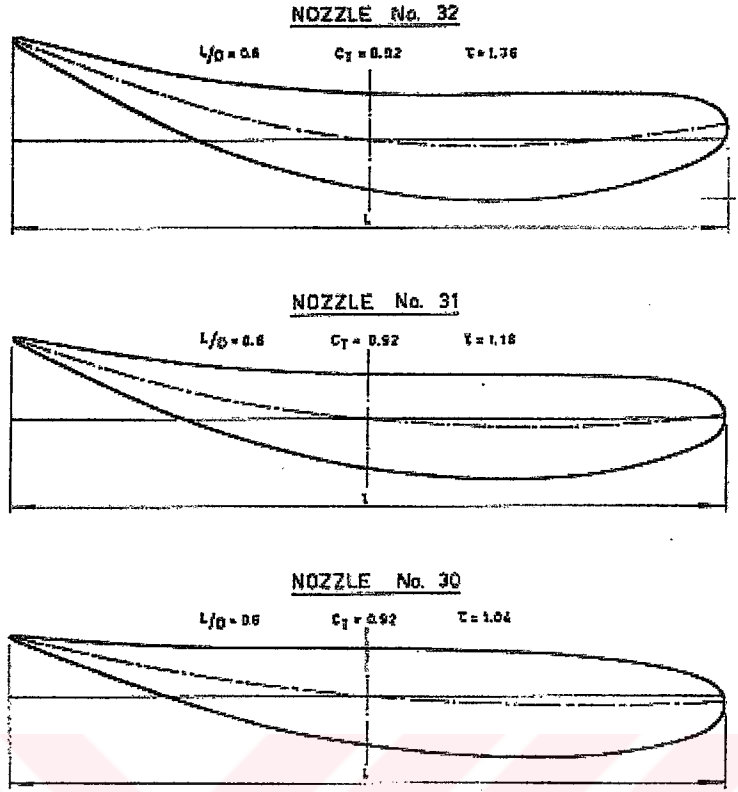
2) Her biri aynı itme katsayılarında C_T fakat farklı pervane itme-toplam itme oranı τ için dizayn edilen bir önceki teori ile üç nozul seçilmiştir. Dizayn parametreleri için kullanılan veriler ve varsayılan nozul ve pervane yükleri Çizelge 3.4'te verilmiştir. 30, 31, ve 32 no'lu nozul profilleri Şekil 3.36'da gösterilmiştir. Kavitasyon tüneli deneyleri bu nozullarla icra edilmiştir.

Çizelge 3.4 Dizayn parametreleri için kullanılan veriler

Nozul No:	C_T	τ	l/D	s/l	d_h/D	a/l
30	0,92	1,04	0,6	0,15	0,2	0,5
31	0,92	1,18	0,6	0,15	0,2	0,5
32	0,92	1,36	0,6	0,15	0,2	0,5

3) Nozul performansı hesaplamaları için yaklaşık metot geçerliliğı deneysel sonuçlar ile kıyaslanarak test edilmiştir. Deneylerden alınan ve teorik olarak tahmin edilen karakteristikler arasında mantıklı bir uyum olduğı görölmüştür. Nozul boy-çap oranına özellikle çok dikkat edilmelidir.

Nozul içerisindeki pervane için hesaplamalar yaparken pervane çevresindeki su hızını bilmek gereklidir. Eğer aksel silindir içindeki açık su pervane testleri uygunsa bu hız Froud metoduyla (eşit itme, sabit K_T) hesaplanabilir. Bunu uygularken, nozul içerisindeki pervane hareketinin aksel bir silindir içerisindeki pervaneyle aynı olduğı farz edilir. Aksel silindir içersindeki su hızı pervane önündeki pitot tüp ile ölçölmüştür.



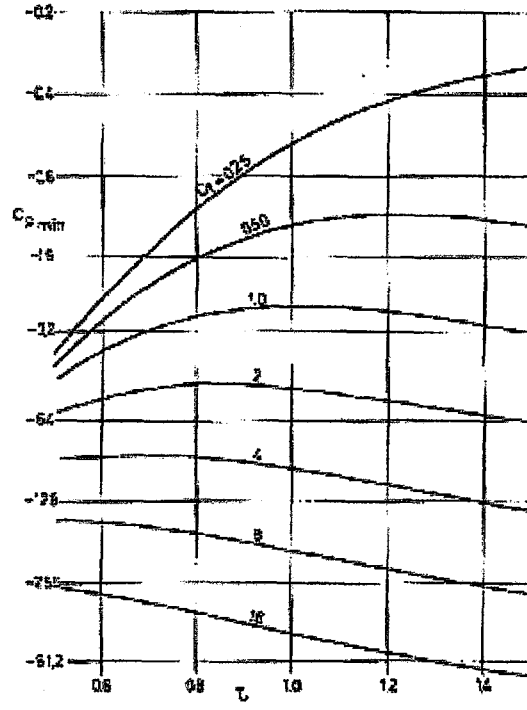
Şekil 3.36 30, 31 ve 32 no'lu nozul profilleri

Örneğin; Ka 4–70 uskur serileri aksenal bir silindir içerisinde test edilmiştir. Silindir önder kenarı akım ayrışmasını önleyecek şekilde ayarlanmıştır. Bu testlerin sonuçları Şekil 3.41 ve 3.42’de sunulmuştur.

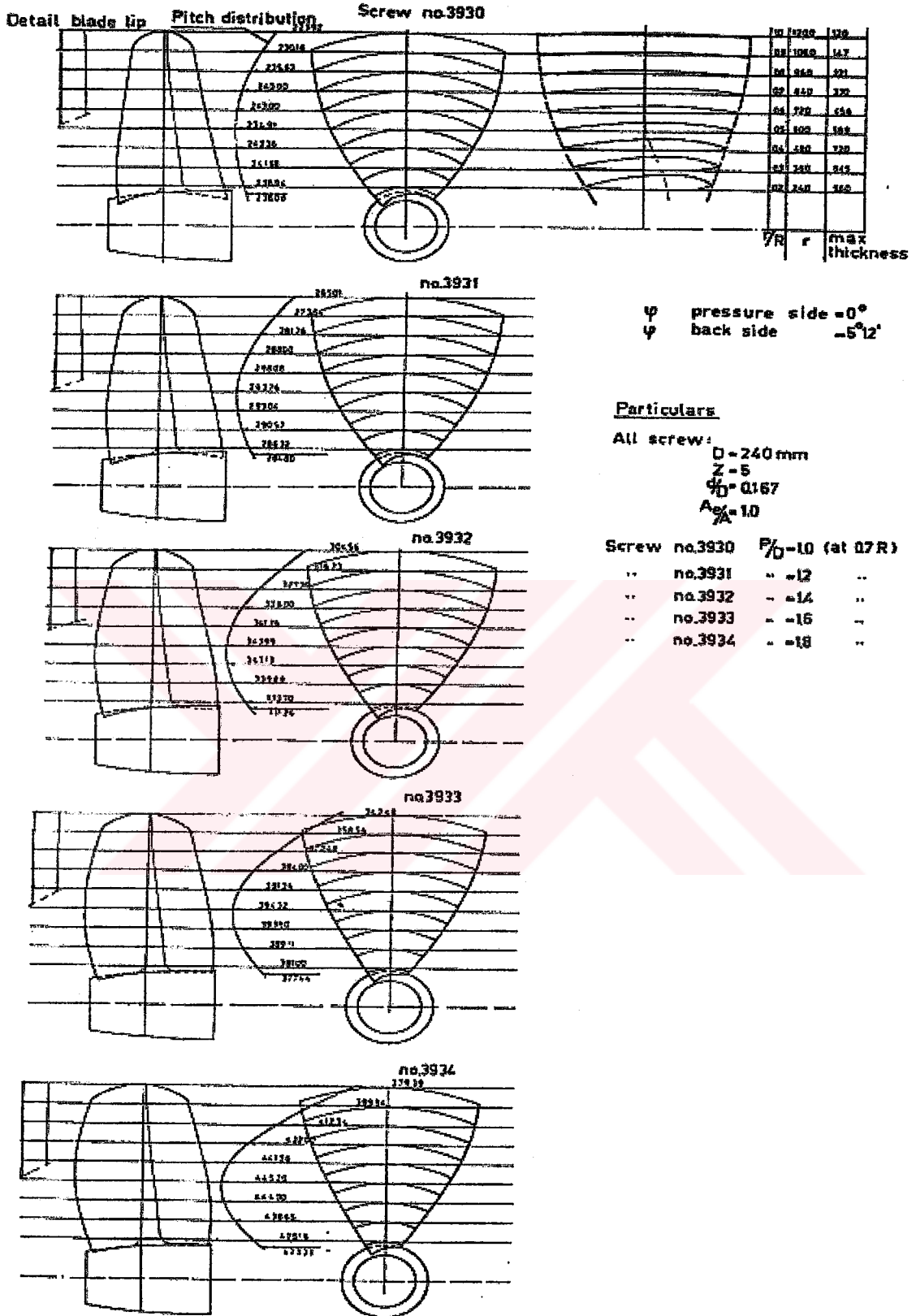
Uskur–Nozul sisteminde uskur itme sabiti, K_{TP} biliniyorsa, uskur çevresindeki hız aksenal dairesel silindir ile yapılan test sonuçlarına dayandırılarak hesap edilebilir.

3.6 Hızlandırıcı (Accelerating) ve Yavaşlatıcı (Decelerating) Tip Nozullar

İtme katsayısı “ C_T ” ve itme oranı “ τ ” arasındaki bağıntı yaklaşık olarak pervane hatve oranı “ P/D ”ndan bağımsızdır. Bundan başka, bahse konu nozullar için pervane disk alanı ve nozul çıkış alanı arasında sabit bağıntı vardır (A_o/A_{EX}). Bu sonuç Şekil 3.39 ve 3.40’da gösterilmiş olup, farklı nozullu pervane sistemlerinden alınan optimum verimlilikte aynı şemalarda görülmektedir. Bundan başka, A_o/A_{EX} ’in azalan değeriyle itme oranının “ τ ” azaldığı ve nozullu pervane sistemi veriminin arttığı görülmektedir. Bununla birlikte nozul yükleri akım ayrışması riskinden dolayı limitlenir.

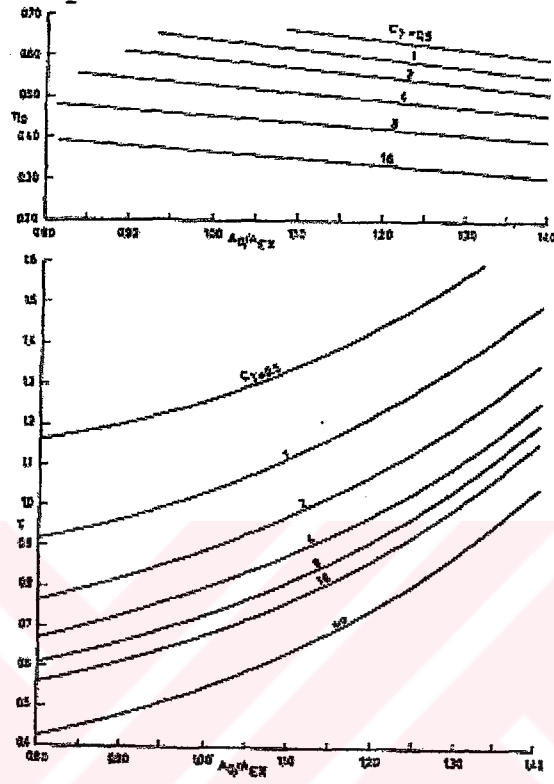


Şekil 3.37 Nozullu pervane sisteminin pervane kanatlarındaki minimum statik basınçları

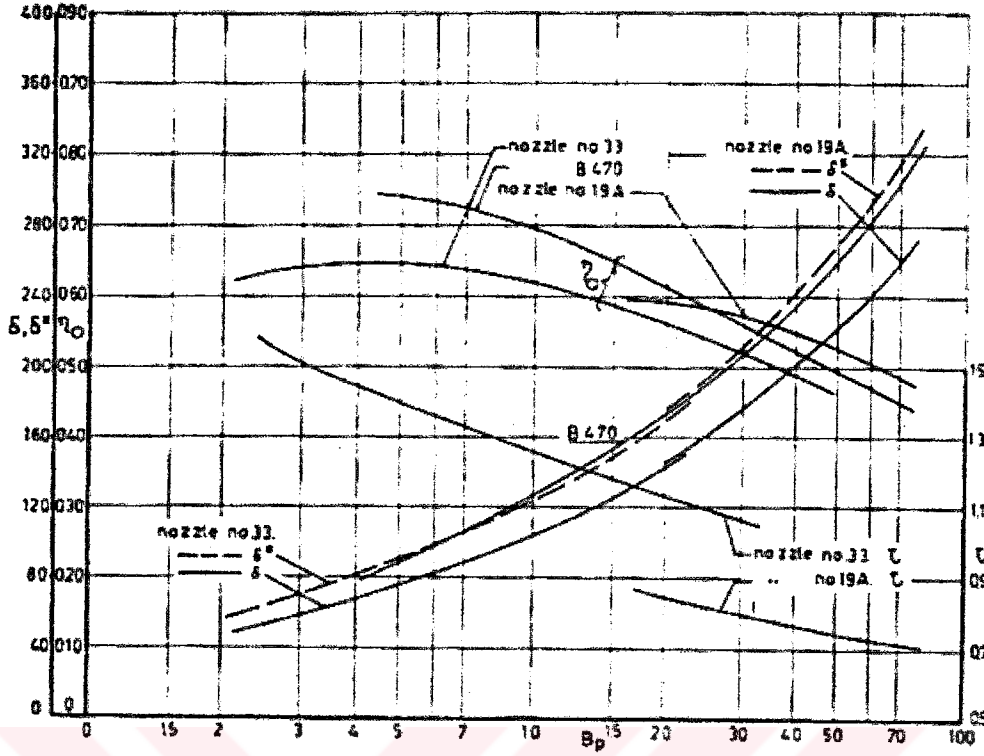


Şekil 3.38 Ka 5-100 pervanelerinin özellikleri

Açık su verimi η_o , B4-70 uskur serileri ve nozul 33 içinde kullanılan Ka 5-100 uskur serileri, nozul 19A içinde Ka 4-70 uskur serilerinin itme oranı τ ve çap katsayısı δ için optimum eğrileri Şekil 3.40'da gösterilmiştir.



Şekil 3.39 Pervane disk alanı/nozul çıkış alanı oranı, itme katsayısı ' C_T ' ve verim arasındaki bağıntı



Şekil 3.40 Nozul 33 içerisinde Ka 5-100 ve B 4-70 uskur serileri ve nozul 19a içerisinde Ka 4-70 uskur serilerinin B_p , δ ve η_o arasındaki optimum bağıntı

Farklı tip gemiler için tipik B_p değeri Çizelge 3.5’ de gösterilmiştir.

Çizelge 3.5 Farklı gemi tipleri için tipik B_p ve C_T değerleri

Sistemler:	B_p	C_T
Torpidolar	<10	< 0,5
Çift uskurlu gemiler	10 – 15	0,5 – 1
Hızlı savaş gemileri	10 – 25	0,5 – 1,5
Çift uskurlu kargo gemileri	15 – 35	1 – 2,5
Kosterler	35 – 60	2,5 – 4
Tankerler	35 – 70	2,5 – 5
Trol tekneleri	60 – 100	4 – 80
Romorkörler	> 80	> 6

Hızlı gemilerin düşük yüklü uskurları Şekil 3.40’ın sol tarafında, çekicilerin ağır yüklü pervaneleri sağ taraftadır. Şekil 3.40 incelendiğinde konvansiyonel bir uskur ile B4-70 serisi karşılaştırıldığında hızlandırıcı (accelerating) tip nozullu pervane sisteminin (Nozul 19A) ağır uskur yükünde açık su veriminde η_o bir artış olduğu görülür. Yavaşlatıcı (Decelerating) tip

nozullu pervane sisteminin (Nozul 33) açık su verimi η_o düşüktür. Hızlandırıcı (accelerating) ve yavaşlatıcı (decelerating) tip nozulların çap katsayıları δ eğrileri birbirleriyle hemen hemen çakışmaktadır. B4–70 serileri daha geniş optimum uskur çapına haizdir. B4–70 uskur serileri, hızlandırıcı (accelerating) ve yavaşlatıcı (decelerating) nozul sisteminin maksimum çapına bağlı çap katsayıları δ^* için eğriler hemen hemen birbiriyle çakışmaları enteresandır.

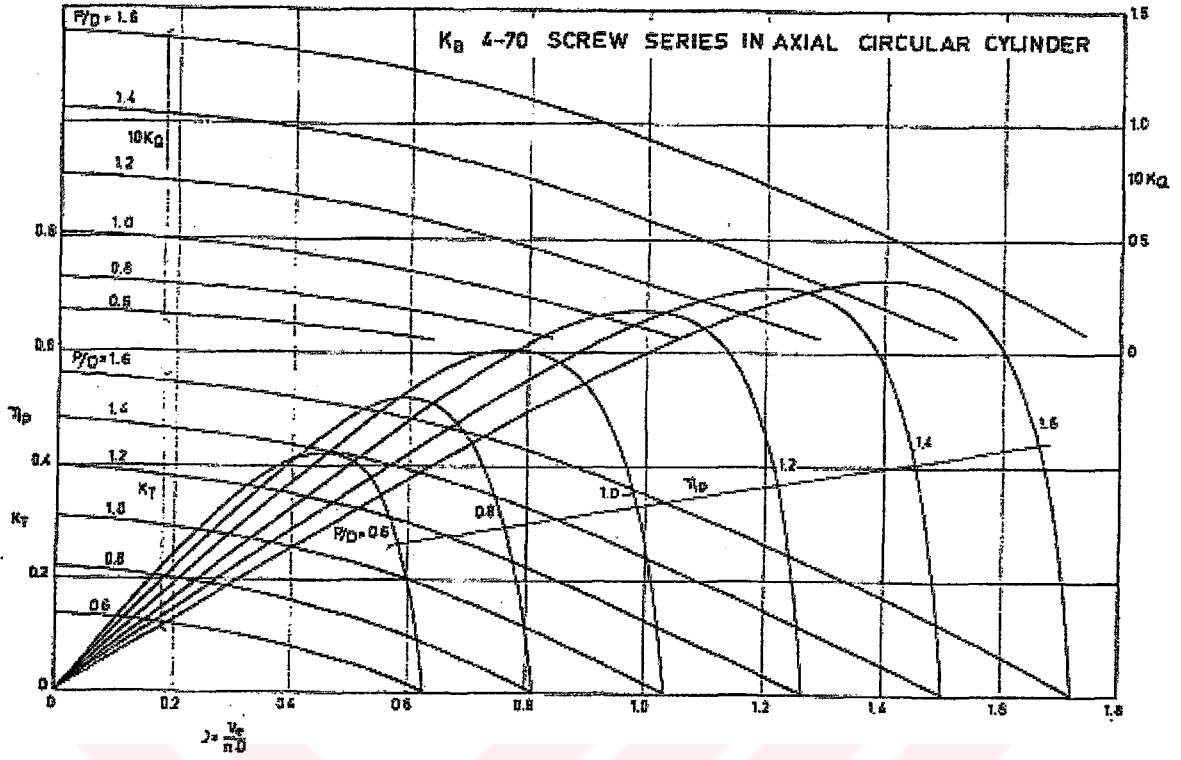
Pervane arkasındaki akımın büzülme şekli prensip olarak uskur yükünün bir fonksiyonudur. Nozulda oluşan kuvvet, pervane arkasındaki akımın büzülmesine ve nozul geometrisine bağlıdır. Sonuç olarak, toplam itme katsayısı, C_T ve pervane itmesi–toplam itme oranı τ arasında sabit bir bağıntı bulunmaktadır. Bu bağıntı yaklaşık olarak özel uskur serilerinden bağımsızdır. Üstelik, pervane çevresindeki hız sadece itme katsayısı, C_T ve itme oranına, τ bağlıdır. Nozul 19a içerisindeki Ka4–70 serisi pervanelerle yapılan açık su deneylerinden

(Şekil 3.41 ve 3.42) çıkarılan C_T ve τ arasındaki bağıntı Şekil 3.43’de gösterilmiştir. Bu şekilde sunulan sonuçlar önceki varsayımları doğrulamaktadır.

Temel momentum bağıntılarının yardımıyla nozuldaki ana eksenel hız şu şekilde tarif edilir.

$$\frac{V_p}{V_E} = \frac{C_T}{2(-1 + (1 + \tau C_T)^{1/2})} \quad (3.41)$$

Şekil 3.44’ de, nozul 19a içindeki uskurun çevresindeki ana eksenel hız, itme katsayısı, C_T ’ ye bağlı olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.41 Eksenel silindir içinde Ka 4-70 uskur serileriyle yapılan açık su testlerinin sonuçları

Eksenel hız, eksenel silindir içerisindeki Ka4-70 uskur serileriyle yapılan deneylerden ve momentum teoremi uygulamalarından çıkarılmıştır. Bu metot ile ulaşılan eksenel hız mukayeselerinden;

- 1) Nozullu pervanelerin yüksek yüklerinde ($C_T > 1$) hızlar makul bir uyumluluk gösterir.
- 2) Düşük yüklerde ($C_T < 1$) eksenel hızlar arasındaki fark çok büyük olur.

İkinci sonuç göz önünde bulundurulursa aşağıdaki görüş öne sürülebilir. Şekil 3.14' den sürtünmeye bağlı nozul direncinin düşük yüklerde önemli olduğu görülmektedir. O zaman, nozul ile akışkan arasındaki etki kuvvetinde sürtünme etkisinin göz ardı edilmeyeceği sonucu çıkmaktadır.

Şu anda nozul içinde pervane dizaynı aşağıda olduğu gibi uygulanabilir:

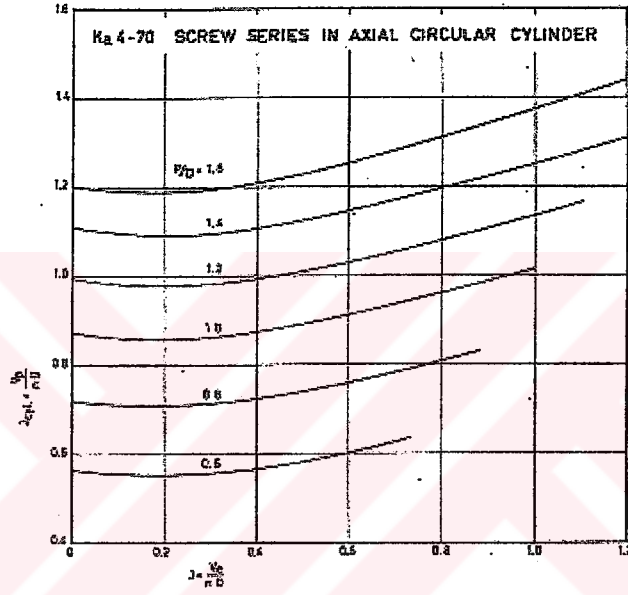
Sistemik pervane serilerinin kombinasyonunda, verilen itme T veya güç P , giriş hızı V_e , devir sayısı n , B_p ve optimum çap D , bahse konu nozulun açık su test sonuçları yardımıyla hesap edilebilir.

İlave olarak, itme katsayısı C_T ve pervane itmesi-toplam itme katsayısı τ hesap edilebilir.

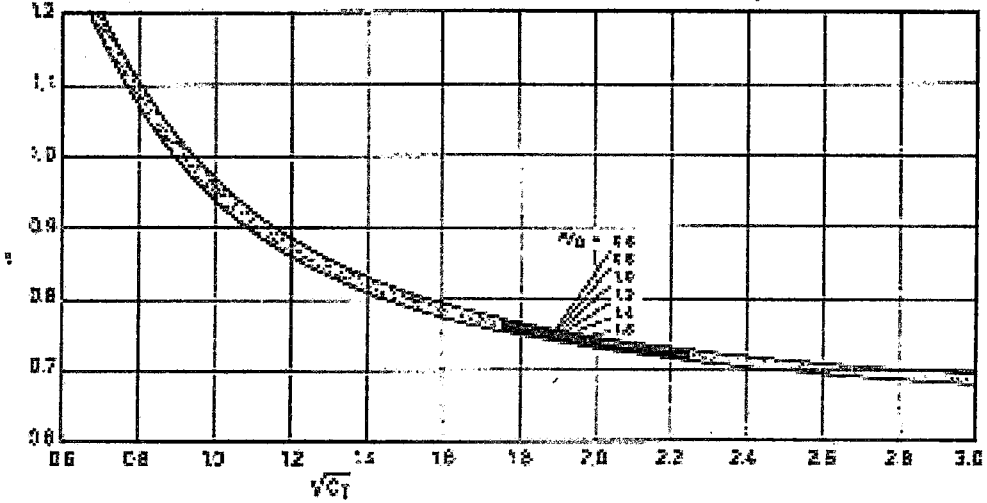
Eksenel silindir içindeki sistematik uskur serileri deneyleri yardımıyla yada momentum teoremini kullanarak pervane tarafındaki eksenel hız bulunabilir. İlave olarak, nozul hareketine bağlı pervane çevresindeki ana eksenel hız U_N ve pervane hareketine bağlı U_P hesap edilebilir.

Pervane tarafından yaratılan basınç farklılığı

$$\Delta P = \frac{T_P}{\frac{\pi}{4}(D^2 - dn^2)} \quad (3.43)$$



Şekil 3.42 Silindirdeki hız ve uskur+silindir kombinasyonunun arasındaki bağıntı



Şekil 3.43 Nozul 19a'nın itme oranı τ ve itme katsayısı C_T arasındaki bağıntı

Aşağıdaki radyal $\Delta_p(r/R)$ dağılım nozul 19a içerisindeki uskur için düşünülmüştür.

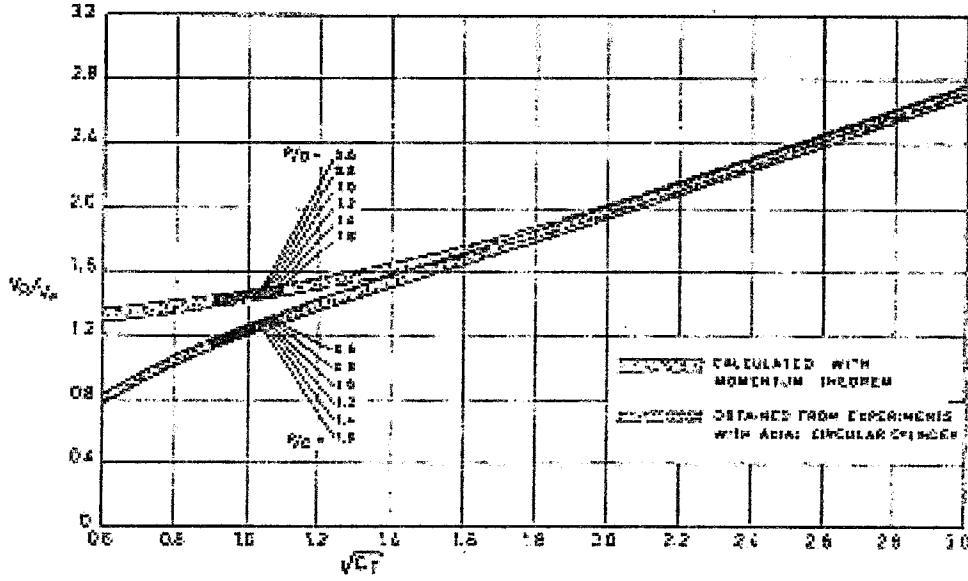
$$\Delta_p(r/R) = (4,88 - 4r/R) \times (r/R - 0,133) \times \Delta_p \quad (3.44)$$

Uskurdaki teğet ve eksenel hızların radyal dağılımı aşağıda olduğu gibi bir yaklaşıklıkla tahmin edilebilir;

Nozul hareketine bağlı eksenel hızların radyal dağılımı Şekil 3.45'den hesaplanabilir. Bu şekil içerisinde verilen sonuçlara farklı boy-çap oranındaki nozullar, halka vortex sistemleri ve pervane diskindeki indüklenen hızlarla ulaşılmıştır. Eğer akım hatlarının radyal deplasmanı küçükse, akım hatları silindirik alanlar üzerine uzanmış olarak düşünülebilir. İç sürtünme ve türbülans ihmal edilirse, pervane hareketine bağlı eksenel ve teğet hızların radyal dağılımı şu şekilde yazılabilir (Morgan, 1972).

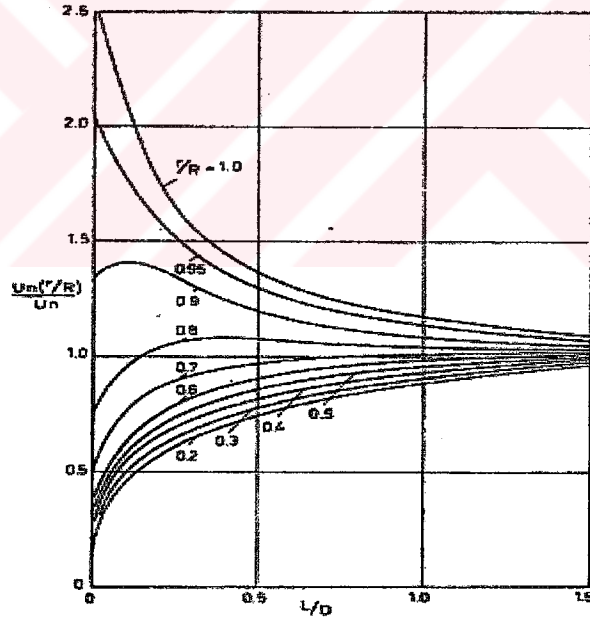
$$\frac{U_p(r/R)}{V_e} = -1 + \sqrt{1 + \frac{\Delta_p(r/R)}{\frac{1}{2}\rho V_e^2}} \quad (3.45)$$

$$\frac{U_T(r/R)}{V_e} = \frac{w_r}{V_e} \left[1 - \sqrt{1 - \frac{\Delta_p(r/R)}{\frac{1}{2}\rho V_e^2} \times \left(\frac{V_e}{w_r} \right)^2} \right] \quad (3.46)$$



Şekil 3.44 İtme katsayısına (C_T) bağlı nozul 19a'daki eksenel hız

Bu eşitlikler farklı kanat kesitlerinin hız diyagramlarının hesaplanmasını mümkün kılmaktadır.



Şekil 3.45 Nozula bağlı olarak nozuldaki eksenel hızların radyal dağılımı

Bu çalışmada, teorik ve deneysel araştırmaların sonuçlarını kullanarak nozullu pervanelerin karakteristiklerinden bahsedilmektedir. En önemli sonuçlar aşağıda olduğu gibi özetlenebilir.

1. Momentum teoremi ve deneysel araştırmalardan alınan nozullu pervane karakteristikleri arasında iyi bir uyum görülmektedir.
2. Aşağıdaki sonuçlar hızlandırıcı (accelerating) tip nozullu pervanelerin verimiyle ilgili

belirlemeleri içermektedir.

a. Nozul kullanımı yüksek uskur yüklerinde verimde bir artışa yol açar; yani

$B_p > 20-30$ veya $C_T > 1-2$ (Şekil 3.23 ve 3.32)

b. Daha düşük uskur yüklerinde kısa nozul kullanırken, daha yüksek uskur yüklerinde ($P/D > 0,5$) uzun nozul tavsiye edilir.

3. Nozulun şekli için önemli katsayılar; nozul boy-çap oranı l/D , pervane şaftı ve nozul profilinin burun-kuyruk hattı arasındaki açı α_i ve sehim (camber) oranıdır (f/l). Etkinlik açısından değerlendirildiğinde NSMB tarafından kullanılan standart nozul profili $l/D=0,5$, $\alpha_i = 9^\circ$ ve $f/l=0,07$ olan nozul 19a'dır. Bu nozul, serbest intikal halinde (yedekleme yada itme yapmazken) iyi bir verim göstermekle birlikte itme yada çekme durumunda çok uzun nozullardan ($l/D \approx 1$) aşağı kalmamaktadır.

4. 30.000 deadweight tonluk modern hızlı tankerlerdeki sevk verimindeki iyileşmeden dolayı nozul kullanımına gidilebilmektedir. Nozul kullanımına bağlı SHP'deki büyük azalma Şekil 3.34' te görülmektedir. Örneğin, 100 RPM devirli pervanesi olan, 30.000 hp'lik güce sahip 100.000 deadweight tonluk bir tankerde nozul kullanımıyla SHP'de %8'lik bir azalma görülmüştür.

5. Düşük uskur yüklerinde ($B_p < 15$ veya $C_T < 1$) yavaşlatıcı (decelerating) tip nozul kullanımı kavitasyon başlangıcını geciktirir.

4. STATİK ÇEKME (BOLLARD PULL) KAVRAMI

Statik çekme (bollard pull) römorkörler için pervane seçiminde kullanılan bir dizayn kriteridir. Maksimum makine devrinde ve sıfır ilerleme hızında ($V_a=0$) erişilen teorik itmedir. Statik çekme (bollard pull) gerçek durumda ulaşılamayacak, akademik anlamı olan soyut bir kavramdır. Bu iki şeyden dolayı böyledir; pervaneler dönerken suya ivme kazandırır; dolayısıyla suyu sıfır süratte görmezler ve yedekleme süratlerindeyken makine maksimum devire çıkamaz, bayılır.

Bununla birlikte, statik itme koşuluna asla ulaşılamayacak olunmasına rağmen yedekleme durumunda bir pervaneyi diğer bir pervaneyle kıyaslamak için kayda değer bir kriterdir.

Statik koşul için pervane seçmek dizaynda bir uzlaşmayı gerektirir. Sıfır sürat durumu için bir pervane seçmek performansta ciddi sorunlar yaşatabilecek sonuçlar oluşturabilir. Gavernör makine devrini limitleyeceğinden ve yüz kavitasyonu ve kanat vibrasyonuna yol açan kanat ucuna yakın kesitlerin negatif atak açısıyla çalışması ihtimali teknenin intikal süratleri esnasında bir bedel ödemesine yol açabilir (Sabuncu, 1988).

Genelde, pervane, yedekleme süratinde ihtiyaç duyulan itme ve maksimum intikal sürati durumu arasında optimum bir yerin bulunmasıyla seçilir. Birisindeki artış diğerinin azalmasına yol açar. Artırılan piç intikal süratini etkilerken azaltılan piç değeri yedekleme itmesini artırır. Meselenin ana noktaları aşağıda olduğu gibidir (Acerkins, 2003).

- İyi bir statik performans 0,6 P/D değerinde bulunur.
- Tipik analiz süratleri statik durum için 0,1 kts., devamlı yedekleme için 3-4 kts. ve intikal için 9-12 kts.'dir.
- Makul bir dizayn sürati yaklaşık olarak intikal süratinin yarısı kadardır.
- Etkili statik çalışma, makine gücü (BHP) başına 30 lb.'lik (130N) bir itme sağlanmasıyla olur.

Statik verim, ölçülen itmenin teorik açık pervane itmesine oranı olarak tanımlanmaktadır. Birtakım kıyaslamalar yapılabilmesi açısından mevcut basılı yayınlar taranarak bazı nozullu pervaneli sistem bilgilerine ulaşılmıştır. Aynı güce sahip ancak farklı pervane ölçüleri olan iki teknenin statik çekmelerini (bollard pull) kıyaslamak anlamsız olur. Daha büyük pervane diğerine oranla avantajlıdır. Boyut etkisini elimine etmek için aynı güç ile nozulsuz hesap edilen, pervane diski olarak düşünülen ideal aktüatör diskin itmesi tarafından bölünen ölçülen itmenin oranı (nozullu durumdaki gerçek itme/açık pervane durumdaki ideal itme) statik çekme (bollard pull) verimi olarak tanımlanmıştır (Acerkins, 2003). Teorik pervane itmesi;

$$T_i = \sqrt[3]{0,5 \cdot \rho \cdot R^2 \cdot \pi \cdot (550 \text{ BHP})^2} \quad (4.1)$$

Çizelge 4.1’de daha önce açık pervane veya kort nozul kullanılmış teknelerin daha sonradan modifiye edilerek NautiCAN nozul kullanılması ile her iki durumu da kapsayan deniz tecrübeleri sonuçları görülmektedir. Çizelge4.1 aynı teknede açık pervane ve nozullu pervane kullanıldığında iki durumun kıyaslanabilmesi için bulunmuş çok güzel bir örnektir. Şekil 4.1 ve 4.2’de ise daha önce açık pervane kullanılmış bazı teknelerde nozullu pervane sevk sistemi kullanılarak modifiye edilmesiyle itmedeki ve statik verimdeki değişim grafik olarak görülmektedir.

Çizelge 4.2 çeşitli dergiler incelenerek oluşturulmuştur. Bu çizelgede çeşitli nozullu pervaneli sistemlerinin statik çekme (bollard pull) kıyaslamaları görülmektedir. Şekil 4.3, Çizelge 4.2’deki veriler yardımıyla oluşturulmuş bir grafikdir. Etkili statik çalışmanın, makine gücü (BHP) başına 30 lb.’lik (130N) bir itme sağlanmasıyla olduğu göz önüne alındığında, çalışmanın bu kısmında incelenen nozullu pervaneli sistemlerin pek çoğunun etkili statik çalışmanın uzağında olduğu grafikten de görülmektedir. Ancak, nozullu pervaneli sistemlerinin hepsi, görüldüğü üzere ideal açık pervaneden yine de daha iyi bir statik çekme özelliği göstermektedirler. Zira, daha önce de bahsedildiği üzere pervaneler statik çekme durumuyla serbest intikal durumu arasında bir değer göz önüne alınarak dizayn edilirler.

İdeal açık pervanede olduğu gibi, diğer nozullu pervaneli sistemlerde de birim pervane disk alanı başına makine gücü (BHP)’nün artışıyla, yada başka bir deyişle sabit makine gücünde pervane çapı azaltıldığında spesifik statik çekme (statik çekme/BHP) değerinde genel bir azalma görülmektedir.

Şekil 4.4’te bu bölümde incelenen sevk sistemleri göz önüne alındığında, statik verimin genelde 1,3-1,6 arasında değiştiği görülmektedir. Böylece, statik koşulda nozuldan dolayı itme kazancının %30 ile %60 arasında değişmekte olduğu söylenebilir.

Çizelge 4.1 Daha önce açık pervane kullanıp daha sonra nozullu pervaneli sevk sistemine dönüştürülen bazı teknelerin mukayesesi

tekné adı	sevk sistemi	uskur çapı (inç)	pervane adedi	güç (BHP)	intikal sürati (kts)	statik çekme (lb)	spesifik çekme (lb/BHP)	statik verim	tornistan çekme (lb)	dizayn amacı
Lorain	3 kanatlı açık pervane	120.00	1	1221	12,45	32900	26,95	1,00		yedekleme
Lorain	NautiCAN-2 nozul	112.00	1	1221	12,90	55540	45,49	1,77		yedekleme
Rivtow Princess	4 kanatlı açık pervane	91.00	2	988	11,95	43000	21,76	0,91		yedekleme
Rivtow Princess	NautiCAN-2 nozul	76.00	2	988	12,46	61000	30,87	1,45		yedekleme
Harmac Pine	Kort 19a nozul - 3 kanatlı pervane	70.25	1	835	10,89	20000	23,95	1,12		yedekleme

Çizelge 4.1 Daha önce açık pervane kullanıp daha sonra nozullu pervaneli sevk sistemine döndürülen bazı teknelerin mukayesesi
(devamı)

tekné adı	sevk sistemi	uskur çapı (inç)	pervane adedi	güç (BHP)	intikal sürati (kts)	statik çekme (lb)	spesifik çekme (lb/BHP)	statik verim	tornistan çekme (lb)	dizayn amacı
Harmac Pine	NautiCAN nozul	76,00	1	835	11,65	23000	27,54	1,23		yedekleme
Evco Breeze	4 kanatlı açık pervane	70,00	2	380	10,73	30440	40,05	1,45		yedekleme
Evco Breeze	NautiCAN nozul	62,25	2	380	10,75	30000	39,47	1,54		yedekleme
Storm Coaster	Kort 19a nozul - 3 kanatlı pervane	73,50	2	685	10,40	46000	33,58	1,43		yedekleme
Storm Coaster	NautiCAN nozul - 3 kanatlı pervane	72,00	2	685	11,00	43000	31,39	1,36		yedekleme

Çizelge 4.1 Daha önce açık pervane kullanıp daha sonra nozullu pervaneli sevk sistemine dönüştürülen bazı teknelerin mukayesesi
(devamı)

tekne adı	sevk sistemi	Ustur çapı (inç)	pervane adedi	güç (BHP)	intikal sürati (kts)	statik çekme (lb)	spesifik çekme (lb/BHP)	statik verim	tornistan çekme (lb)	dizayn amacı
Barbara Foss	5 kanatlı açık perv.	110,00	2	2150	13,95	89900	20,91	1,00	64900	Yedekleme
Barbara Foss	NautiCAN-2 nozul	108,00	2	2150	13,48	142600	33,16	1,60	103600	palamar hizmeti
Gail Bernice	4 kanatlı açık perv.	79,00	1	950		23685	24,93	1,13		tarama
Gail Bernice	NautiCAN 2 nozul	74,00	1	950		31750	33,42	1,58		tarama
Pacific Charmer	NautiCAN nozul CP	72,00	1	850	10,70	26880	31,62	1,47	19800	balıkçılık

Çizelge 4.1 Daha önce açık pervane kullanıp daha sonra nozullu pervaneli sevk sistemine dönüştürülen bazı teknelerin mukayesesi

(devamı)

tekne adı	sevk sistemi	Uskur çapı (inç)	pervane adedi	güç (BHP)	intikal sürati (kts)	statik çekme (lb)	spesifik çekme (lb/BHP)	statik verim	tornistan çekme (lb)	dizayn amacı
Pacific Harvester	3 kanatlı açık pervane	68,00	1	565		14100	24,96	1,05		tarama
Pacific Harvester	NautiCAN 3 nozul	58,00	1	565		18000	31,86	1,49		tarama
Sea Wolf	5 kanatlı açık pervane	96,00	1	1710		38000	22,22	1,07		tarama
Sea Wolf	NautiCAN nozul	96,00	1	1710		49000	28,65	1,39		tarama
Marwood	4 kanatlı açık pervane	81,00	1	660		18000	27,27	1,08		tarama

Çizelge 4.1 Daha önce açık pervane kullanıp daha sonra nozullu pervaneli sevk sistemine dönüştürülen bazı teknelerin mukayesesi

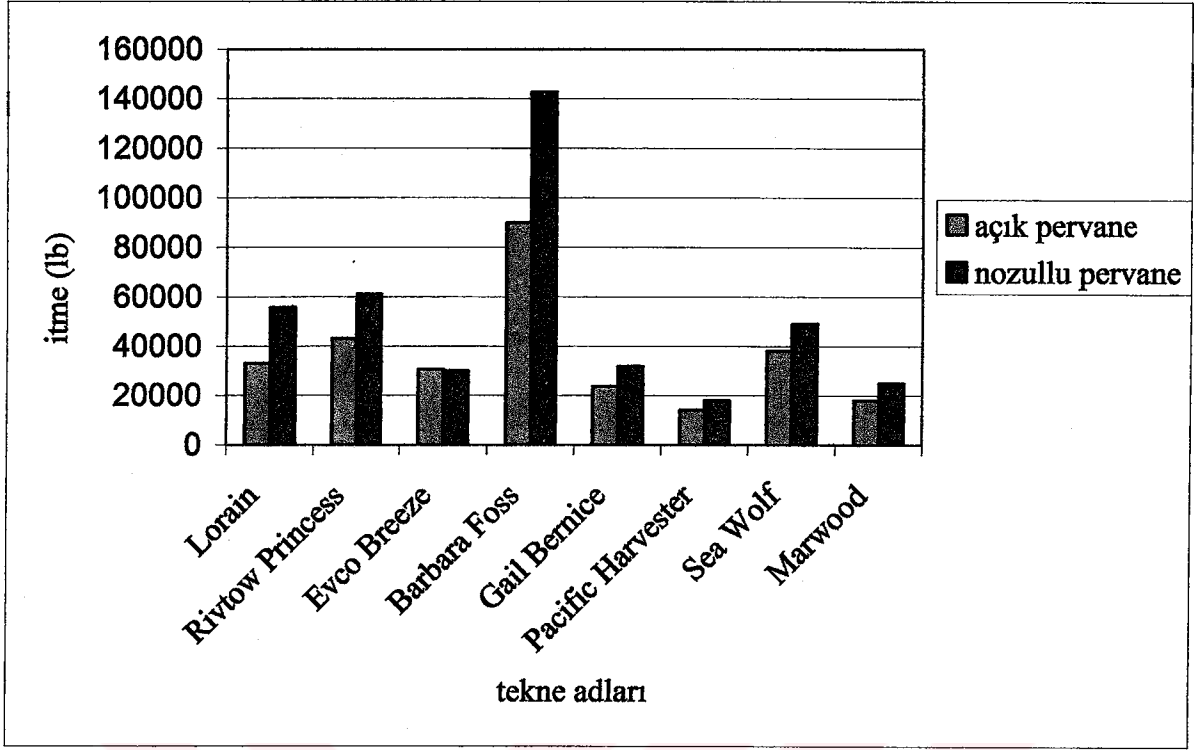
(devamı)

tekne adı	sevk sistemi	Uskur çapı (inç)	pervane adedi	güç (BHP)	intikal sürati (kts)	statik çekme (lb)	spesifik çekme (lb/BHP)	statik verim	tornistan çekme (lb)	dizayn amacı
Marwood	NautiCAN nozul	80,00	1	660		25000	37,88	1,51		tarama
San Pedro	NautiCAN-2 nozul	112,00	1	2150		77200	35,91	1,69		Yedekleme
TS-40 Uzmar	NautiCAN-2 nozul	80,70	2	1360	12,20	97000	35,66	1,79		palamar hizmeti
Phillips Foss	NautiCAN-2 nozul	104,00	2	2150	13.50	142000	33,02	1,63		palamar hizmeti
Jeffrey Foss	NautiCAN-2 nozul	104,00	2	2150	13.50	140090	32,58	1,61		palamar hizmeti

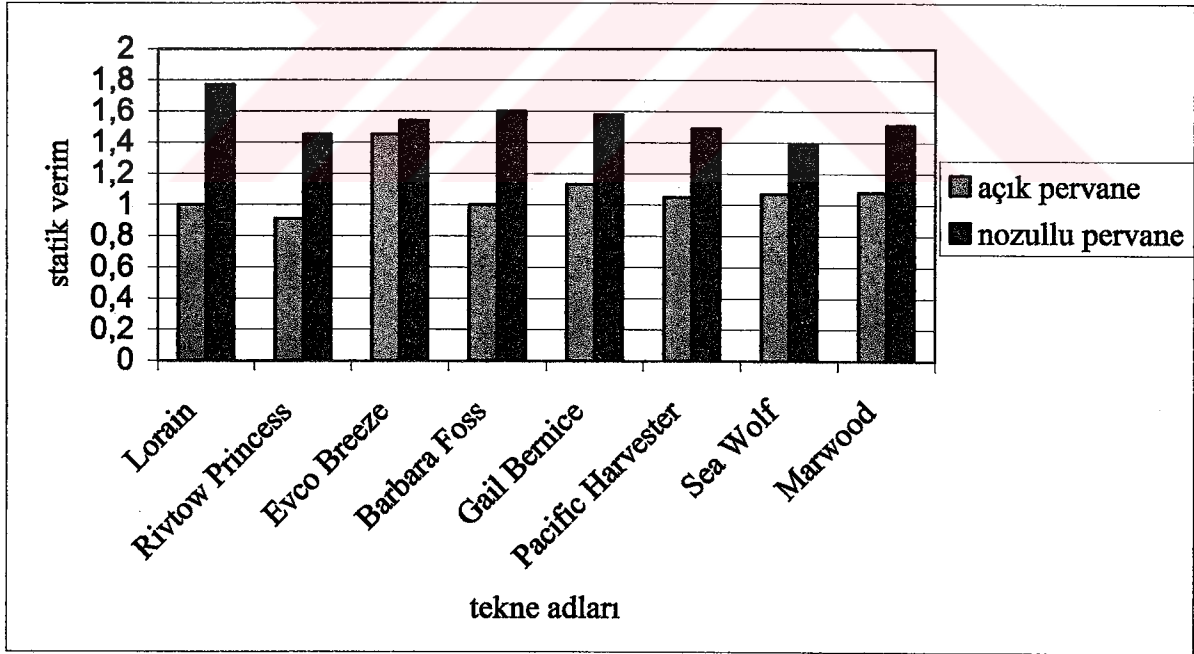
Çizelge 4.1 Daha önce açık pervane kullanıp daha sonra nozullu pervaneli sevk sistemine dönüştürülen bazı teknelerin mukayesesi

(devamı)

tekné adı	sevk sistemi	Uşkur çapı (inç)	pervane adedi	güç (BHP)	intikal sürati (kts)	statik çekme (lb)	spesifik çekme (lb/BHP)	statik verim	tornistan çekme (lb)	dizayn amacı
Daniel Foss	Ulstein HP 4-kanatlı	72,00	2	1650		90000	27,27	1,58		Palamar hizmeti
Peter Foss	Ulstein HP 4-kanatlı	72,00	2	1650		93000	28,18	1,63		palamar hizmeti
Delta Linda	Aquam Kort 4- kanatlı	94,50	2	2200	12,50	120000	27,27	1,45		palamar hizmeti
New Delta Linda	Ulstein HP 4-kanatlı	94,50	2	2200	13,60	133000	30,23	1,61	120500	palamar hizmeti
Western Titan	Ulstein NH 3- kanatlı	100,00	2	2260	13,40	141500	31,31	1,62		Yedekleme



Şekil 4.1 Daha önce açık pervane kullanılmış bazı teknelerde nozullu pervane kullanılmasıyla itmedeki değişim



Şekil 4.2 Daha önce açık pervane kullanılmış bazı teknelerde nozullu pervane sevk sistemi kullanılmasıyla statik verimdeki değişim

Çizelge 4.2 Çeşitli kaynaklardan elde edilen nozullu pervaneli sevk sistemlerinin mukayeseleri

tekne adı	sevk sistemi	uskur çapı (inç)	kanat adedi	uskur adedi	güç (BHP)	güç yoğunluğu (HP/ft ²)	tecrübe sırası (kts)	statik çekme (lbs)	statik verim	Lb/HP	tornistan çekme (lb)	statik verim	Kaynak
19a nozulu ile modifiye edilmiş Nigata Z sürüşlü sevk sistemleri													
Seaspan Discovery	Nigata ZP-2A	82,68	4	2	1600	42,91	12,30	87940	1,44	27,48	84	1,37	World Book Yearbook 1994 p22
Vancouver	Nigata ZP-2A	82,68	4	2	1500	40,23	12,40	82000	1,40	27,33	80,7	1,38	World Book Yearbook 1994 p24
Ocean Intrepide	Nigata ZP21 19a	82,68		2	2038	54,66	12,50	106700	1,48	26,18			Tug & Salvage Sep/Oct 98 p31
Point Valiant	Nigata ZP-21	79,00		2	2038	59,87	12,4	90000	1,29	20,08			Marine News May 31, 99 p24
Ocean Intrepide	Nigata ZP21 19a	82,68		2	2038	54,66	12,80	106000	1,47	26,01			West Coast Mariner Feb 1999 p37

Çizelge 4.2 Çeşitli kaynaklardan elde edilen nozullu pervaneli sevk sistemlerinin mukayeseleri (devamı)

tekne adı	sevk sistemi	uskur çapı (inç)	kanat adedi	uskur adedi	güç (BHP)	güç yoğunluğu (HP/ft ²)	tecrübe süresi (kts)	statik çekme (lbs)	statik verim	Lb/HP	tonnistan çekme (lb)	statik verim	Kaynak
Point Valiant	Nigata ZP-21	79,00	4	2	2038	59,87	13,50	101109	1,45	24,83			American Tugboat review 99 p53
Ocean Intrepide	Nigata ZP21 19a	82,68		2	2038	54,66	13,00	100000	1,39	24,53			American Tugboat review 99 p75
19a nozulu ile kullanılan Ulstein Z sürüşlü sevk sistemleri													
Silex, Thrax	Ulstein/Liaen TCN 92/68-250	98,43		2	2500	47,31	14,00	132280	1,43	26,46	125,66	1,36	World Book Yearbook 1994 p50
Z-three, Z-four, Z-five	Ulstein 1650H Kort	86,00	4	2	2000	49,58	12,00	99270	1,36	24,82			Tug & Salvage Jan/Feb 99 p23
Fort Bragg	Ulstein 1650H Kort	90,00	4	2	2200	49,80	13,00	119050	1,49	27,06			Tug & Salvage Jan/Feb 99 p27
Point Clear	Ulstein 1650 Kort	85,00		2	2500	63,44		143300	1,71	28,66			Tug & Salvage Sep/Oct 99 p14

Çizelge 4.2 Çeşitli kaynaklardan elde edilen nozullu pervaneli sevk sistemlerinin mukayeseleri (devamı)

tekne adı	sevk sistemi	uskur çapı (inç)	kanat adedi	uskur adedi	güç (BHP)	güç yoğunluğu (HP/ft ²)	tecrübe süratı (kts)	statik çekme (lbs)	statik verim	Lb/HP	tornistan çekme (lb)	statik verim	Kaynak
Atlantic Hemlock	Ulstein Z-Drives	86,00		2	2145	53,17		108000	1,41	25,17	95,4	1,25	American Tugboat review 96 p6
Gyrfalcon	Z-dr Ulstien	86,00		2	2000	49,58	14,00	112000	1,53	28,00			American Tugboat review 96 p18
James Dunlap	Ulstein 1650Hz-dr	86,00	4	2	1950	48,34		108000	1,51	27,69			American Tugboat review 96 p42
Z-One & Z- two	Ulstein 1650 Kort	86,00	4	2	2200	54,54	14,00	112000	1,44	25,45			American Tugboat review 97 p58
Mamo	Ulstein 1650 Kort	90,00	4	2	1600	36,22	13,00	90000	1,39	28,13			American Tugboat review 97 p63
SDM New River	Ulstein 1650 Kort	86,00	4	2	2000	49,58	12,50	105000	1,44	26,25			American Tugboat review 98 p58
Fort Bragg	Ulstein 1650H Kort	90,00	4	2	2200	49,80	14,00	120000	1,50	27,27			American Tugboat review 99 p25

Çizelge 4.2 Çeşitli kaynaklardan elde edilen nozullu pervaneli sevk sistemlerinin mukayeseleri (devamı)

tekne adı	sevk sistemi	uskur çapı (inç)	kanat adedi	uskur adedi	güç (BHP)	güç yoğunluğu (HP/ft ²)	tecrübe süresi (kts)	statik çekme (lbs)	statik verim	Lb/HP	tornistan çekme (lb)	statik verim	Kaynak
Point Clear	Ulstein Kort	85,00		2	3000	76,13		145000	1,53	24,17			American Tugboat review 99 p33
Z-Three, Z-Four, Z-Five	Ulstein 1650 Kort	86,00	4	2	2000	49,58	14,00	110000	1,51	27,50	102	1,4	American Tugboat review 99 p56
SDM Suwannee River	Ulstein 1650 Kort	94,00	4	2	2000	41,50	13,00	110000	1,42	27,50	110	1,42	American Tugboat review 99 p63
Tira Lani	Ulstein 1650H Kort	86,00	4	2	2050	50,82		109000	1,47	26,59			American Tugboat review 99 p88
Tira Lani	Ulstein 1650H Kort	86,00	4	2	2100	52,06	13,00	120000	1,59	28,57	100	1,33	Work Boat July 99 p34
19a nozulu ile modifiye edilen Aquamaster Z sürüşlü sevk sistemleri													
Impulse	Aquamaster US1401	78,74	4	2	1700	50,27	12,75	85100	1,38	25,03	79,145	1,28	World Book Yearbook 1994 p42

Çizelge 4.2 Çeşitli kaynaklardan elde edilen nozullu pervaneli sevk sistemlerinin mukayeseleri (devamı)

tekne adı	sevk sistemi	uskur çapı (inç)	kanat adedi	uskur adedi	güç (BHP)	güç yoğunluğu (HP/ft ²)	tecrübe süratı (kts)	statik çekme (lbs)	statik verim	Lb/HP	tornistan çekme (lb)	statik verim	Kaynak
Sanergy Tujuh, Lapen, Sembilan	Aquamaster US1701/3000	84,65		2	2000	51,17	13,80	103610	1,43	25,90			World Book Yearbook 1994 p45
Elizabeth Turecarno	Aquamaster 3001 z-dr	106,30	4	2	3070	49,81	14,00	149900	1,34	24,41			Tug & Salvage Sep/Oct 98 p21
Michel	Aquamaster US2001	84,65		2	2038	52,15	12,20	112430	1,54	27,58			Tug & Salvage Nov/Dec 98 p19
Sea Salvor	Aquamaster US2001	90,55	4	2	2253	50,38	12,50	121250	1,48	26,91			Tug & Salvage Jan/Feb 99 p25
Hasik / Rakhyut	Aquamaster US 2001	94,50		2	2414	49,56	13,00	121250	1,38	25,11	113,54	1,29	Tug & Salvage Mar/April 99 p20
Smith Mississippi/ Mersey	Aquamaster US 3001 z-drive	102,36	4	2	2454	42,94	13,60	134920	1,44	27,49	124,34	1,32	Tug & Salvage May/June 99 p11

Çizelge 4.2 Çeşitli kaynaklardan elde edilen nozullu pervaneli sevk sistemlerinin mukayeseleri (devamı)

tekne adı	sevk sistemi	uskur çapı (inç)	kanat adedi	uskur adedi	güç (BHP)	güç yoğunluğu (HP/ft ²)	tecrübe sırası (kts)	statik çekme (lbs)	statik verim	Lb/HP	tomistan çekme (lb)	statik verim	Kaynak
Frigga, Freja, Fenja	Aquamaster CP US 3001	94,50		2	2446	50,22	14,00	136685	1,54	27,94			Tug & Salvage Jul/Aug 99 p18
Cecilia B Slatten	Aquamaster US 2001	90,00	4	2	2150	48,67	14,00	117000	1,48	27,21			Tug & Salvage Jul/Aug 99 p21
Smit Ahoada	Aquamaster US 2001	94,50		2	2100	43,11		115960	1,44	27,61			Tug & Salvage Jul/Aug 99 p21
BC Dutt, Tarafdar	Aquamaster US1201	70,87		2	1250	45,63	12,30	61730	1,32	24,69			Tug & Salvage Nov/Dec 99 p19
Persada Jaya, Enny Jaya	Aquamaster US901	63,00	4	2	1000	46,19	12,00	52910	1,42	26,46			Tug & Salvage Nov/Dec 99 p27
Aventureaux	Aquamaster US 1401	78,50	4	2	1776	52,84	12,00	89300	1,41	25,14			Ship & Boat International Nov 99 p23

Çizelge 4.2 Çeşitli kaynaklardan elde edilen nozullu pervaneli sevk sistemlerinin mukayeseleri (devamı)

tekne adı	sevk sistemi	uskur çapı (inç)	kanat adedi	uskur adedi	güç (BHP)	güç yoğunluğu (HP/ft ²)	tecrübe süratı (kts)	statik çekme (lbs)	statik verim	Lb/HP	tornistan çekme (lb)	statik verim	Kaynak
Smit Yerwa	Aquamaster US 2001	94,50		2	2000	41,06	13,20	110230	1,42	27,56	99,2	1,28	Ship & Boat International Nov 99 p27
Smit Missouri	Aquamaster US 3001	106,30		2	2454	39,82	13,50	134480	1,40	27,40	123,46	1,28	Ship & Boat International Nov 99 p27
Spruce & Fir & Hemlock	Aquamaster US 1701 z-dr	83,00		2	2000	53,23	14,00	112000	1,57	28,00			American Tugboat review 96 p22
Kinsman Hawk & Condor	Aquamaster 3001/3600 z-dr	110,00	4	2	3350	50,76	14,00	172000	1,42	25,67			American Tugboat review 96 p25
Eddie C.	Aquamaster 1701z-drive	86,00		2	1600	39,66	14,00	111000	1,77	34,69			American Tugboat review 96 p37
Broward	Aquamaster 2001/3250 z-drive	75,00		2	2550	83,12	14,00	120000	1,53	23,53			American Tugboat review 96 p48

Çizelge 4.2 Çeşitli kaynaklardan elde edilen nozullu pervaneli sevk sistemlerinin mukayeseleri (devamı)

tekne adı	sevk sistemi	uskur çapı (inç)	kanat adedi	uskur adedi	güç (BHP)	güç yoğunluğu (HP/ft ²)	tecrübe süratı (kts)	statik çekme (lbs)	statik verim	Lb/HP	tornistan çekme (lb)	statik verim	Kaynak
Kinsman Eagle II	Aquamaster 3001/3600 z-drive	110,00		2	3350	50,76	14,00	172000	1,42	25,67			American Tugboat review 97 p31
Kinsman Venture/Relient	Aquamaster 2001/3150 z-drive	91,00		2	2150	47,60	14,00	110000	1,38	25,58			American Tugboat review 97 p33
Spruce & Fir & Hemlock	Aquamaster US 1701 z-dr	83,00		2	2000	53,23	13,50	112000	1,57	28,00			American Tugboat review 98 p22
Delta Linda & Delta Carey	Aquamaster z- drives	94,50	4	2	2200	45,17	14,30	118000	1,43	26,82			American Tugboat review 98 p32
Elizabeth Turecamo	Aquamaster 3001 z-dr	106,30	4	2	3070	49,81	14,00	160000	1,43	26,06			American Tugboat review 98 p85
Cecilia B Slatten	Aquamaster US 2001	90,00	4	2	2105	48,67	14,00	117000	1,48	27,21			American Tugboat review 99 p20

Çizelge 4.2 Çeşitli kaynaklardan elde edilen nozullu pervaneli sevk sistemlerinin mukayeseleri (devamı)

tekne adı	sevk sistemi	uskur çapı (inç)	kanat adedi	uskur adedi	güç (BHP)	güç yoğunluğu (HP/ft ²)	tecrübe süratı (kts)	statik çekme (lbs)	Statik verim	Lb/HP	tornistan çekme (lb)	statik verim	Kaynak
Atlantic Willow	Aquamaster US 1701 z-dr	84,00	4	2	2002	52,02	12,50	98000	1,36	24,48			Workboat Dec 98 p66
Cecilia B Slatten 3.422:1	Aquamaster US 2001	90,00	4	2	2150	48,67	14,00	117000	1,48	27,21			Work Boat July 99 p46
Willamette	Aquamaster US 2001 PV-Duct	90,55	4	2	1800	40,25		105000	1,49	29,17			Workboat Dec 99 p100
Willamette	Aquamaster US 2001 PV-Duct	90,55	4	2	1800	40,25		105000	1,49	29,17			Harbour & Shipping Nov 99 p34
Rivtow Spirit	Aquamaster 1401	78,74	4	2	1515	44,80	12,30	85980	1,50	28,38			ITS Report Aug 96 p35
Van de Giesen nozulları													
El Oriental	Van de Giesen Nozzles	104,33	4	2	2310	38,91	12,60	145500	1,59	31,49			Tug & Salvage Sep/Oct 98 p25

Çizelge 4.2 Çeşitli kaynaklardan elde edilen nozullu pervaneli sevk sistemlerinin mukayeseleri (devamı)

tekne adı	sevk sistemi	uskur çapı (inç)	kanat adedi	uskur adedi	güç yönlülüğü (HP/ft ²)	tecrübe sıratı (kts)	statik çekme (lbs)	statik verim	Lb/HP	tornistan çekme (lb)	statik verim	Kaynak
Teign	Van de Giesen Nozzles	39,37		2	304	35,96	17636	1,43	29,01			ITS Report July 97 p15
sabit konvansiyonel nozul (kort nozul)												
Manutara II	Nozzles	86,61		2	1400	34,22	12,00	80000	1,38	28,57		World Book Yearbook 1994 p26
Koyo Maru	Kamewa CPP in Kort Nozzles	137,80		2	5500	53,11	18,34	265000	1,35	24,09		Tug & Salvage Sep/Oct 98 p26
Walvis 9-11	FP in Nozzles	74,80		2	1280	41,94	12,90	77160	1,56	30,14		Tug & Salvage Sep/Oct 98 p29
Lamnalco Pelican, Petrel, Puffin	Lips CP in Nozzles	92,52		2	1710	36,63	106900	1,55	31,26			Tug & Salvage Sep/Oct 98 p29

Çizelge 4.2 Çeşitli kaynaklardan elde edilen nozullu pervaneli sevk sistemlerinin mukayeseleri (devamı)

tekne adı	sevk sistemi	uskur çapı (inç)	kanat adedi	uskur adedi	güç (BHP)	güç yoğunluğu (HP/ft ²)	tecrübe sıratı (kts)	statik çekme (lbs)	statik verim	Lb/HP	tornistan çekme (lb)	statik verim	Kaynak
Tiger Wolf	Fixed Nozzles	68,00	4	2	900	35,69		50700	1,38	28,17			Tug & Salvage Sep/Oct 98 p33
Maersk Blazer	Kamewa CP Nozzles	169,25		2	1001	64,07	17,00	529100	1,58	26,43			Tug & Salvage Sep/Oct 98 p33
Secor Vanguard	Berg CP Nozzle	140,15		2	7000	65,34	16,00	352740	1,51	25,20			Tug & Salvage Nov/Dec 98 p23
Assanhado & Abusado	Nozzles	66,93	4	3	720	29,47	10,20	68340	1,46	31,64			Tug & Salvage Jan/Feb 99 p27
Neeltje P	Rice Nozzle	102,36		2	2300	40,25	13,60	132280	1,47	28,76	90,39	1,00	Tug & Salvage Mar/April 99 p19
Sall	Promarin Nozzle	80,71		2	1360	38,28	12,70	83770	1,55	30,80			Tug & Salvage May/June 99 p13

Çizelge 4.2 Çeşitli kaynaklardan elde edilen nozullu pervaneli sevk sistemlerinin mukayeseleri (devamı)

tekne adı	sevk sistemi	uskur çapı (inç)	kanat adedi	uskur adedi	güç (BHP)	güç yoğunluğu (HP/)	tecrübe süratı (kts)	statik çekme (lbs)	statik verim	Lb/HP	tornistan çekme (lb)	statik verim	Kaynak
Vera Bisso	Kort Nozzles	138,00	4	2	2100	20,22	13,00	145500	1,41	34,64			Tug & Salvage Nov/Dec 99 p17
Jaya Mariner	CP Kort Nozzle	106,30	4	2	2650	43,00		147700	1,46	27,87			Tug & Salvage Nov/Dec 99 p25
Tiger Wolf	Fixed Nozzles	68,00	4	2	900	35,69		50000	1,47	27,78			West Coast Mariner Jan 1999 p17
Thorax	Ulstein Liaen CP Kort	122,05		2	3600	44,31	14,50	198400	1,55	27,56	187,4	1,37	Ship & Boat International Nov 99 p19
Scott T. Slatten	Nozzle kort	80,00		3	1700	48,70	13,00	110000	1,41	21,57			American Tugboat review 96 p28
Capt. Billy Slatten	Kort Nozzles	80,00	4	3	1750	50,13	12,00	110000	1,46	20,95			American Tugboat review 97 p36

Çizelge 4.2 Çeşitli kaynaklardan elde edilen nozullu pervaneli sevk sistemlerinin mukayeseleri (devamı)

tekne adı	sevk sistemi	uskur çapı (inç)	kanat adedi	uskur adedi	güç (BHP)	güç yoğunluğu (HP/ft ²)	tecrübe süresi (kts)	statik çekme (lbs)	statik verim	Lb/HP	tornistan çekme (lb)	statik verim	Kaynak
Sean & Grant Candies	BQR Nozzle	144,00	4	2	3070	27,14		200000	1,36	32,57			American Tugboat review 97 p72
New Orleans	Kort Nozzles	83,00	4	2	2250	59,88	15,00	117000	1,45	26,00			American Tugboat review 98 p42
James Palladino	Kort Nozzles	99,00	4	2	2500	46,77	14,00	120000	1,18	24,00			American Tugboat review 99 p66
Elisabeth III	Harrington Nozzles	88,00	4	3	1450	34,33	12,00	120000	1,15	27,59			American Tugboat review 99 p93
Capt. Billy Slatten	Kort Nozzles	80,00	4	3	1440	41,25	12,00	121250	1,46	28,07			ITS Report July 97 p13
Somarco IV	Promarin Nozzle	92,52		2	1700	36,41	12,90	103400	1,52	30,41			ITS Report July 97 p15

Çizelge 4.2 Çeşitli kaynaklardan elde edilen nozullu pervaneli sevk sistemlerinin mukayeseleri (devamı)

tekne adı	sevk sistemi	uskur çapı (inç)	kanat adedi	uskur adedi	güç (BHP)	güç yoğunluğu (HP/ft ²)	tecrübe süratı (kts)	statik çekme (lbs)	statik verim	Lb/HP	tornistan çekme (lb)	statik verim	Kaynak
Pacific Buccaneer	Ulstein CP Nozzles	168,11		2	6120	39,70	16,30	324076	1,29	26,48			ITS Report July 97 p17
US Navy SS Tug	UK Kort Propulsion	105,00		1	2150	35,75	13,00	63000	1,34	29,30			ITS Report Sep 97 p14
MCS Lenie	Fixed Nozzles	74,80		2	1100	36,05	12,50	59524	1,45	27,06			ITS Report Sep 97 p18
Gulf Service	Kort Nozzles	130,00		2	5600	60,75	16,00	270000	1,50	24,11			Professional Mariner June/July 97 p38
19a nozullu Shottel Z sürüşlü sevk sistemleri													
ASD 3211	Shottel SPR 1212	90,55		2	2213	49,49	13,00	117950	1,46	26,65			Tug & Salvage Nov/Dec 98 p23
RT Pioneer/ Inovation	Shottel SPR 1212	86,61		3	2100	51,33	12,00	165350	1,46	26,25		1,43	Tug & Salvage Jan/Feb 99 p18
RT Pioneer/ Inovation 2 engines	Shottel SPR 1212	86,61		2	2100	51,33	9,50	110230	1,46	26,25			Tug & Salvage Jan/Feb 99 p18

Çizelge 4.2 Çeşitli kaynaklardan elde edilen nozullu pervaneli sevk sistemlerinin mukayeseleri (devamı)

tekne adı	sevk sistemi	uskur çapı (inç)	kanat adedi	uskur adedi	güç (BHP)	güç yoğunluğu (HP/ft ²)	tecrübe süratı (kts)	statik çekme (lbs)	statik verim	Lb/HP	tornistan çekme (lb)	statik verim	Kaynak
Cormorant	Sottel Rudder propeller	55,12		2	548	33,07	10,00	2778	1,21	25,35			Tug & Salvage Mar/April 99 p21
Tembega 3	Shottel SPR 2020	102,36		2	3084	53,97		143300	1,31	23,23			Tug & Salvage May/June 99 p17
Bulldog	Shottel SPR 2020	102,36		2	2752	48,16	13,25	146600	1,45	26,64	136,68	1,35	Tug & Salvage May/June 99 p19
Rotor Tug	Shottel SRP 1212 FP	85,00	5	3	2100	53,29	12,00	165345	1,47	26,25	165,35	1,47	Profesional Mariner Aug/Sep 99 p24
Sabit NautiCAN nozulları													
Lorain	NautiCAN HE Nozzle	112,00	3	1	1221	17,85	12,90	55540	1,77	45,49			BC Research
Barbara Foss	NautiCAN HE Nozzle	108,00	3	2	2150	33,80	13,48	142600	1,60	33,16	103600	1,16	PTL & ABS Certified
San Pedro	NautiCAN HE Nozzle	112,00	3	1	2150	31,42		77200	1,69	35,91			LA Harbour Safety

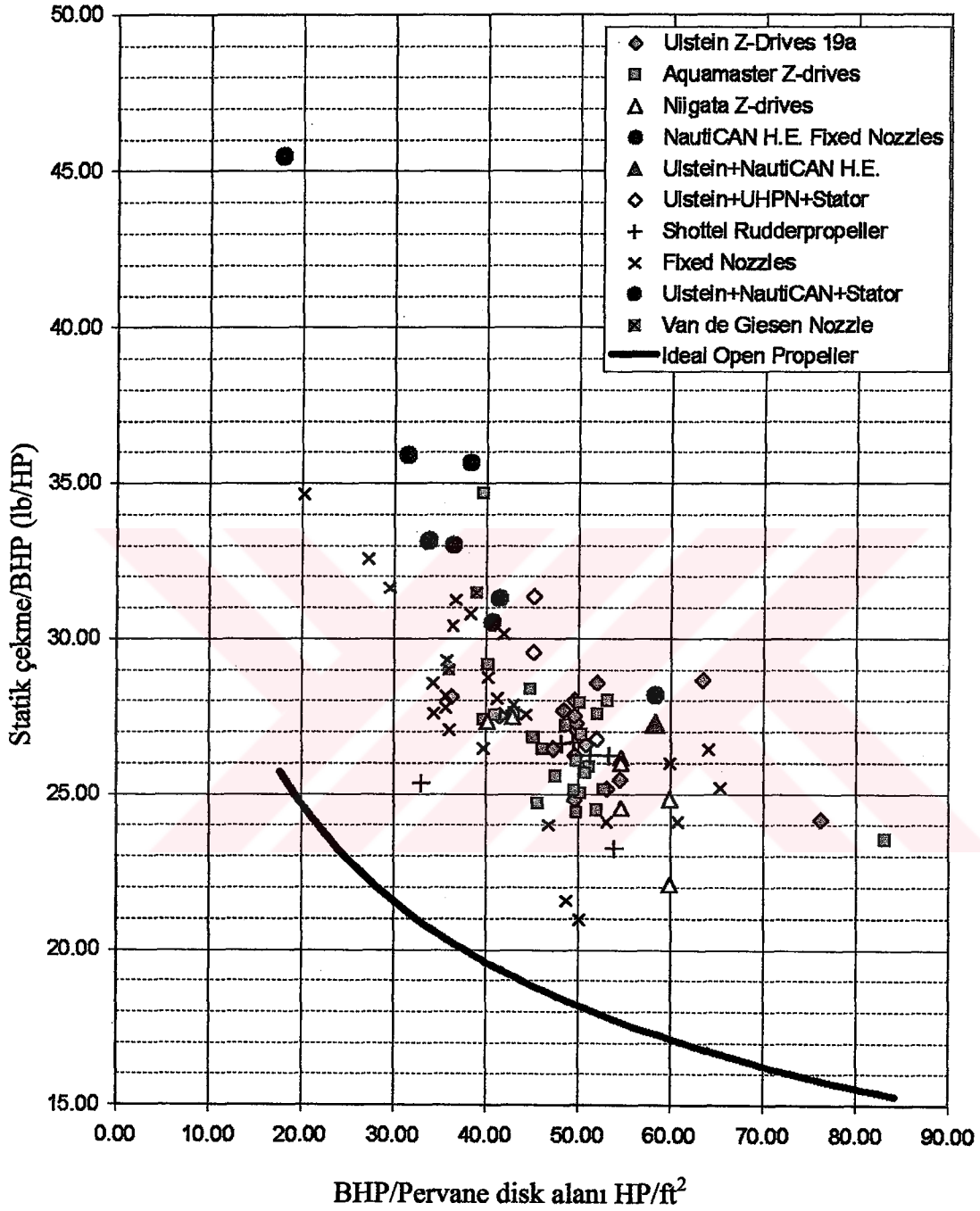
Çizelge 4.2 Çeşitli kaynaklardan elde edilen nozullu pervaneli sevk sistemlerinin mukayeseleri (devamı)

tekne adı	sevk sistemi	uskur çapı (inç)	kanat adedi	uskur adedi	Güç (BHP)	güç yoğunluğu (HP/ft ²)	tecrübe süresi (kts)	statik çekme (lbs)	statik verim	Lb/HP	tornistan çekme (lb)	statik verim	Kaynak
TS-40 Uzmar	NautiCAN HE by Lips BV	80,70	3	2	1360	38,29	12,20	97000	1,79	35,66			Uzmar
Degancay	NautiCAN HE by Lips BV	80,71	4	2	1445	40,67	13,20	88,19	1,57	30,52			Tug & Salvage Sep/Oct 98 p21
Phillips Foss	NautiCAN HE Nozzle	104,00	3	2	2150	36,45		142000	1,63	33,02			Emerald
Z sürüşlü sevk sistemlerinde NautiCAN nozulları													
Daniel Foss	Ulstein+NautiCAN HE	72,00	4	2	1650	58,36		90000	1,58	27,27			Weir-Jones- ABS Certified
Daniel Foss	Ulstein 900H UHPN	72,00	4	2	1650	58,36	13,00	90000	1,58	27,27			Tug & Salvage Nov/Dec 98 p15
Daniel Foss	Ulstein 900 NautiCAN Nozzle	72,00	4	2	1650	58,36		90000	1,58	27,27			West Coast Mariner Jan 1999 p19

Çizelge 4.2 Çeşitli kaynaklardan elde edilen nozullu pervaneli sevk sistemlerinin mukayeseleri (devamı)

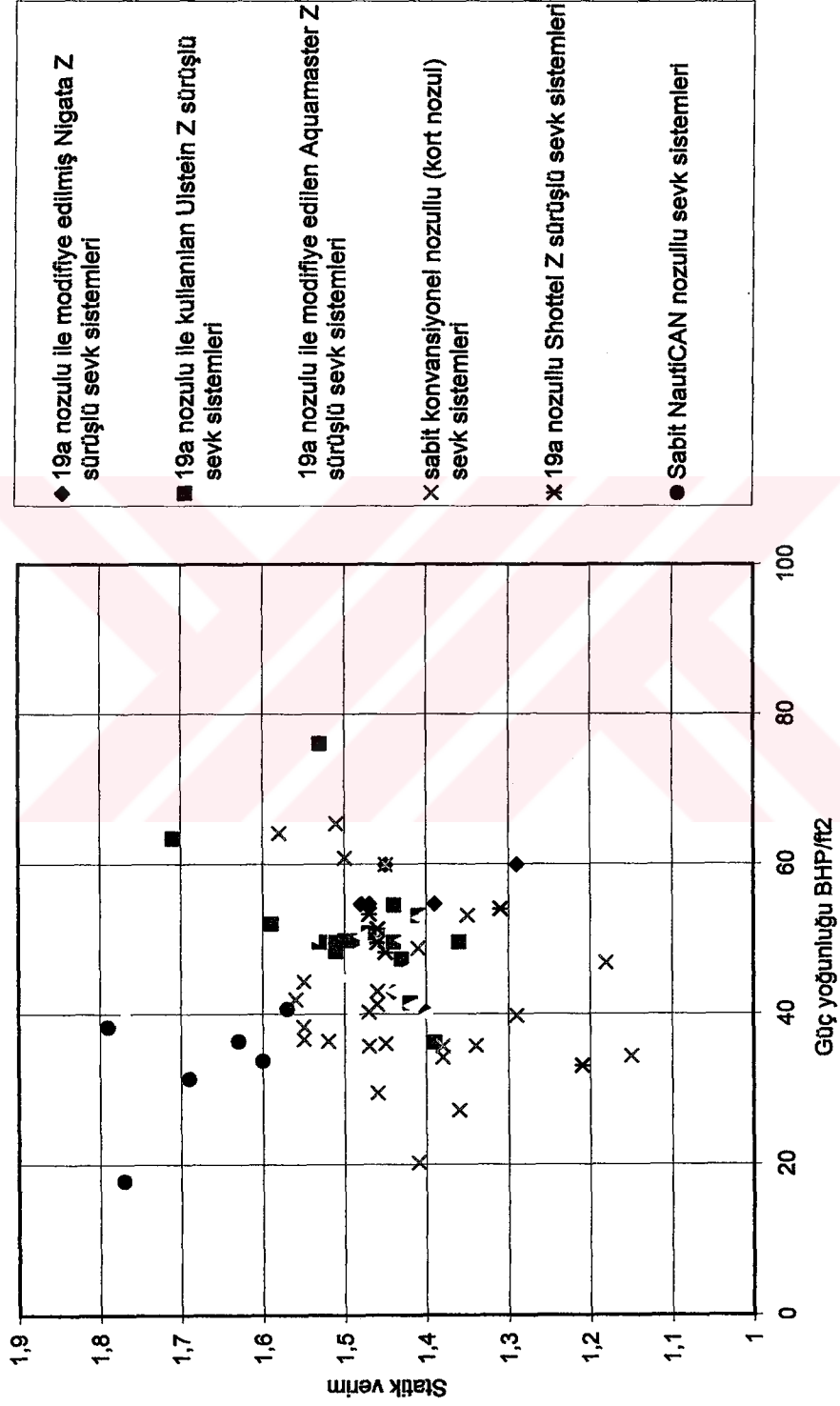
tekne adı	sevk sistemi	uskur çapı (inç)	kanat adedi	uskur adedi	güç (BHP)	güç yoğunluğu (HP/ft ²)	tecrübe süratı (kts)	statik çekme (lbs)	statik verim	Lb/HP	toristan çekme (lb)	statik verim	Kaynak
Z sürüşlü sevk sistemlerinde statorlu NautiCAN nozulları													
Peter Foss	Ulstein+NautiCAN HE+Stator	72,00	4	2	1650	58,36		93000	1,63	28,18			Weir Jones
Western Titan	Ulstein+NautiCAN HE+Stator	100,00	3	2	2260	41,44	13,40	141500	1,62	31,31			Diehl Engineering
UHPN nozullu ve statorlu Ulstein Z sürüşlü sevk sistemleri													
Delta Linda New	Ulstein 1650H UHPN+Stator	94,50	4	2	2200	45,17	14,00	130000	1,57	29,55			American Tugboat review 99 p17
Delta Linda, Delta Deanna	Ulstein 1650H UHPN+Stator	94,50	4	2	2200	45,17		138000	1,67	31,36			Pacific Maritime Mag Jan 2000 p13

Spesifik statik çekme (lb/BHP) – Güç yoğunluğu



Şekil 4.3 Elde edilen örnekler vasıtasıyla spesifik statik çekme-güç yoğunluğu kıyaslaması

Statik verim - güç yoğunluğu



Şekil 4.4 Elde edilen örnekler vasıtasıyla statik verim - güç yoğunluğu kıyaslaması

5. KULLANILAN ANALİZ METODUNUN VE YAZILIMIN TARİFİ

Bir pervane dizaynı geliştirmenin standart aşamalarından biri de, üniform olmayan akım alanında pervane performans analizidir. Gemi arkasında çalışan pervaneye gelen güçlü düzensiz akım, pervane şaftı üzerindeki kuvvetlerin ve pervane çevresindeki basınç alanının düzensizliğine yol açar. Bu düzensizliklere pervane kanadı ve nozul yüzeyinde çeşitli şekillerde ortaya çıkan süreksiz kavitasyonlar da katkı sağlar. Her iki tür düzensiz yük formları, gemi bünyesinde yüksek seviyede titreşimlerin oluşmasına neden olabilirler. Bu sebeple sevk sistemi dizaynının ilk aşamalarında bunların kontrol altında bulundurulmaları son derece önemlidir. Bu çalışmada, nozullu pervaneler için yukarıda bahsedilen amaç doğrultusunda, deforme olabilir kaldırıcı yüzey modeli kullanılarak bir analiz metodu uygulanacaktır. Analiz metodundan aşağıdaki veriler elde edilebilecektir:

- Tüm kanat pozisyonları için anahtar kanat üzerindeki basınç dağılımı
- Tüm kanat pozisyonları için anahtar kanat üzerindeki kavitasyon fenomeninin tarifi
- Tüm kanat pozisyonları için anahtar kanada bitişik nozul sektörü üzerindeki basınç dağılımı
- Tüm kanat pozisyonları için nozul sektörü üzerindeki kavitasyon fenomeninin tarifi
- Pervane şaftı üzerindeki dalgalanan kuvvetler
- Nozul üzerinde dalgalanan kuvvetler
- Pervane tarafından indüklenen basınç dalgaları
- Nozul tarafından indüklenen basınç dalgaları
- Sistem (pervane+nozullu) tarafından indüklenen basınç dalgaları

Bu çalışmada kullanılan bilgisayar programı kavitasyon tüneline yapılan model deneylerinden daha hızlı, daha ucuz ve daha uygundur.

Programın ihtiyaç duyduğu veriler aşağıda olduğu gibidir:

- Pervanenin detaylı geometrisi
- Nozulun detaylı geometrisi
- Nozul girişindeki düzgün olmayan (non-uniform) hız alanı tarifi (eğer biliniyorsa her üç hız bileşeni de belirtilebilir.)
- Sistemin çalıştığı koşulların tarifi

Program, düzgün olmayan (unsteady) kavitasyon olgusunun kaldırıcı hatlara entegre edildiği düzgün olmayan deforme olabilir kaldırıcı yüzey teorisi yardımıyla hem nozulu hem de pervaneyi modeller. Hesaplamanın başlangıç noktası aksel simetrik ve çevresel ortalama

akış hız alanı için pervanede ve nozulda kinematik sınır koşulunun eş zamanlı çözümüdür. Daha sonra program düzgün olmayan hız alanında kanat pozisyonlarının analizi ile ilerler. Bu pozisyonların her biri için anahtar kanat ve nozul sektörü üzerindeki kinematik sınır koşullarının çözüldüğü ardışık iterasyonlar gerçekleştirilir. Birleştirilmiş çözüm, anahtar kanat ve nozul sektörü üzerindeki basınç dağılımı değerlendirilmesine öncülük eder. Bu, kavitasyon tespit yöntemi ve kavite yüzeyindeki dinamik sınır koşulunun daha ileri değerlendirmeleri için temelleri belirleyip kanattaki ve nozuldaki kavite dinamiklerinin hesaplanmasına yardımcı olur. Kavite dinamikleri ve nozul ile pervanedeki değişken hidrodinamik yükler çevresel alanda indüklenen basınç dalgalarının hesabında yer alır. Nozul ve pervanedeki zamana bağlı basınç iterasyonu pervane ve nozul kuvvetlerinin dalgalanmasının değerlendirilmesine önderlik eder.

Program simetrik ve asimetrik nozullar için uygulanabilir. Aynı zamanda açık (nozulsuz) pervaneleri de kapsamaktadır.

5.1 Nozullu Pervane Kaldırıcı Yüzey Modeli

Kaldırıcı Yüzey modelde kanat, sehim (camber) hattının şeklinde ve sonsuz ince bir yüzey olarak düşünülür. Kanat üzerinde radyal ve kort yönünde girdap dağılımları yerleştirilir. Önceleri girdap dağılımları sadece sehim hattı boyunca yerleştirilerek Kaldırıcı Hat probleminden elde edilen ve radyal olarak değişken olan bağlı sirkülasyon bu şekilde dağıtılarak kanat temsil ediliyor iken, 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.

Kaldırıcı Yüzey modeller hem dizayn ve hem de analiz probleminin çözümünde kullanılırlar. Dizayn problemde kanat geometrisi, radyal olarak kort, eğiklik, çalıklık ve kesit kalınlık dağılımları bilindiği ölçüde, kısmen bilinir. Piçin radyal, sehim hattının ise hem radyal 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 problemde ise durum dizayn probleminden 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 entegral bu analiz probleminde bir entegral denklem olur. Bu denklem nümerik olarak çözülür (Carlton, 1994).

Bu çalışmada kullanılan bilgisayar programında, pervane kanatları ve nozul üzerindeki hidrodinamik yüklerin uygun girdap dağılımlarıyla modellendiği ve pervane kanat ve nozul kalınlıklarının ise uygun kaynak dağılımlarıyla modellendiği kaldırıcı yüzey teorisi kullanılmıştır. Girdap ve kaynaklar, pervane kanat kesitlerinin sehim hatlarından oluşan yüzeye ve nozul kesitlerinin sehim hatlarının oluşturduğu yüzeye yayılmıştır. Pervane kanatları ve nozul üzerindeki hidrodinamik yük etkileri ile kesit kalınlıklarının etkileri ayrı ayrı ele alınarak, düzensiz akımdan kaynaklanan süreksiz akım etkileri yalnızca hidrodinamik yüklerde hesaplara katılmıştır. Kalınlıkların kaynak dağılımlarıyla modellenmesi ise nozullu pervaneye gelen ortalama akıma göre yapılmıştır.

Kinematik sınır şartı, kaldırıcı yüzey denklemi formülasyonun temelini oluşturmaktadır. Bu şarta göre, kaldırıcı yüzeye gelen akım hızının yüzeye paralel olması gerekir. Bir başka deyişle kaldırıcı yüzeyden hiç akım geçmemelidir. Pervane kanatları ve nozul kaldırıcı yüzeyleri için bu şart aşağıdaki şekilde ifade edilebilir;

$$\begin{aligned} & \frac{1}{4\pi} \left[\int_{S_p} \vec{n} \vec{\gamma}_p \cdot \nabla \left(-\frac{1}{r_p} \right) dS + \int_{S_{pv}} \vec{n} \vec{\gamma}_{pv} \cdot \nabla \left(-\frac{1}{r_p} \right) dS + \int_{S_{ps}} \vec{n} \vec{\gamma}_{ps} \cdot \nabla \left(-\frac{1}{r_p} \right) dS + \int_{S_d} \vec{n} \vec{\gamma}_d \cdot \nabla \left(-\frac{1}{r_d} \right) dS + \right. \\ & \left. \int_{S_{dv}} \vec{n} \vec{\gamma}_{dv} \cdot \nabla \left(-\frac{1}{r_d} \right) dS + \int_{S_{ds}} \vec{n} \vec{\gamma}_{ds} \cdot \nabla \left(-\frac{1}{r_d} \right) dS + \int_{S_p} (q_p + q_{pc}) \frac{\partial}{\partial n} \left(-\frac{1}{r_p} \right) dS + \int_{S_d} (q_d + q_{dc}) \frac{\partial}{\partial n} \left(-\frac{1}{r_p} \right) dS \right] \\ & + (\vec{V} + \vec{\omega} \cdot \vec{R}) \vec{n} = 0 \end{aligned} \quad (1.5)$$

Burada;

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

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

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

$\vec{\gamma}_{ps}$, pervane kanatları serbest girdap sisteminin düzenli bölgesine ait girdap dağılımı

$\vec{\gamma}_d$, nozul üzerindeki girdap dağılımı

$\vec{\gamma}_{dv}$, nozul serbest girdap sisteminin değişken bölgesine ait girdap dağılımı

$\vec{\gamma}_{dc}$, nozul serbest girdap sisteminin düzenli bölgesine ait girdap dağılımı

q_p , pervane kanat kalınlığını temsil eden kaynak dağılımı

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

q_d , nozul kalınlığını temsil eden kaynak dağılımı

q_{dc} , nozul üzerindeki tabaka kavitasyonu kalınlığını temsil eden kaynak dağılımı

r_d, r_p , alan elemanı dS ile hesap yapılacak nokta arasındaki uzaklık

S_p , pervane kanatlarının alanı

S_{pv} , pervane kanatları serbest girdap sisteminin değişken bölgesinin alanı

S_{ps} , pervane kanatları serbest girdap sisteminin düzenli bölgesinin alanı

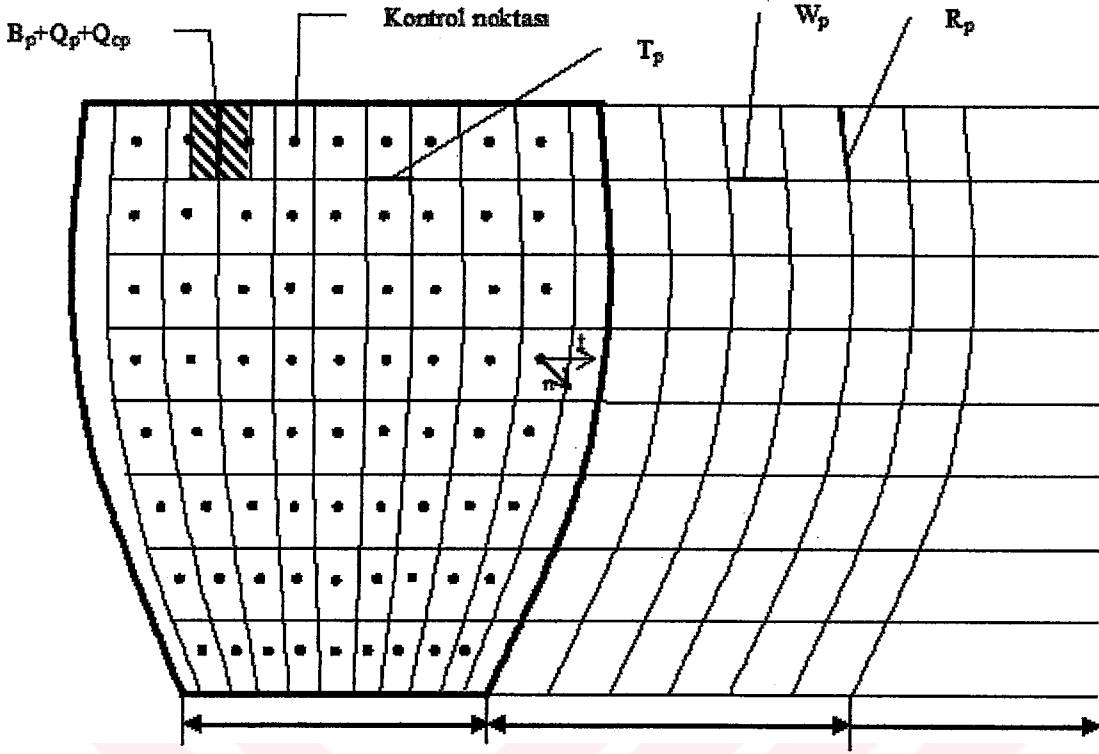
S_d , nozul alanı

S_{dv} , nozul serbest girdap sisteminin değişken bölgesinin alanı

S_d , nozul serbest girdap sisteminin düzenli bölgesinin alanı

$\vec{V}$, nozullu pervaneye gelen akımın hızı

Yukarıdaki denklemde q_{pc} ve q_{dc} yalnızca kavitasyon tespit edildiğinde olacaktır. Benzer şekilde $\vec{\omega} \cdot R$ de pervanenin dönmesiyle ilgilidir ve sadece pervane üzerindeki bir noktada hesap yapıldığı zaman olacaktır. Pervane kanatları veya nozul üzerinde tabaka kavitasyonu görüldüğünde normal vektör $\vec{n}$ de orijinal kaldırıcı yüzey geometrisindeki bozulmanın etkisini yansıtacak şekilde değişecektir.



Şekil 5.1 Kort yönünde konsantre girdap ve kaynak elemanlarından oluşan ayrık dağılım

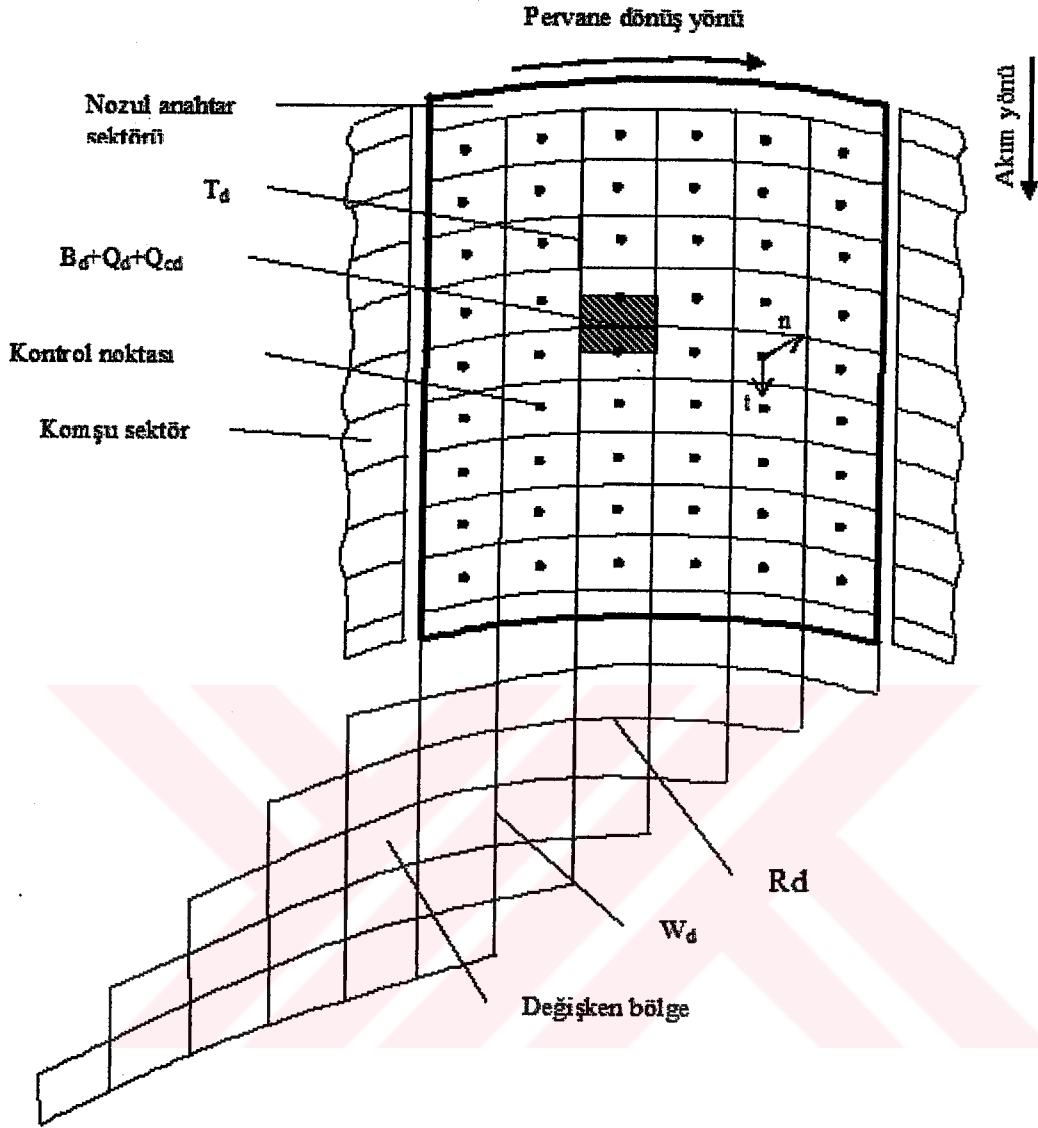
Denklem 5.1'i sayısal olarak çözebilmek maksadıyla, kaldırıcı yüzeylerde sürekli olarak yayılan girdap ve kaynak dağılımlarının yerine, konsantre girdap ve kaynak elemanlarından oluşan ayrık bir dağılım yerleştirilir. Şekil 5.1'den görülebileceği gibi kort yönündeki 8 şerit boyunca onar tane bağlı girdap elemanı ($\bar{B}_p$) düzgün olarak yayılır. Her bir girdap elemanının şiddeti, A_p alanına yayılan sürekli girdap dağılımının şiddetine eşittir. Sirkülasyonun korunumu hakkındaki Kelvin teoreminin sağlanması maksadıyla $\bar{B}_p$ bağlı girdap elemanları $\bar{T}_p$ izleyen girdap elemanları sistemiyle desteklenir. İzleyen girdaplar çıkış kenarından ayrıldıktan sonra genel bir helis şeklinde serbest girdap yüzeylerini oluştururlar. Bu izleyen girdap elemanlarının şiddetleri bağlı girdap elemanlarının şiddetleriyle ifade edilebilir. Böylece pervane kanadı üzerindeki hidrodinamik yükün belirlenmesi için gerekli altyapı hazırlanmıştır.

Kanatlardan biri anahtar kanat olarak ayrılır. Anahtar kanat üzerinde şekilden de görülebileceği gibi girdap elemanlarının arasında kalan bölmelerin orta noktalarına (C) kontrol noktaları yerleştirilir. Kontrol noktaları kinematik sınır şartının sağlanmasında kullanılır. Dikkat edilmesi gereken bir husus, anahtar kanat üzerinde 80 tane şiddeti bilinmeyen bağlı girdap elemanı ($\bar{B}_p$) olmasına karşılık toplam 72 tane kontrol noktası (C)

vardır. Çıkış kenarında akımın kenarı düzgün olarak terk ettiğini yani bağlı girdabın sıfır olduğunu ifade eden Kutta şartı sağlanmak suretiyle bilinmeyen bağlı girdap elemanı sayısı da 72'ye indirilir. Kanat kalınlığı etkilerini temsil eden kaynaklar (Q_p) ve kanat üzerindeki tabaka kavitasyon etkilerini temsil eden kaynaklar (Q_{pc}) da bağlı girdap elemanlarıyla üst üste gelecek şekilde dağıtılır Bu kaynakların şiddetleri, kaynaklar, kanat veya tabaka kavitasyonu elemanter hacimlerine gelen akımı kesecek yani kalınlıkları temsil edecek şekilde belirlenir.

Anahtar kanadın hemen arkasından itibaren $360^\circ/Z$ 'ye kadar olan serbest girdap yüzeyi, değişken serbest girdap bölgesi olarak tanımlanır. Değişken bölgedeki girdap dağılımları, kanadın üniform olmayan akımda hareket etmesi nedeniyle anahtar kanat üzerinde oluşan değişken hidrodinamik yüklerin belirlenmesinde kullanılacaktır. Bu girdap dağılımları, indüklediği hızlar vasıtasıyla anahtar kanat üzerindeki mevcut kinematik sınır şartını etkileyecektir. Değişken bölge radyal olarak eşit 6 sektörden oluşur. Bu bölgedeki aynı yarıçap üzerindeki izleyen girdap elemanları ($\bar{W}_p$) farklı sektörlerde farklı şiddete sahip olabilirler. Sirkülasyonun korunumu ile ilgili Kelvin teoreminin sağlanması amacıyla radyal girdap elemanları ($\bar{R}_p$) yerleştirilir. Anahtar kanat için değişken bölge haricinde kalan ve diğer kanatların ise tüm serbest girdap yüzeyleri, pervane serbest girdap sisteminin sürekli bölgelerini oluştururlar.

Şekil 5.2'de nozul için kaldırıcı yüzey modeli görülmektedir. Bu modelde nozul sehim hatları yüzeyi Z.6 adet boyuna ve 9 adet de enine şeritlerden oluşan bölmelere ayrılmıştır. Nozul kaldırıcı yüzeyi üzerine yayılan bağlı girdap elemanları ($\bar{B}_d$), izleyen girdap elemanları ($\bar{T}_d$) ve kaynaklar (Q_d) ile (Q_{dc}), pervane kanadındakine benzer şekilde yerleştirilirler. Nozul kaldırıcı yüzeyi üzerinde anahtar kanada yakın 6 adet boyuna şeritteki bölmelerin oluşturduğu bölge, nozul anahtar sektörü olarak tanımlanır. Anahtar sektör üzerindeki bölmelerin orta noktalarına kontrol noktaları yerleştirilir. Kontrol noktalarının sayısı 54 fakat bilinmeyen bağlı girdap elemanlarının sayısı ise 60 dır. Bilinmeyen girdap elemanlarının sayısı, pervanede olduğu gibi çıkış ucunda girdapların sıfır olması gerektiğini ifade eden Kutta şartı kullanılarak 54'e indirilir.



Şekil 5.2 Nozul için kaldırıcı yüzey modeli

Nozul arkasında kalan serbest girdaplar silindirik bir girdap yüzeyini oluştururlar. Burada, serbest girdap yüzeylerinde büzülmenin olmadığı kabul edilir. Serbest girdap yüzeyinin anahtar sektörden hemen sonra gelen çapraz bir bölmesi, nozul serbest girdap yüzeyinin değişken bölgesi olarak tanımlanır. Pervanede olduğu gibi bu bölgenin amacı, üniform olmayan akımdan kaynaklanan nozul üzerindeki hidrodinamik yüklerdeki değişim için bir kaynak oluşturmaktır. Bu bölgedeki girdaplar, nozul anahtar sektörü üzerinde indükledikleri hızlar vasıtasıyla, bir sonraki zaman dilimindeki kinematik sınır şartını etkilerler. Nozul serbest girdap yüzeyinin değişken bölgesi ($\bar{W}_d$) izleyen ve ($\bar{R}_p$) çevresel girdap elemanlarından oluşur. Değişken bölgenin arkasında kalan ve sadece ($\bar{W}_d$) izleyen girdap

elemanlarından oluşan nozul serbest girdap sisteminin geri kalan kısmı ise sürekli girdap bölgesi olarak adlandırılır.

Kanat, nozul ve serbest girdap yüzeylerine yerleştirilen girdap elemanlarının indüklediği hızların bulunmasında Biot-Savart formülünden yararlanılabilir. Bu şekilde bilinmeyen $\bar{B}_p$ ve $\bar{B}_d$ bağıl girdap elemanı değerleri için lineer denklem sistemi kurulabilir. Kurulacak bu sistem Denklem 5.1'in sayısal dengi olacaktır. Lineer denklem sistemi çözüldükten sonra nozul ve kanat üzerindeki bağıl girdap elemanlarının değerleri bulunmuş olacaktır. Daha sonra kaldırıcı yüzeyin her iki yüzüne (basınç ve emme) gelen sonuç akımları hesaplanabilir. Anahtar kanat ve nozul anahtar sektörü üzerinde basınç dağılımları, süreksiz akım durumu için Bernoulli denklemi kullanılmak suretiyle bulunabilir (Szantry ve Glover, 1988).

$$C_p = \frac{p - p_\infty}{\frac{1}{2} \rho V_\infty^2} = 1 - \left(\frac{V_p}{V_\infty} \right)^2 + \frac{2}{V_\infty^2} \cdot \frac{\partial \phi}{\partial t} \quad (5.2)$$

Burada;

V_∞ , sonsuzdaki akım hızı

V_p , kontrol noktasındaki akım hızı

ρ , suyun yoğunluğu

ϕ , hız potansiyeli

p_∞ , sonsuzdaki basınç

p , kontrol noktasındaki basınçtır.

5.2 Kaviteasyonun Tespiti ve Analizi

Kaviteasyonun analizi aşağıda tanımlanan şekliyle kaviteasyon sayısına dayalı olarak yapılır:

$$\sigma = \frac{p_a + \rho gh - p_c}{\frac{1}{2} \rho V_\infty^2} \quad (5.3)$$

Burada;

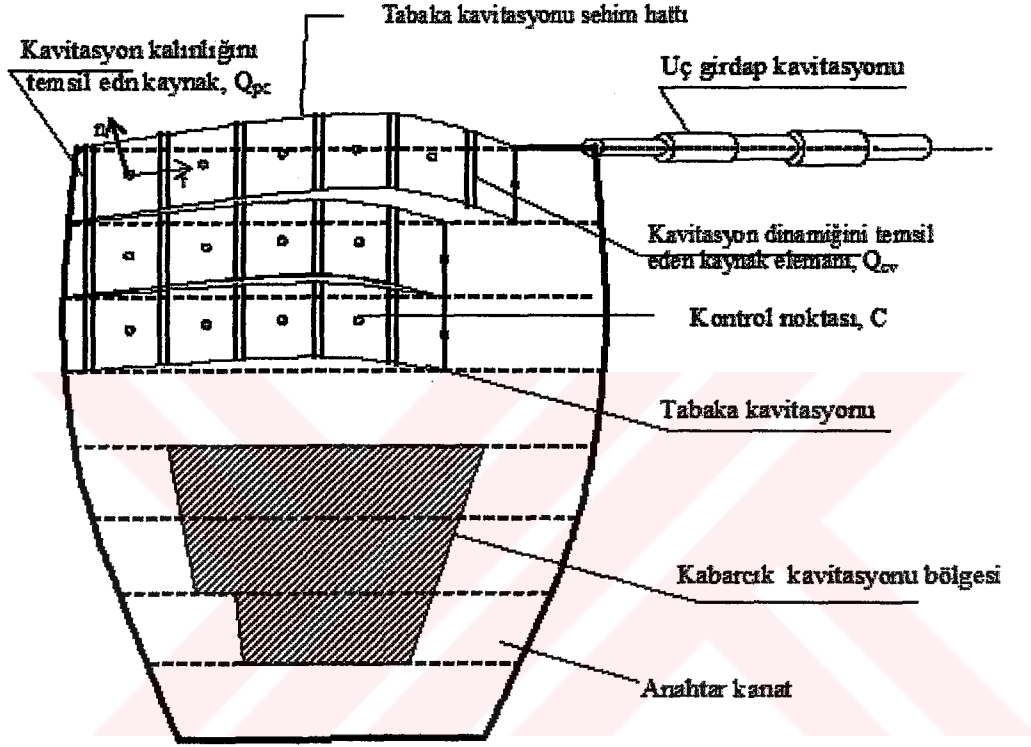
P_a , atmosfer basıncı

p_c , kritik buharlaşma basıncı

g, yerçekimi ivmesi

h, hesap edilecek noktanın derinliğidir.

Şekil 5.3'te de görüldüğü gibi pervane kanadı üzerinde bulunması muhtemel kavitasyon çeşitleri; tabaka kavitasyonu, kabarcık kavitasyonu ve uç kavitasyonudur.



Şekil 5.3 Pervane kanadı üzerinde bulunması muhtemel kavitasyon çeşitleri

Tabaka kavitasyonunun kanat giriş ucundan itibaren başladığı ve kanat boyunca yayıldığı kabul edilir. Basınç değeri, kavitasyon çekirdeğinin patlamasına elverişli olacak minimum değerine indiği zaman kavitasyon olayı başlar. Bu şart aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$c_p + \sigma + \frac{4t_s}{\rho V_\infty^2 R_n} < 0 \quad (5.4)$$

Burada R_n , kavitasyon çekirdeği yarıçapı; t_s , suyun yüzey gerilmesidir.

Tabaka kavitasyonunun dinamik karakteri ek bir Q_{cv} kaynak dağılımıyla modellenilebilir. Bu kaynak elemanlarının dağılımı da kavitasyon kalınlık etkisi için yerleştirilen Q_{pc} ile aynı şekilde dağıtılır ve şiddetleri tabaka kavitasyonu yüzeyindeki dinamik sınır şartından hesaplanabilir. Bu şart kavitasyon yüzeyindeki kuvvet dengesinden aşağıdaki şekilde

yazılabilir;

$$\frac{1}{2\pi V_\infty^2} \int_{S_c} \frac{dq_{cv}}{dt} \frac{\partial}{\partial n} \left(-\frac{1}{r_p} \right) dS = -c_p - \sigma - \frac{4t_s}{\rho V_\infty^2 R_c} \quad (5.5)$$

Burada;

R_c , tabaka kavitasyonunun kort yönündeki kesitinin eğrilik yarıçapı

S_c , tabaka kavitasyonu alanı

q_{cv} , kaynak dağılımıdır.

Denklem 5.5, tabaka kavitasyonunun olduğu alandaki kontrol noktalarına uygulanmak suretiyle bilinmeyen Q_{cv} 'ler için lineer denklem sistemi oluşturulur. Lineer denklem sistemi çözüldükten sonra Q_{cv} 'lerden kavitasyon yüzeyinin normal deformasyon hız dağılımı hesaplanabilir. Anahtar kanadın düzensiz akımda analiz edileceği iki pozisyon arasında geçen zaman içinde deformasyon hızının sabit kaldığı farz edilerek bu zaman periyodu sonunda tabaka kavitasyonu kalınlığı hesaplanabilir. Tabaka kavitasyonu, pervane kanadının orijinal geometrisinde meydana gelen bozulma olarak ele alınır. Böylece tabaka kavitasyonu sehim hatlarını ve dolayısıyla da Denklem 5.1 deki kaldırıcı yüzey normal vektörü ($\vec{n}$)'i değiştirir. Tabaka kavitasyonu kalınlık dağılımı kaynaklarla (q_{pc}) modellenerek Denklem 5.1'e dahil edilmiştir. Bu şekilde, tabaka kavitasyonu pervanenin kaldırıcı yüzey modeline katılır.

Anahtar kanat üzerinde kabarcık kavitasyonu bölgesinin belirlenmesinde değişken basınç altında küresel ve izole bir kabarcık için Rayleigh-Plesset denkleminden yararlanılır;

$$\frac{d^2 R_B}{dt^2} = \left[\frac{\Delta p}{\rho} - \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 - \frac{2t_s}{\rho R_B} - \frac{4\mu}{\rho R_B} \cdot \frac{dR_B}{dt} \right] \frac{1}{R_B} \quad (5.6)$$

Burada;

R_B , kabarcık yarıçapı

μ , suyun dinamik viskozitesidir.

Bu denklem her analiz pozisyonunda anahtar kanat üzerindeki tüm kontrol noktaları için sayısal olarak çözülerek R_B 'nin kritik değeri aştığı bölgeler kabarcık kavitasyon bölgesi olarak belirlenir. Tabaka kavitasyonu ile çakıştığı yerlerde, tabaka kavitasyonu baskın olarak ele alınır (Szantry ve Glover, 1988).

Uç girdap kavitasyonunun belirlenmesinde pervane serbest girdap sisteminin değişken bölgesinde mevcut en dışarıdaki izleyen girdap elemanlarından ($\overline{W_p}$) yararlanılır. Büzülme ve saçılmanın olmadığı kabulüyle, uç girdap kavitasyonu çekirdeğinin çapı için aşağıdaki formül kullanılabilir:

$$D_{civ} = \frac{\Gamma_{wp}(\overline{W_p})}{2\pi V_\infty^2 \sqrt{\sigma}} \quad (5.7)$$

Burada Γ_{wp} , ($\overline{W_p}$) girdap elemanının şiddetidir.

Değişken bölgedeki her bir sektörde çaplar farklı olabilir. Kabarcık kavitasyonuna benzer şekilde kavitasyon çekirdeğinin çapı kritik değeri geçince uç girdap kavitasyonu meydana gelir.

Nozul üzerindeki kavitasyon analizi de pervaneye benzer şekilde yapılır. Pervaneden farklı olarak uç girdap kavitasyonu için hesap yapılmaz. Nozul üzerindeki tabaka kavitasyonu da aynı şekilde düşünülerek kinematik sınır şartını etkiler ve nozul yüzeyinde meydana gelen bozulma olarak ele alınır. Bununla beraber nozul üzerinde kendisinden kaynaklanan kavitasyon olayının görülmesi çok nadirdir.

5.3 Süreksiz Kuvvetlerin Hesabı

Denklem 5.2'deki formül kullanılarak bulunan pervane anahtar kanadı ve nozul anahtar sektörü üzerindeki basınç dağılımlarında suyun viskoz etkilerini hesaba katmak için düzeltme gerekmektedir (Burrill, 1944; Hoerner, 1965). Aşağıdaki formüllerde bulunan pervane kanadı ve nozul için kesit direnç katsayıları Oosterveld (1970) tarafından çıkarılmıştır. Kanat üzerinde tabaka kavitasyonu ile kaplı bölgede kaldırıcı yüzey üzerindeki basıncın kritik basınç değerinin altına inmeyeceği kabul edilir. Daha sonra ise pervane ve nozul üzerindeki zamanın bağıslı kuvvet ve moment bileşenlerinin (Şekil 5.4) hesabı sayısal entegrasyonla aşağıdaki formüllere göre yapılır:

$$F_x = \frac{1}{2} \rho V_\infty^2 \iint_{S_p} (\Delta C_p n_x + C_D t_x) dS \quad (5.8)$$

$$M_x = \frac{1}{2} \rho V_\infty^2 \iint_{S_p} [(\Delta C_p n_x + C_D t_x) \cdot y - (\Delta C_p n_y + C_D t_y) \cdot z] dS \quad (5.9)$$

Burada;

F_x , pervane itmesi

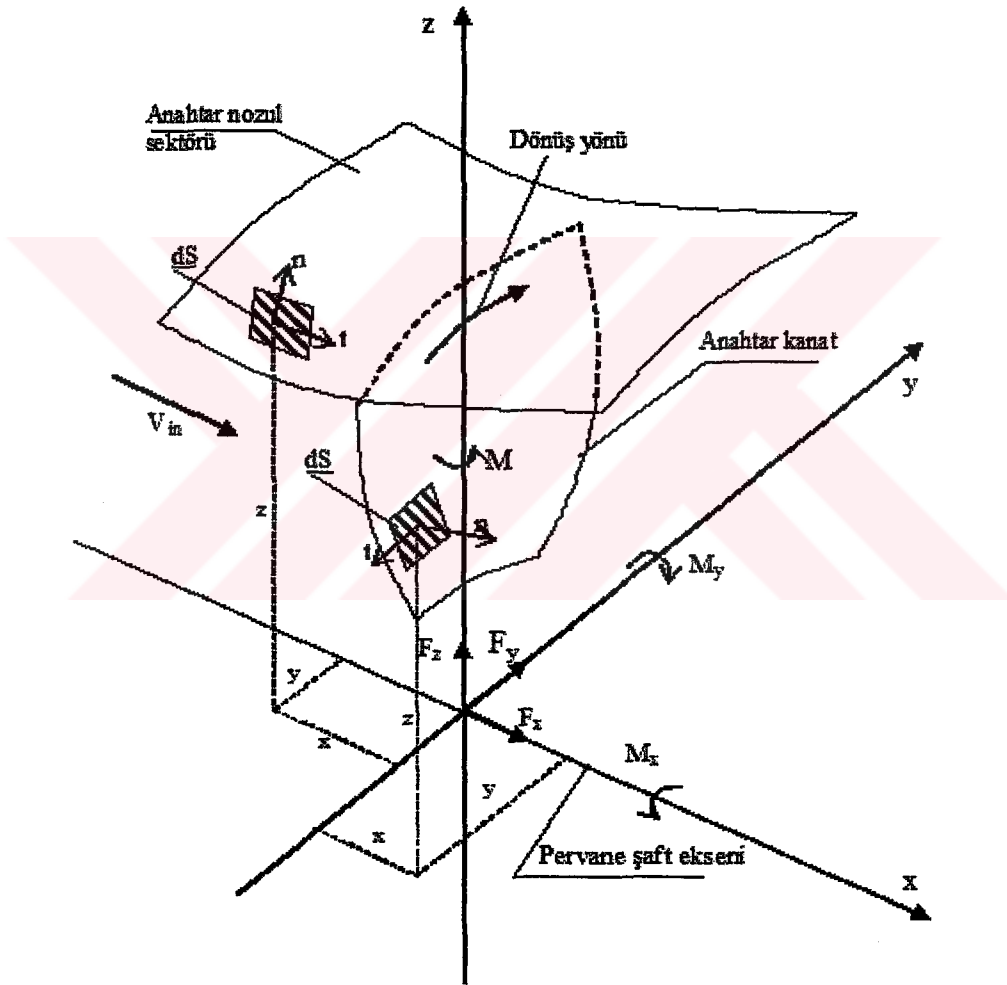
M_x , pervane torku

C_D , kesit direnç katsayısı

ΔC_p , dS alan elemanı üzerindeki basınç farkı

t_x , t_y ve t_z , kaldırıcı yüzeye teğet birim vektörün kartezyen koordinatlardaki bileşenleridir.

Pervane ve nozul üzerindeki diğer kuvvet ve momentler de benzer şekilde hesaplanır.



Şekil 5.4 Pervane ve nozul üzerindeki zamanın bağılısı kuvvet ve moment bileşenleri

5.4 Bilgisayar Programı Hesaplamalarındaki Sıra

Bilgisayar programının ilk kısmında, nozullu pervaneye gelen ortalama akıma göre nozul ve pervane kanatları üzerindeki kinematik sınır şartını ifade eden Denklem 5.1 çözülerek girdap dağılımlarının değerleri bulunur ($\vec{\gamma}_{po}, \vec{\gamma}_{do}$). Ortalama akıma göre bulunan bu girdap

dağılımları, daha sonra kaldırıcı yüzey modeli sürekli kısımlarının (pervane anahtar kanadı haricindeki kanatlar ile nozul anahtar sektörü haricindeki sektörlerde ve serbest girdap sisteminin sürekli kısmında yani, pervane anahtar kanadı için değişken serbest girdap kısmının gerisinde kalan bölge ve diğer kanatlar için ise tüm serbest girdap yüzeyleri, nozulda da benzer şekilde) indükledikleri hızların hesaplanmalarında kullanılır. Ancak $\vec{\gamma}_{po}$ ve $\vec{\gamma}_{do}$, serbest girdap sisteminin değişken bölgelerinde de başlangıçta öngörü sağlar. Daha sonraki aşamalarda bu bölgelerdeki girdaplar, akımın düzensiz olması nedeniyle kanat ve nozul üzerindeki süreksiz basınç dağılımlarını yansıtacak şekilde değişir.

Daha sonra pervane 1.5 tam dönüş yapacak şekilde, üniform olmayan akım hız alanında, 9.Z adet anahtar kanat pozisyonu analiz edilir. İlk 3.Z analiz pozisyonu hazırlık hesaplarıyla ilgilidir. Sonraki 6.Z analiz pozisyonu ise süreksiz basınç ve kuvvetlerin son analizlerini kapsar. Üniform olmayan akım hız alanının neden olduğu süreksizlik olayı kendini sadece, anahtar kanat ($\vec{\gamma}_p$) ve nozul anahtar sektörü ($\vec{\gamma}_d$) üzerinde ve pervane ($\vec{\gamma}_{pv}$) ile nozul ($\vec{\gamma}_{dv}$) değişken serbest bölgelerinde değişken yük şeklinde gösterir. Kaldırıcı yüzey modelinin kalan kısımları, tüm hesaplamalar boyunca, $\vec{\gamma}_{po}$ ve $\vec{\gamma}_{do}$ ile tanımlanan hidrodinamik yükleriyle kalır.

Kinematik sınır şartları, her bir analiz yapılacak kanat pozisyonunda iteratif yolla çözülür. İlk önce kinematik sınır şartı, sadece pervane anahtar kanadı için, nozul anahtar sektörünün etkilerini hesaba katmak amacıyla $\vec{\gamma}_{do}$ 'ler kullanılarak çözülür. Bu, anahtar kanattaki girdap dağılımlarının ($\vec{\gamma}_p$) hesabında ilk yaklaşımı verir. Daha sonra da kinematik sınır şartı, nozul anahtar sektörü için, pervane anahtar kanadı etkilerini hesaba katacak şekilde ($\vec{\gamma}_p$)'ler kullanılarak çözülür. Bu da nozul anahtar sektörü üzerindeki girdap dağılımlarının ($\vec{\gamma}_d$) hesabında ilk yaklaşımdır. Bu işleme iterasyonlar arasındaki girdap dağılımı değerleri kabul edilebilir bir uygunlukta olana dek devam edilir. En düzensiz akım hız alanı durumunda bile ikinci iterasyonda bu sağlanır. Daha sonra program, uyumlu sonuçlar elde edildiğinde, pervane anahtar kanat yüzeyi ve nozul anahtar sektör yüzeyi için, Denklem 5.2'yi kullanarak basınç dağılımlarının hesabına, Denklem 5.7'yi kullanarak kavitasyonun tespiti ve analizine, Denklem 5.8'i kullanarak değişken kuvvetlerin hesabına devam eder. Anahtar kanat veya nozul anahtar sektörü üzerinde tabaka kavitasyonu bulunduğunda, kaldırıcı yüzey geometrisinde uygun bir bozulma olarak sonraki kinematik sınır şartına dahil edilir.

Daha sonra serbest girdap sisteminin değişken bölümündeki girdap dağılımları $\vec{\gamma}_{pv}$ ve $\vec{\gamma}_{dv}$,

pervane anahtar kanadı ve nozul anahtar sektörü üzerindeki değişken yüklere uygun bir kayıt görevini yapmak üzere yenilenirler. Yukarda anlatılan işlemler tüm analiz pozisyonları için tekrar edilir.

Nozul anahtar sektörü, pervane anahtar kanadına yakın şeritlerden oluşur. Burada dikkat edilmesi gereken bir nokta, anahtar kanat hareketi doğrultusunda bir nozul anahtar sektör şeridini geçince, anahtar sektöre yeni bir şerit eklenir ve geride kalan bir şerit de dışarıda bırakılır. Yani, anahtar sektör de anahtar kanatla beraber hareket eder.

Üniform olmayan hız alanında tüm anahtar kanat analiz pozisyonlarında işlem yapıldıktan sonra program, pervane ve nozul üzerindeki kuvvetleri hesaplar ve program sona erer.

Kanat kesitlerinin direnç katsayıları için aşağıdaki formül kullanılır (Burrill, 1944);

$$C_D = \frac{2.D}{(3.46 \log R_e - 5.6)^2} - \frac{900}{R_e} + 0.1\left(\frac{t}{c}\right)^2 + 0.01\left(\frac{t}{c}\right) \quad (5.10)$$

Burada;

R_e , kanat kesitinin Reynold sayısı

$\frac{t}{c}$, boyutsuz maksimum kesit kalınlığıdır.

Nozul kesitlerinin direnç katsayıları da aşağıdaki formülden hesaplanır (Oosterveld, 1970);

$$C_{DD} = \left[1 + 2 \cdot \left(\frac{t}{c}\right)^2 \right] \frac{2.D}{(3.46 \log R_e - 5.46)^2} - \frac{900}{R_e} \quad (5.11)$$

5.5 Kanat Kesit Kalınlıklarını Modelleyen Kaynakların Şiddetlerinin Hesabı

Takip edilen hesap prosedüründe pervane kanadı üzerindeki hidrodinamik yükler ile kanat kalınlıklarının etkileri ayrı ayrı ele alınmıştır. Hidrodinamik yüklerin temsil edildiği bağlı girdap dağılımları süreksiz akım hız alanından etkilenirken, kesit kalınlıklarını temsil eden kaynakların etkilenmediği kabul edilmiştir. Yani, kaynak şiddetleri ortalama başlangıç akımına göre bulunmuş ve süreksiz akım durumundaki tüm hesaplarda bu değerler kullanılmıştır. Anahtar kanat üzerindeki bir kaynağın şiddeti aşağıdaki formülden hesaplanabilir:

$$Q = V_{IN} \cdot \Delta R \cdot \Delta X \cdot \frac{dt}{dx} \quad (5.12)$$

Burada;

V_{IN} , kaynağa gelen ortalama akım hızı (pervane dönmesi dahil)

ΔR , radyal şerit genişliği

ΔX , kanat hacim elemanının boyu

$\frac{dt}{dx}$, kanat kalınlığının akım yönündeki lokal türevidir.

5.6 Nozul Kesit Kalınlıklarını Modelleyen Kaynakların Şiddetlerinin Hesabı

Nozul kaynak şiddetlerinin hesabı pervane kanadı için anlatılan aynı şekilde yapılır. Yalnız bir fark, nozulda (V_{IN}) ortalama gelen akım hızı pervane dönmesini içermez.

5.7 İndüklenmiş Hızların Hesabı

Nozullu pervane girdap modeli tarafından indüklenmiş hızların hesabı için, indüksiyon katsayıları matrisleri oluşturularak hesaplar yapılır. İndüksiyon katsayıları, bir girdap elemanı şiddeti ile, indüklenmiş hızın hesaplanacağı kontrol noktası arasındaki ilişkiyi sağlayan tamamen girdap pervane modelin geometrisini yansıtan katsayılardır. İndüksiyon katsayıları matrisleri, girdap şiddetleri biliniyorsa hızlı bir şekilde indüklenmiş hızların hesaplanmasında ya da, oluşturduğu lineer denklem sistemi ile bilinmeyen girdap şiddetlerinin belirlenmesinde kullanılabilirler. İşlemlerde esneklik sağlaması açısından nozullu pervane girdap modelinin her bir ana bölümünde ayrı indüksiyon katsayıları matrisleri oluşturulur. Normal ve teğetsel hız bileşenleri için de ayrı matrisler kullanılır.

Bir indüksiyon katsayıları matrisi, girdap modelin incelenen kısmındaki tüm girdap elemanlarının, her bir kontrol noktasında indüklenmiş hıza katkılarının toplanması olarak değerlendirilir. İndüklenmiş hızların hesabında Biot-Savart formülü kullanılır (Şekil 5.5).

$$\vec{V}_\Gamma = \frac{\Gamma}{4\pi} \cdot \frac{\vec{L}x\vec{R}}{\vec{R}^3} \quad (5.13)$$

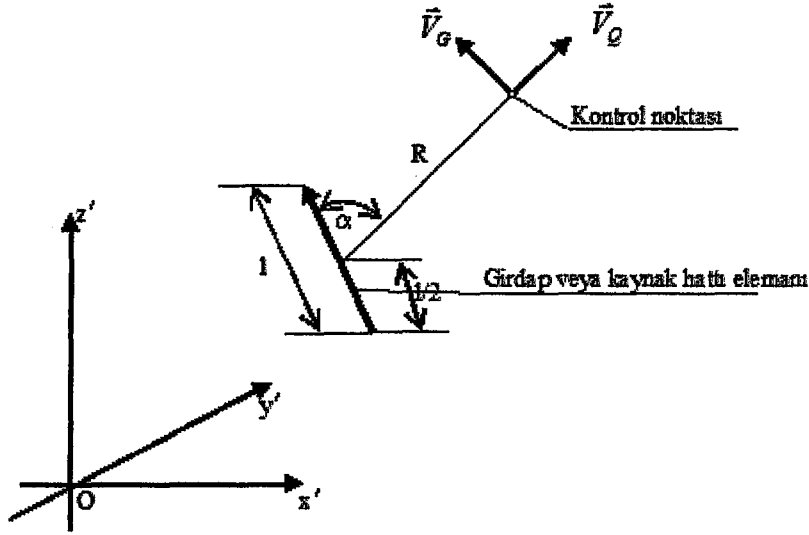
Burada;

$\vec{V}_\Gamma$, indüklenmiş hız

Γ , girdap elemanının şiddeti

$\vec{L}$, girdap elemanı

$\vec{R}$, hesap yapılacak noktalar arasındaki uzaklık vektörüdür.



Şekil 5.5 İndüklenmiş hızların hesabı

Kalınlıkların modellenmesinde kullanılan kaynak dağılımları tarafından indüklenen hızlar aşağıdaki formülden bulunur;

$$\vec{V}_Q = \frac{Q \cdot \vec{R}}{4\pi \cdot R^3} \quad (5.14)$$

Burada Q, kaynağın şiddetidir. Daha önce de ifade edildiği gibi kaynak şiddetlerinin akımın süreksizliğinden etkilenmedikleri kabul edildiği için bu formülle ortalama hız için bir kere hesap edilen indüklenmiş hızlar, tüm hesaplamalarda kullanılır. Kaynak dağılımlarının kullanılması, bir çeşit sabit kalınlık düzeltmesi olarak da düşünülebilir.

Nozullu pervane kaldırıcı yüzey modelinde kinematik sınır şartını ifade eden lineer denklem sistemi dört ana gruba ayrılabilir:

1) Pervane anahtar kanadı

- pervane kanatlarının anahtar kanadı,
- pervane değişken serbest girdap bölgesinin anahtar kanadı ve
- pervane sürekli serbest girdap bölgesinin anahtar kanadı etkisinden oluşur.

2) Nozul anahtar sektörü

- nozulun anahtar sektöre,
- nozul değişken serbest girdap bölgesinin anahtar sektöre ve

- nozul sürekli serbest girdap bölgesinin anahtar sektöre etkisinden oluşur.

3) Pervanenin nozula etkisi

- pervane kanatlarının nozul anahtar sektörüne
- pervane değişken serbest girdap bölgesinin anahtar sektöre
- pervane sürekli serbest girdap bölgesinin anahtar sektöre etkisinden oluşur.

4) Nozulun pervaneye etkisi

- nozulun pervane anahtar kanadına,
- nozul değişken serbest girdap bölgesinin anahtar kanada ve
- nozul sürekli girdap bölgesinin anahtar kanada etkisinden oluşur.

Lineer denklem sisteminin sağ tarafı ise; nozul ve kanat kalınlıklarının modellenmesinde kullanılan kaynak dağılımlarının indüklediği hızlar, nozul ve pervaneye gelen akım hızı ile pervanede rotasyonel hızdan oluşur.

Bu lineer denklem sistemi Gauss-Jordan eliminasyon yöntemi kullanılarak çözülür. Bu şekilde pervane ve nozul üzerindeki tüm bağlı girdap elemanlarının şiddetleri ortalama akıma göre bulunur. Sonuç olarak bu durum için nozullu pervane üzerindeki hidrodinamik yük dağılımı elde edilir.

5.8 Pervane Kanadı Üzerinde Sürekli Kısımların İndükledikleri Hızların Hesabı

Üniform olmayan akım hız alanında çalışan nozullu pervaneler için geliştirilen analiz prosedüründe aşağıdaki girdap bölgelerinin düzensiz akımdan etkilenecekleri kabul edilmiştir;

- anahtar kanat alanı,
- pervane serbest girdap sisteminin değişken bölgesi,
- anahtar girdap sektörü
- nozul serbest girdap bölgesinin değişken bölgesi

Nozullu pervane girdap modelinin kalan kısımları ise, ortalama çevresel akıma göre yukarıdaki denklem sistemlerinden elde edilen üzerlerindeki yük dağılımlarına göre hız indükleyeceklerdir. İndüklenmiş hızların sürekli kısmını oluşturan bölgeler şunlardır;

- pervane kanatları 2,3,.....Z
- pervane serbest girdap sisteminin sürekli kısmı
- nozul sektörleri 2,3,.....Z
- nozul serbest girdap bölgesinin sürekli kısmı
- kanat kalınlıklarını modelleyen kaynaklar

- nozul kalınlıklarını modelleyen kaynaklar.

5.9 Pervane Anahtar Kanadı Herhangi Analiz Pozisyonunda İken, Nozul Anahtar Sektörü ile Nozul ve Pervane Değişken Serbest Girdap Bölgelerinin Pervane Kanadı Üzerinde İndükledikleri Hızların Hesaplanması

Analiz yapılacak ilk kanat pozisyonunda, indüklenmiş hız hesapları için ortalama akıma göre bulunmuş girdap dağılımları kullanılır. Daha sonraki tüm ara pozisyonlarda ise bir önceki pozisyondan elde edilen üniform olmayan akımdaki girdap dağılımları kullanılır.

Nozul anahtar sektörünün indüklediği hızlar, daha önce elde edilen indüksiyon katsayıları matrisi ve girdap dağılımları kullanılarak bulunur.

Nozul ve pervane serbest girdap bölgelerinin indükledikleri hızlar da Biot-Savart formülü kullanılarak bulunur.

5.10 Kanat Üzerindeki Sınır Şartını İfade Eden Lineer Denklem Sisteminin Çözülmesi

Üniform olmayan akımda belli bir kanat pozisyonunda akım analizi üç adımda gerçekleştirilir:

- 1) Pervane kanadı üzerindeki kinematik sınır şartı, nozul etkisini hesaba katmak için, ortalama akıma göre bulunan nozul anahtar sektörü girdap dağılımı kullanılarak çözülür. Bu şekilde pervane üzerindeki yeni girdap dağılımları belirlenir.
- 2) Nozul anahtar sektörü üzerindeki kinematik sınır şartı, pervane anahtar kanadın nozula etkisini hesaba katmak için, kanat üzerindeki yeni girdap dağılımı kullanılmak suretiyle çözülür ve nozul üzerinde de yeni girdap dağılımları bulunur.
- 3) Son adım olarak, pervane üzerindeki girdap dağılımı, nozul anahtar kanadı üzerindeki yeni girdap dağılımı kullanılmak suretiyle, tekrar elde edilir. Nümerik deneyler bu üç adımın, pratikte karşılaşılması muhtemel düzensiz akım durumları için yeterli sonuçları verdiği yönündedir. Kaviteasyon için bir sonraki aşamada kullanılacak olan basınç dağılımları da, nozul için ikinci, pervane için ise üçüncü adımın sonunda hesaplanır.

Bu aşamada lineer denklem sisteminin ana matrisi, pervane anahtar kanadı üzerindeki girdap dağılımlarının yine pervane anahtar kanadı üzerindeki kontrol noktalarında indükledikleri hızı ifade eden indüksiyon katsayıları matrisidir. Lineer denklem sisteminin sağ tarafını ise aşağıdaki bileşenler oluşturur;

- İndüklenmiş hızların sürekli kısmı,
- Lokal akım hızı (pervane dönmesi dahil),
- Nozul anahtar sektörünün indüklediği hız
- Pervane ve nozul değişken girdap bölgelerinin indüklediği hız.

Lineer denklem sistemi Gauss-Jordan eliminasyon yöntemi kullanılarak çözülür. Bu denklem sisteminin çözülmesiyle, analiz edilen kanat pozisyonu için, kanat üzerindeki girdap dağılımlarında ilk yaklaşım elde edilmiş olur (Szantry ve Glover, 1988).

5.11 Pervane Kanadı Üzerindeki Basınç Dağılımının Hesabı

Bu hesap Bernoulli denklemi kullanılarak yapılır;

$$C_p = \frac{p - p_\infty}{\frac{1}{2} \rho (nD)^2} = \left[1 - \left(\frac{V_T \pm \frac{1}{2} V_G}{V_\infty} \right)^2 \right] \left(\frac{V_\infty}{nD} \right)^2 \quad (5.15)$$

Burada;

C_p , boyutsuz basınç katsayısı

P , hesap noktasındaki basınç

p_∞ , bozulmayan akımdaki basınç

ρ , suyun yoğunluğu

n , shaft devri (saniyede)

D , pervane çapı

V_T , hesap noktasındaki toplam teğetsel hız

V_G , hesap noktasında pervane kanadının emme ve basınç yüzleri arasındaki teğetsel hız farkı
(kanat sırtı için (+), kanat yüzünde (-))

V_∞ , bozulmayan akım hızıdır.

Viskozite etkileri için düzeltme aşağıdaki şekilde yapılır;

$$\Delta C_p = 2\pi [\alpha_o (VCA - 1.0) + \alpha_o (VCA.VCC - 1.0)] \quad (5.16)$$

Burada;

α , kanat giriş açısı ($\alpha = C_l/2\pi - \alpha_0$)

α_0 , sıfır kaldırma kuvveti açısı

VCA, VCC, pervane kanat kesiti kaldırma kuvveti için boyutsuz düzeltme katsayıları (Burrill, 1944)

ΔC_p düzeltmesi C_p 'ye şu şekilde yansıtılır; emme yüzü için kortun dörtte üçüne ve basınç yüzü içinde kortun dörtte birine üniform olarak eklenir.

5.12 Pervane Anahtar Kanadı Herhangi Pozisyonunda İken, Nozul Anahtar Sektörü ile Nozul ve Pervane Değişken Serbest Girdap Bölgelerinin Nozul Anahtar Sektörü Üzerinde İndükledikleri Hızların Hesaplanması

Anahtar kanadın anahtar sektör üzerinde indüklediği hızlar, daha önce elde edilen indüksiyon katsayıları matrisi ve mevcut kanat pozisyonu için son girdap dağılımı yardımıyla bulunur.

Nozul ve pervane serbest girdap bölgelerinin indükledikleri hızlar da Biot-Savart formülü kullanılarak bulunur.

5.13 Nozul Anahtar Sektörü Üzerindeki Kinematik Sınır Şartını İfade Eden Lineer Denklem Sisteminin Çözülmesi

Bu durumda lineer denklem sisteminin ana matrisi, nozul anahtar sektöründeki girdap dağılımının yine nozul anahtar sektöründeki kontrol noktalarında indükledikleri hızı ifade eden indüksiyon katsayıları matrisidir. Denklem sisteminin sağ tarafı ise aşağıdaki hızlardan oluşur:

- İndüklenmiş hızların sürekli kısmı,
- Pervane anahtar kanadı tarafından yeni girdap dağılımına göre indüklenen hızlar,
- Nozul ve pervane değişken bölgelerinin indükledikleri hızlar,
- Mevcut kanat pozisyonunda lokal akım hızı

Denklem sisteminin çözülmesi sonucunda nozul anahtar yüzeyi için yeni girdap dağılımı bulunmuş olur.

5.14 Pervane Anahtar Kanadı Herhangi Analiz Pozisyonundayken Nozul Anahtar Sektörü Üzerindeki Basınç Dağılımının Hesabı

Bu hesap yukarda pervane kanadı üzerinde basınç dağılımının hesabında olduğu gibi Bernoulli denklemi kullanılarak yapılır. Ancak viskoz etkilerin hesabında düzeltme katsayıları nozul kesiti için olacaktır

$$\Delta C_p = 2\pi [\alpha_o (VAD - 1.0) + \alpha_o (VAD.VCD - 1.0)] \quad (5.17)$$

VAD, VCD, nozul kesiti kaldırma kuvveti için boyutsuz düzeltme katsayıları (Burrill, 1944)

Daha sonra QS kanat analiz pozisyonu için yukarda pervane kanadı için birinci yaklaşımda yapılan işlemler tekrarlanarak pervane anahtar kanadındaki girdap dağılımında ikinci yaklaşım da elde edilmiş olur. Böylece pervane kanadı analiz pozisyonunda, pervane kanadı üzerinde, düzensiz akım durumunda ikinci defa yeni girdap dağılımı elde edilmiş olur.

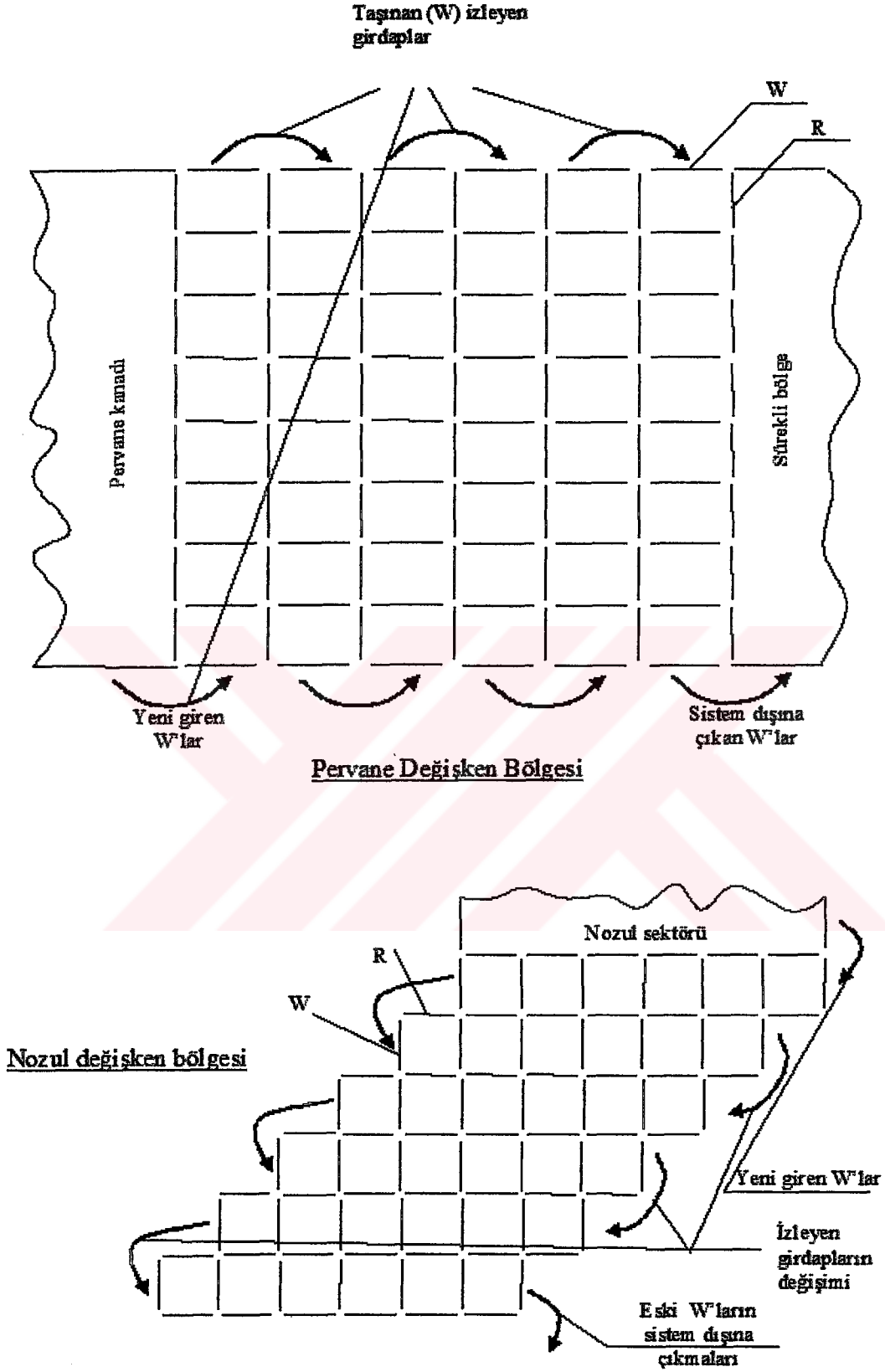
Bu aşamada pervane kanadı üzerindeki basınç dağılımları da birinci aşamada anlatıldığı şekilde ikinci yaklaşım olarak tekrar hesaplanır.

5.15 Pervane Serbest Girdap Sisteminin Değişken Bölgesindeki Girdap Dağılımlarının Yenilenmesi

Mevcut kanat analiz pozisyonunda, anahtar kanat etrafındaki akım hesapları tamamlandıktan sonra, kanat üzerindeki akım değişikliklerinin saklanması amacıyla, bu kanat arkasındaki değişken bölgedeki girdap dağılımları yenilenir. Şöyle ki, izleyen girdap elemanlarının şiddetleri bir basamak geriye taşınır (Şekil 5.6). Değişken bölgedeki her bir yarıçapta son elemanların girdabı sürekli bölgeye taşınır. Bu yapıldıktan sonra tüm değişken bölge üzerinde yeni radyal girdap elemanların şiddeti hesaplanır.

5.16 Nozul Serbest Girdap Sisteminin Değişken Bölgesindeki Girdap Dağılımlarının Yenilenmesi

Yukarda pervane için anlatıldığı şekilde nozul değişken bölgesi içinde yeni girdap dağılımları bulunur. Bunun amacı pervanede olduğu gibi mevcut pervane analiz pozisyonunda nozul üzerindeki akım değişikliklerine bir kayıt vazifesini gördürmektir.



Şekil 5.6 Pervane ve nozul serbest girdap sisteminin değişken bölgesindeki girdap dağılımlarının yenilenmesi

5.17 Pervane Kanadı Üzerinde Tabaka Kavitasyonunun İncelenmesi

Tabaka kavitasyonu analizi tüm kanat kesitleri için bağımsız olarak gerçekleştirilir. Tabaka kavitasyonunun sadece kanat giriş kenarından başladığı kabul edilir. Kavitasyon olayı, eğer kanadın giriş ucundan itibaren kortun %2.5'inde basınç kritik değerinin altına düşerse başlayacaktır.

$$C_p + \sigma + \frac{4t_s}{\rho(nD)^2 R_b} < 0 \quad (5.18)$$

Burada;

$$\sigma = \frac{1013 \times 96.2 + \rho g \cdot (h - r \cdot \cos \theta) - p_c}{\frac{1}{2} \rho (nD)^2} \quad (5.19)$$

σ , kavitasyon sayısı

C_p , boyutsuz basınç katsayısı

t_s , suyun yüzey gerilmesi

R_b , kavitasyon çekirdeği yarıçapı

ρ , suyun yoğunluğu

n , pervane devir sayısı (saniyede)

D , pervane çapı

h , şaft derinliği

r , kontrol noktasının yarıçapı (boyutlu)

θ , kontrol noktasının konum açısı

p_c , suyun kritik buharlaşma basıncıdır.

Kavitasyon, analiz edilen kanat kesiti üzerinde, kort yönünde, aşağıdaki şartın sağlandığı tüm kontrol noktalarını kaplar:

$$C_p + \sigma < 0 \quad (5.20)$$

Tabaka kavitasyonu üzerindeki kavitasyon yüzeyinin kuvvet dengesine dayalı dinamik sınır şartı aşağıdaki gibi yazılabilir;

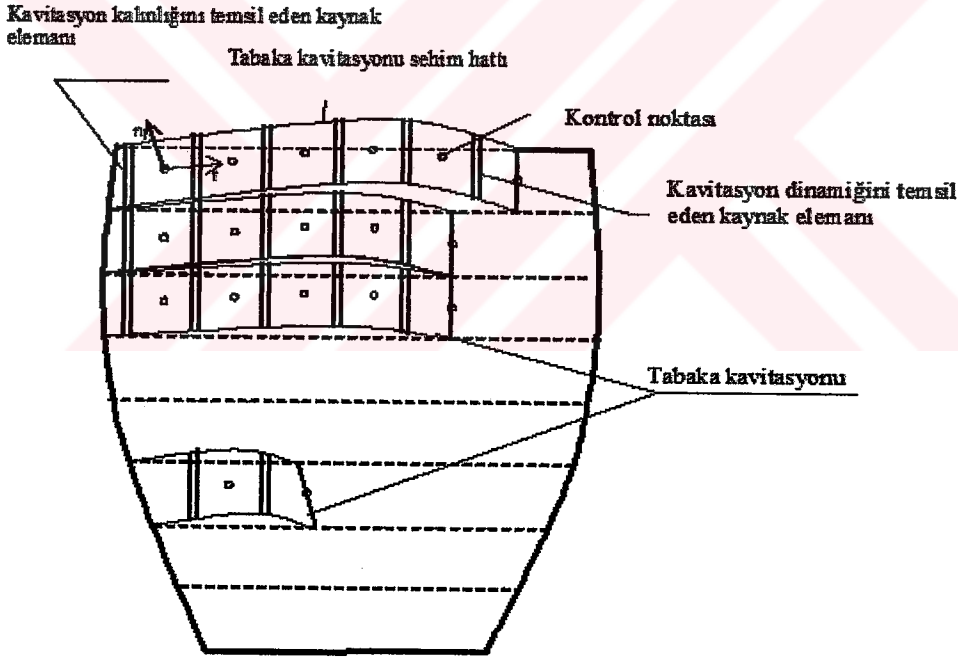
$$-C_p = \sigma + \frac{4t_s}{\rho(nD)^2 R_{loc}} \quad (5.21)$$

Burada R_{loc} , kaviteasyonun eğrilik yarıçapıdır.

Ancak hiçbir zaman bir tabaka kaviteasyonu mükemmel denge halinde değildir. İç kısımdaki basınç, yüzey gerilmesinden daha fazla ise kaviteasyon genişler, tersi durumunda da küçülür. Kaviteasyonun deformasyonu için makul basınç farkı aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \left[-c_p - \sigma - \frac{4t_s}{\rho(nD)^2 R_{loc}} \right] (nD)^2 \quad (5.22)$$

Kaviteasyon ilk tespit edildiği zaman R_{loc} 'un sonsuz büyük olduğu kabul edilir. Analizin ileri aşamalarında ise tabaka kaviteasyonu kort yönünde eğrisel yüzeye sahip bir kesit olarak düşünülebilir.



Şekil 5.7 Tabaka kaviteasyonunun dinamik özellikleri

5.18 Pervane Kanadı Üzerindeki Tabaka Kaviteasyonu Yüzeyinde Dinamik Sınır Şartını İfade Eden Lineer Denklem Sisteminin Çözülmesi

Tabaka kaviteasyonunun dinamik özellikleri, pervane kanadının tabaka kaviteasyonu ile kaplı kısmına yayılan ilave kaynak dağılımlarıyla modellenir (Şekil 5.7). Bu kaynakların şiddetleri, kaviteasyonla kaplı bölgedeki tüm kontrol noktaları için yazılan lineer denklem sisteminin

çözümünden elde edilebilir: Her bir kontrol noktası için;

$$\frac{1}{4\pi} \sum_{i=1}^N \frac{1}{r_i} \cdot \frac{dQ_{cl}}{dt} = \frac{\Delta p}{\rho} \quad (5.23)$$

yazılır. Burada r_i , kaynakla kontrol noktası arasındaki uzaklıktır.

5.19 Tabaka Kavitasyonu Kalınlık Dağılımının Bulunması

Kavitasyon yüzeyinin normal yöndeki deformasyon hızı aşağıdaki şekilde hesaplanabilir;

$$V_{DEF} = \frac{1}{\Delta R \cdot V_{\infty}} \cdot \frac{dQ_{cl}}{dt} \quad (5.24)$$

Burada;

ΔR , kort yönündeki kavitasyon şeridinin genişliğidir (Şekil 5.7).

V_{∞} , hesap yapılan kanat kesitine gelen bileşke akım hızıdır.

Analiz edilen kanat pozisyonları arasındaki Δt zaman periyodunda deformasyon hızı V_{DEF} 'in sabit kaldığı kabul edilerek periyot sonundaki kavitasyon kalınlığı aşağıdaki şekilde hesaplanır;

$$T_{cf} = T_{c(j-1)} + V_{DEF} \cdot \Delta T \quad (5.25)$$

Tabaka kavitasyonunun orijinal kanat sehim hattını değiştirdiği kabul edilir. Böylece analiz edilecek bir sonraki kanat pozisyonundaki kinematik sınır şartını da etkileyecektir. Bu amaçla tabaka kavitasyon kalınlığı sürekli kaynaklarla modellenerek kaynak şiddeti aşağıdaki formülle bulunur;

$$Q_{cs} = V \cdot \Delta R \cdot \frac{dT_c}{dx} \quad (5.26)$$

Burada;

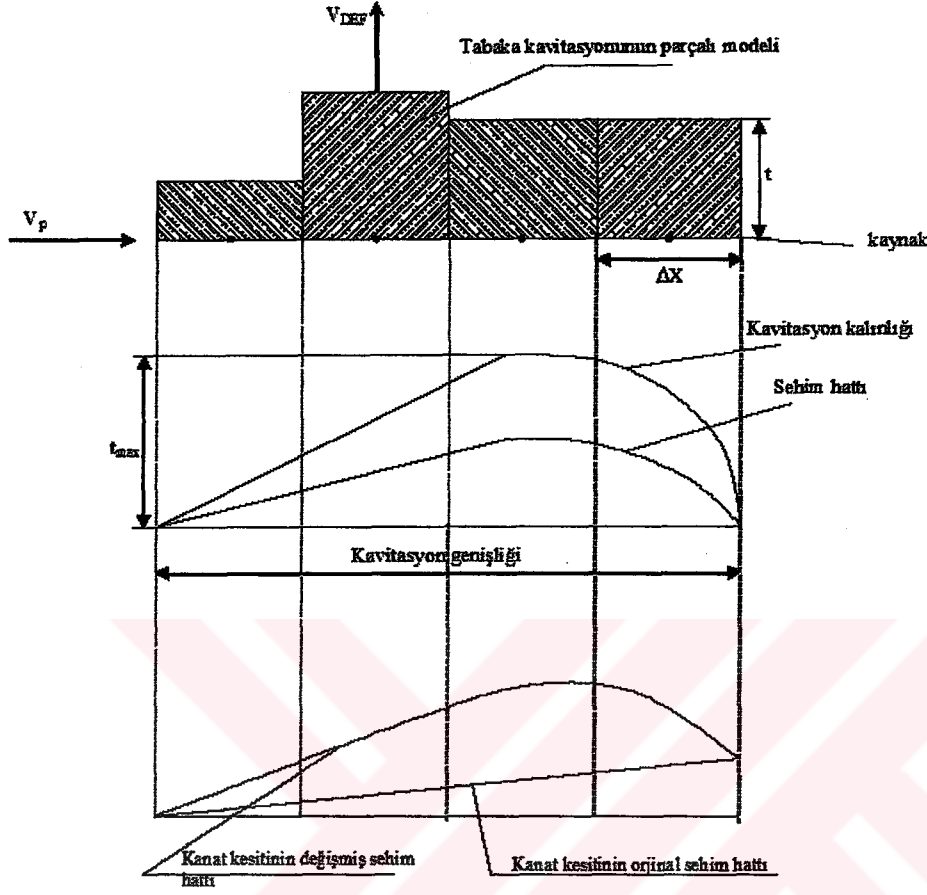
V , akım hızı

ΔR , kort yönündeki şeridin radyal genişliği

T_c , kavitasyon kalınlığıdır.

Şekil 5.8'de parçalı kavitasyon kalınlıkları, bunların yuvarlatılmaları ve pervane sehim hattına

etkileri görülmektedir.



Şekil 5.8 Parçalı kavitasyon kalınlıkları, bunların yuvarlatılmaları ve pervane sehim hattına etkileri

5.20 Pervane Kanadı Üzerindeki Kabarcık Kavitasyonun İncelenmesi

Kabarcık kavitasyonu bölgesinin belirlenmesi, kanadın her iki yüzünde kavitasyon kabarcığı çap dağılımının sürekli değerlendirilmesi ile gerçekleştirilir. Bu amaçla değişken basınç altında küresel ve izole bir kabarcık için Rayleigh-Plesset denkleminden yararlanılır;

$$\frac{d^2 R_B}{dt^2} = \left[\frac{\Delta p}{\rho} - \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 - \frac{2t_s}{\rho R_B} - \frac{4\mu}{\rho R_B} \cdot \frac{dR_B}{dt} \right] \frac{1}{R_B} \quad (5.27)$$

Burada,

R_B , kabarcık yarıçapı

t , zaman

Δp , kabarcık büyümesi için yeterli basınç farkı

t_s , suyun yüzey gerilmesi

ρ , suyun yoğunluğu ve

μ , suyun dinamik viskozitesidir.

Bu denklem her kanat analiz pozisyonunda anahtar kanat üzerindeki tüm kontrol noktaları için sayısal olarak çözülerek R_B 'nin kritik değeri aştığı bölgeler kabarcık kavitasyon bölgesi olarak belirlenir. ($R_{Bkritik}=1\text{mm.}$) alınabilir. Tabaka kavitasyonuyla çakıştığı yerlerde, tabaka kavitasyonu baskın olarak ele alınır.

5.21 Uç Girdap Kavitasyonunun İncelenmesi

Uç girdap kavitasyonunun araştırılması, en dışarıdaki şiddeti belli izleyen girdaba dayalı olarak yapılır. 6 bölümden oluşan bu girdap her bölümde farklı şiddete sahip olabilir. Kavitasyon çekirdek çapı aşağıdaki formülden hesaplanır;

$$d_c = \frac{G}{2\pi.V.\sqrt{\sigma}} \quad (5.28)$$

Burada;

G, girdap şiddeti

V, bileşke akım hızı

σ , lokal kavitasyon sayısı

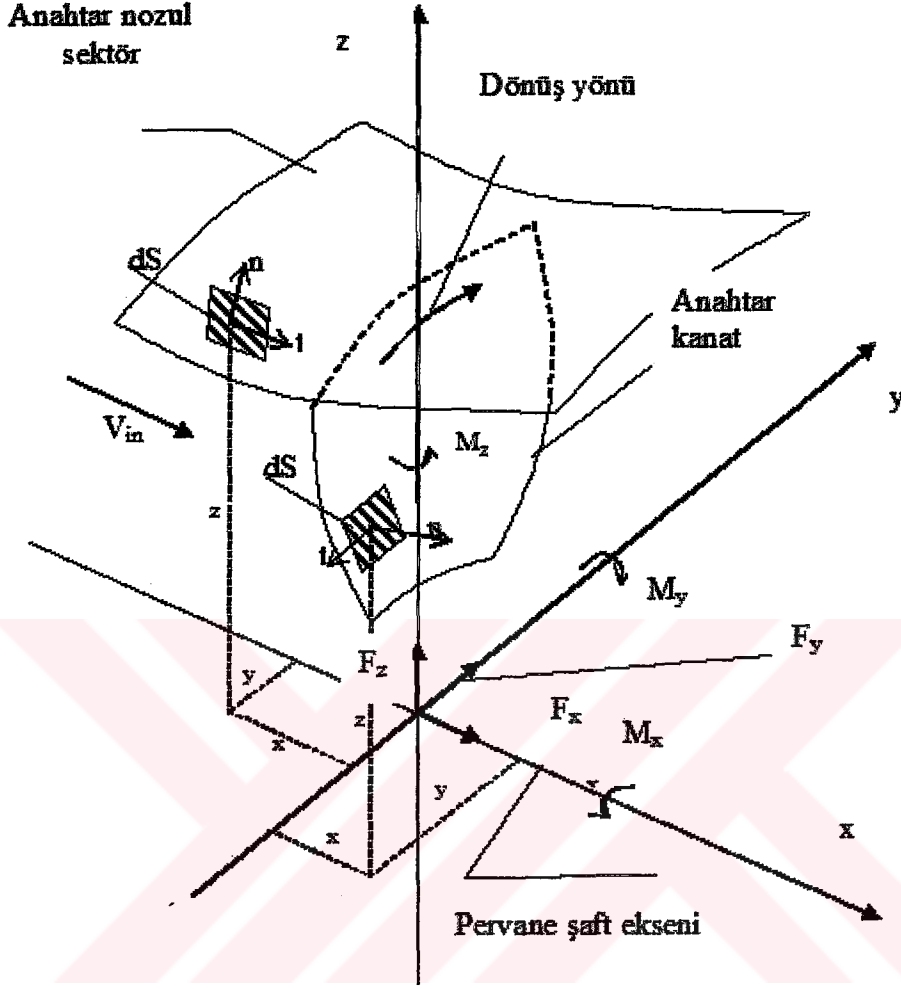
Uç girdap kavitasyonunun oluşabilmesi için kavitasyon çekirdek çapı d_c :

$$d_c \geq 0.0005.D \quad (5.29)$$

olmalıdır. Burada D, pervane çapıdır.

5.22 Pervane Kanadı Üzerindeki Kuvvet/Moment Bileşenlerinin Hesaplanması

Her bir kanat pozisyonunda pervane anahtar kanadı üzerindeki kuvvet ve moment bileşenlerinin hesaplanmaları, kanat alanı üzerinde basınç dağılımlarının entegrasyonu ile yapılır. Bunun için daha önce bulunan basınç dağılımları kullanılır. Ancak pervane alanı üzerinde hiçbir noktadaki basıncın değeri, kritik değerin altına inmeyeceği kabul edilir. Kuvvet ve moment bileşenleri aşağıdaki formüllerle hesaplanır (Şekil 5.9).



Şekil 5.9 Kuvvet ve Moment bileşenleri

$$F_{sx} = -\frac{1}{2} \rho (nD)^2 \int_S [\Delta C_p \cdot n_x + C_D \cdot t_x] ds \quad (5.30)$$

$$F_{sy} = -\frac{1}{2} \rho (nD)^2 \int_S [\Delta C_p \cdot n_y + C_D \cdot t_y] ds \quad (5.31)$$

$$F_{sz} = -\frac{1}{2} \rho (nD)^2 \int_S [\Delta C_p \cdot n_z + C_D \cdot t_z] ds \quad (5.32)$$

$$M_{sx} = -\frac{1}{2} \rho (nD)^2 \int_S [\Delta C_p \cdot (n_z \cdot y - n_y \cdot z) + C_D \cdot (t_z \cdot y - t_y \cdot z)] ds \quad (5.33)$$

$$M_{sy} = -\frac{1}{2} \rho (nD)^2 \int_S [\Delta C_p \cdot (n_x \cdot z - n_z \cdot x) + C_D \cdot (t_x \cdot z - t_z \cdot x)] ds \quad (5.34)$$

$$M_{sz} = -\frac{1}{2} \rho (nD)^2 \int_S [\Delta C_p \cdot (n_y \cdot x - n_x \cdot y) + C_D \cdot (t_y \cdot x - t_x \cdot y)] ds \quad (5.35)$$

Burada;

ρ , su yoğunluğu

n , pervane devri (saniyede)

ΔC_p , emme ve basınç kenarları arasındaki basınç farkı

C_D , kesit direnç katsayısı

n_x, n_y, n_z , normal birim vektörün kartezyen koordinatlardaki bileşenleri

t_x, t_y, t_z , teğetsel birim vektörün kartezyen koordinatlardaki bileşenleri

S , kanat alanıdır.

Yukarda pervane anahtar kanadı için yapılan işlemler benzer şekilde nozul anahtar sektörü için de gerçekleştirilir. Fakat nozulda uç girdap kavitasyonu için hesap yapılmaz.

5.23 Kuvvet/Moment Bileşenlerinin Tüm Pervane için Hesabı

Pervane üzerindeki toplam kuvvet ve moment bileşenleri aşağıdaki formüllerle hesaplanır:

x, y ve z Kuvvet Bileşenleri,

$$F_{px} = \sum_{i=1}^Z F_{sx}^i \quad (5.36)$$

$$F_{py} = \sum_{i=1}^Z (F_{sz}^i \cdot \cos \theta + F_{sy}^i \cdot \sin \theta) \quad (5.37)$$

$$F_{pz} = \sum_{i=1}^Z (F_{sz}^i \cdot \sin \theta - F_{sy}^i \cdot \cos \theta) \quad (5.38)$$

x, y ve z Moment Bileşenleri,

$$M_{px} = \sum_{i=1}^Z M_{sx}^i \quad (5.39)$$

$$M_{py} = \sum_{i=1}^Z (M_{sz}^i \cdot \cos \theta + M_{sz}^i \cdot \sin \theta) \quad (5.40)$$

$$M_{pz} = \sum_{i=1}^Z (M_{sz}^i \cdot \sin \theta - M_{sz}^i \cdot \cos \theta) \quad (5.41)$$

Burada;

θ , kanat pozisyon açısı, $\theta = \varphi + 360 \cdot (i-1) / Z$

φ , pervane pozisyon açısıdır (Szantry ve Glover, 1988).

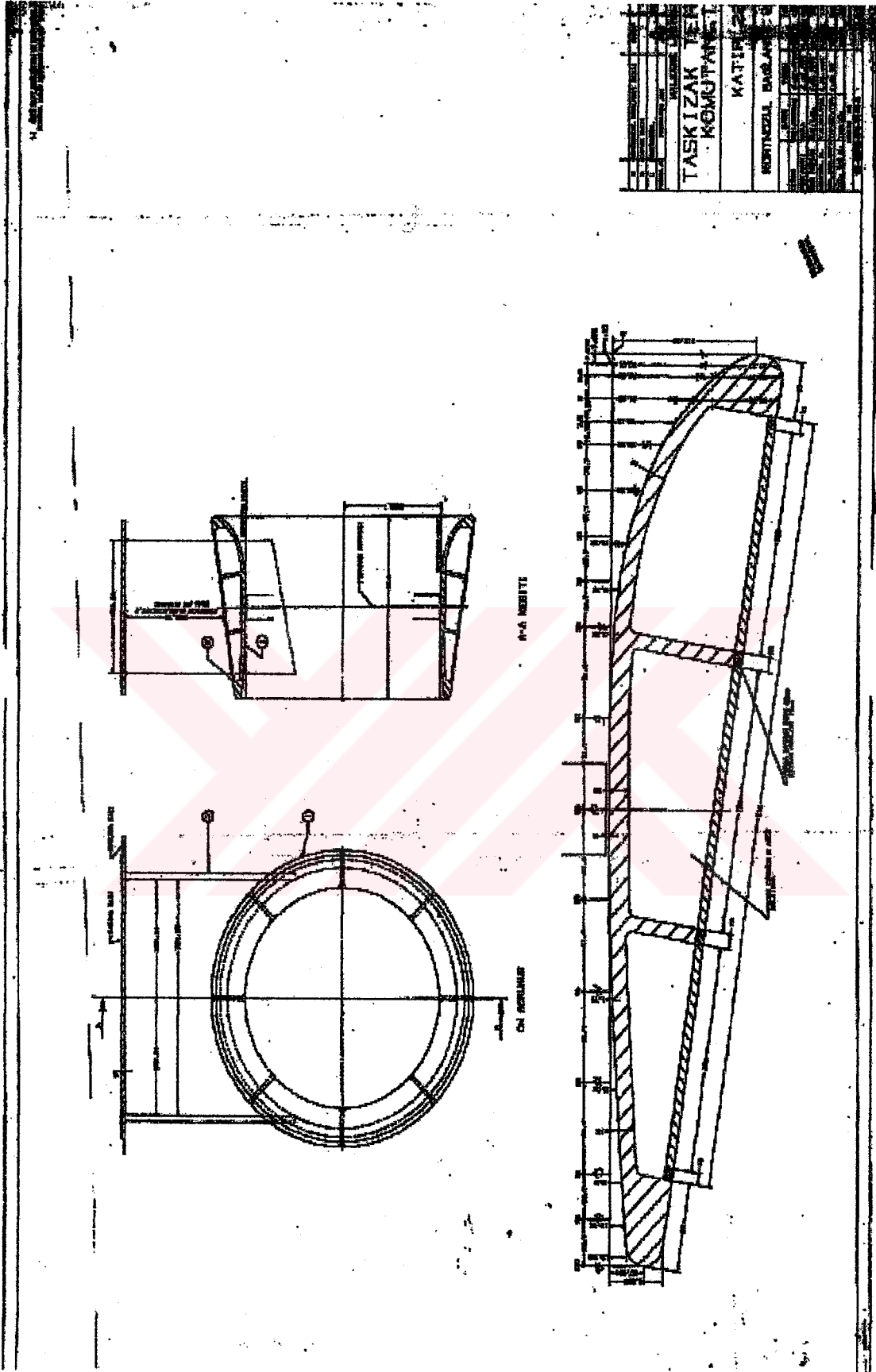
6. UYGULAMALAR

Bu bölümde, bulunan bazı nozullu pervaneli sevk sistemleri eldeki mevcut DPROP bilgisayar programı vasıtasıyla analiz edilmiş ve bazı sonuçlara ulaşılmıştır.

6.1 Katır Pervanesinin İncelenmesi

Katır, palamar hizmeti ve yedekte çekme maksadıyla kullanılan römorkör tarzında ufak çekicilerdir. Yedekleme süratleri 3-4 kts., serbest intikal süratleri maksimum 9-12 kts.'dir. Katırın iz katsayısı 0,55, nozul iç yüzeyi ile pervanenin kanat ucu açıklığı 2 mm.'dir.

- Çap: 737mm.
- Piç: 693 mm.
- F_a/F : 0,7
- Kanat adedi: 4
- Eğiklik: 0
- Makine gücü: 160 hp
- Makine devri: 1800 RPM
- Redüksiyon oranı: 2,244
- Kort nozul boyu: 614 mm.

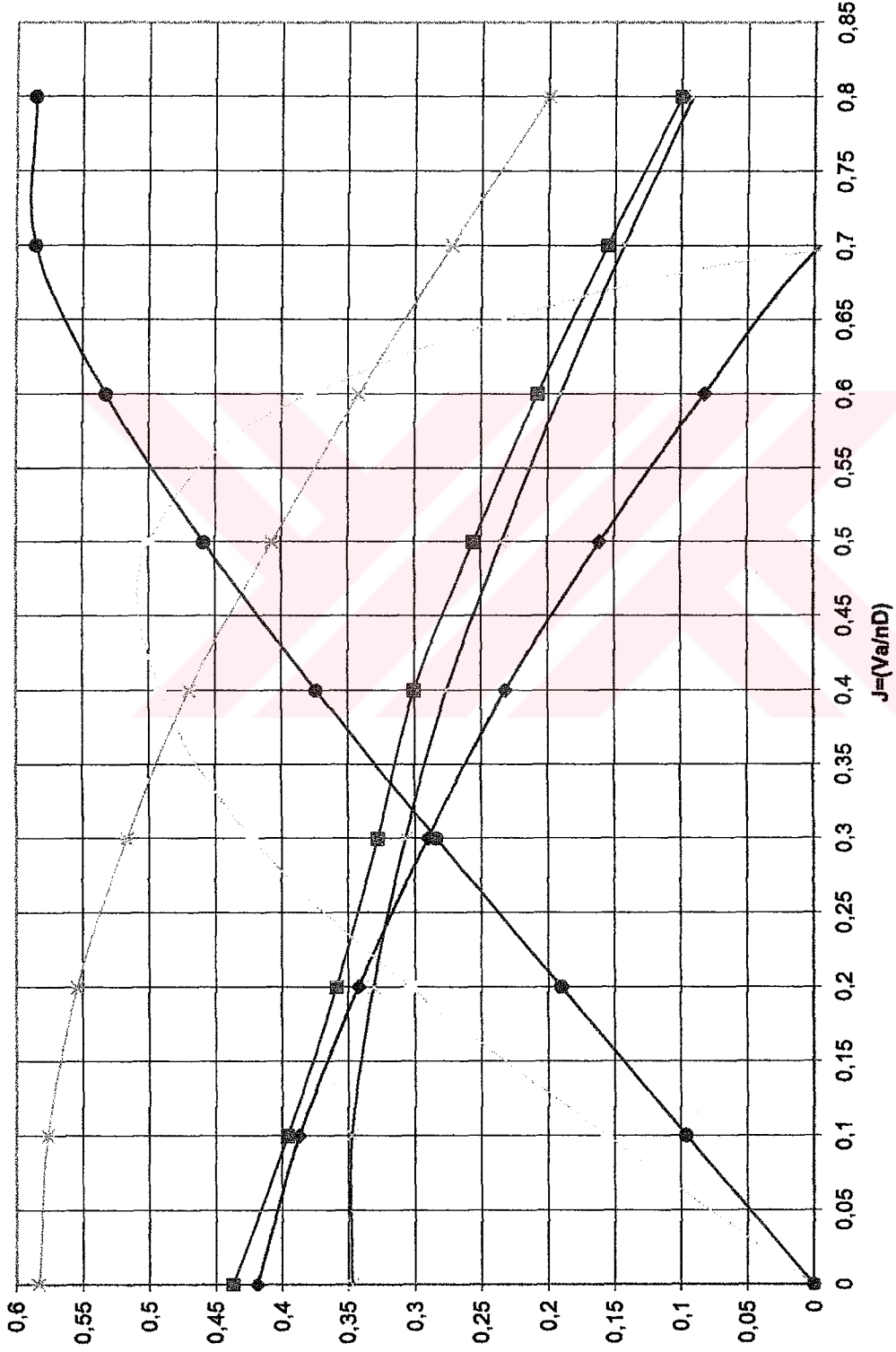


Şekil 6.2 Katır kort nozul detaylı geometrisi

6.1.1 Katır Pervanesinin Karakteristik Eğrileri

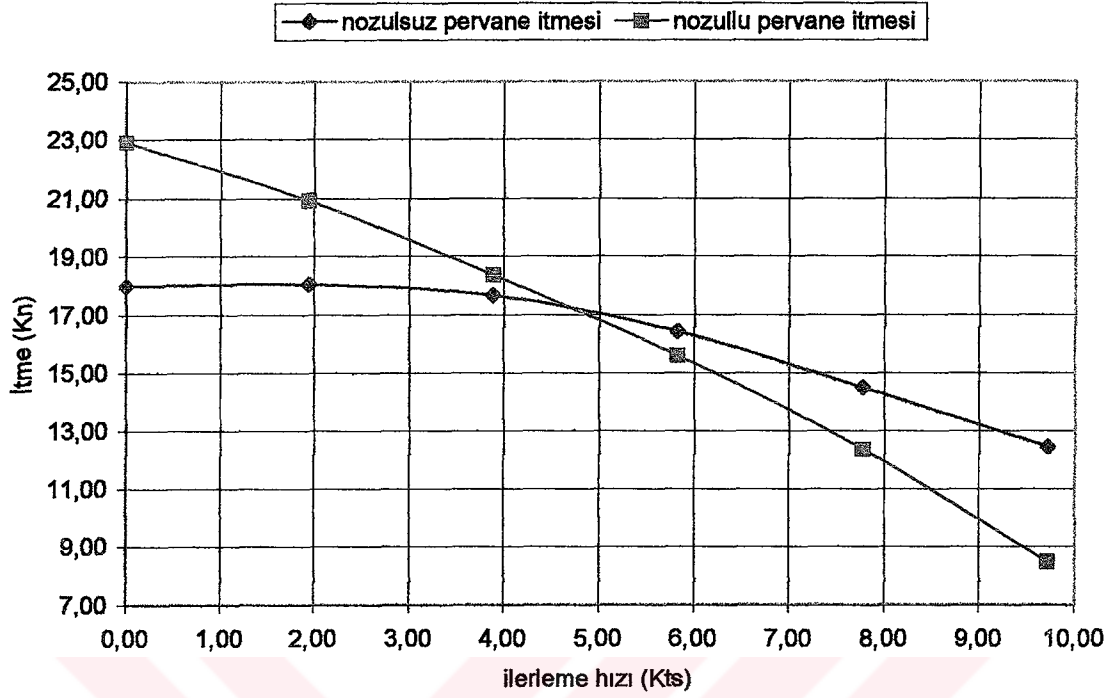
Katır pervanesinin karakteristik eğrileri, nozullu ve nozulsuz hal için çizilmiştir. Düşük ilerleme katsayısı değerlerinde ($J < 0,24$) nozullu pervanenin açık pervaneye çekme kuvveti yönünden avantajı Şekil 6.3'den görülmektedir. Bu da ancak düşük yedek çekme hızlarında nozulun avantaj sağladığını göstermektedir.





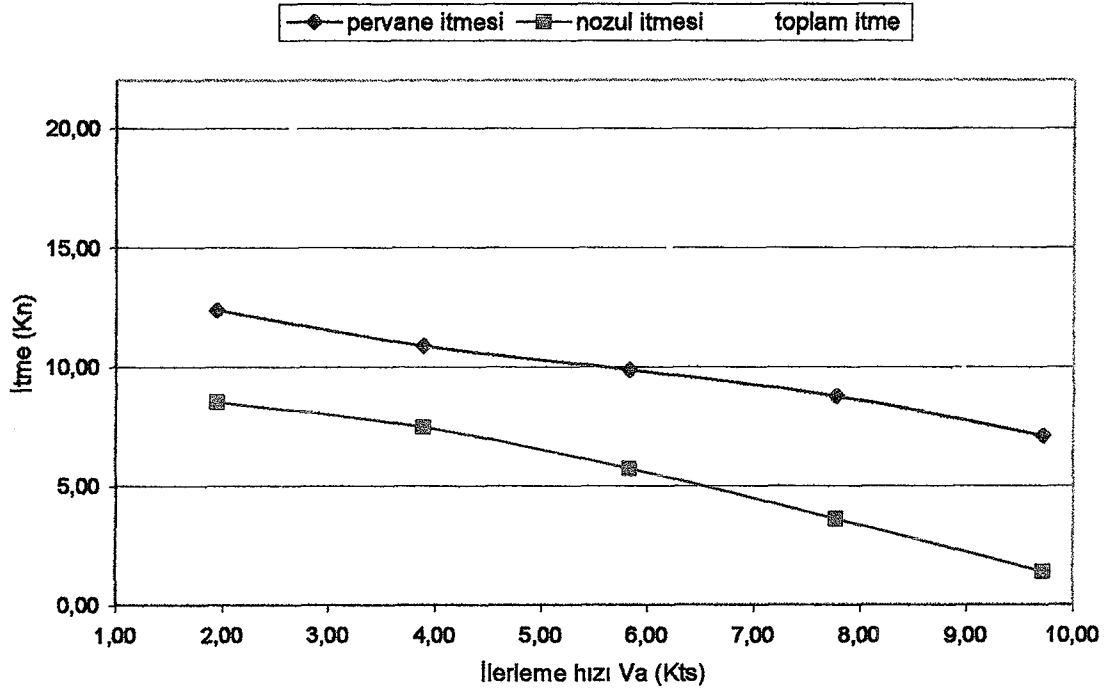
Şekil 6.3 Katır pervanesinin nozullu ve nozulsuz haldeki karakteristik eğrileri

6.1.2 Katır Pervanesinde Sürate Göre İtmedeki Değişim



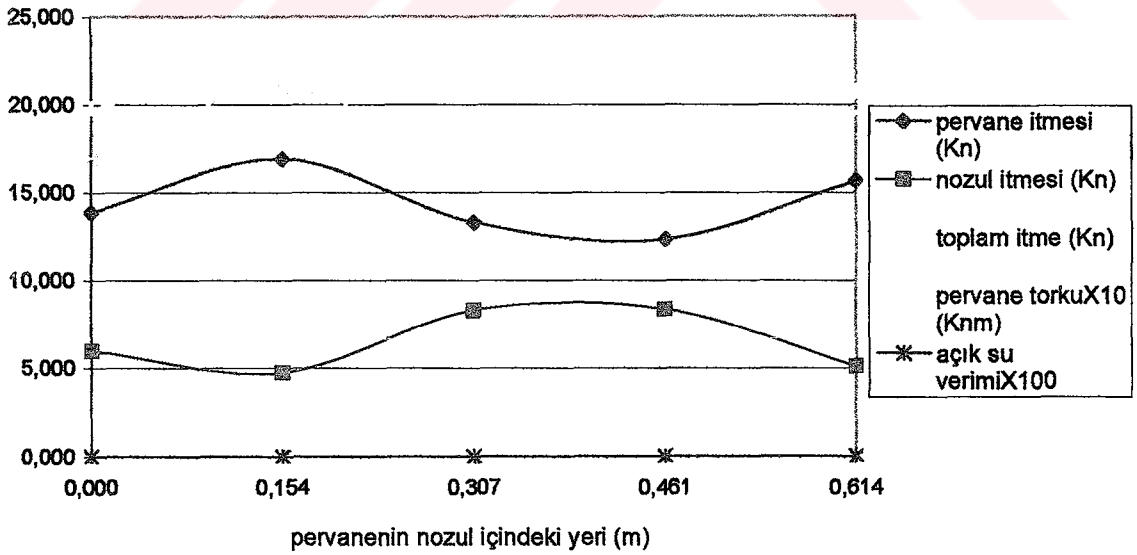
Şekil 6.4 Katır pervanesinde sürate göre itmedeki değişim

Şekil 6.4 13,368 devir/saniye'lik pervane devri kullanılarak elde edilmiştir. Şekilden görüleceği üzere aynı devirde ilerleme hızı 4,7 deniz milinin üzerine çıkıldığında ($V_{\text{gemi}} = V_a / (1-w) = 11,75$ kts) katır pervanesinde nozul kullanılması faydadan çok zarar getirmektedir. Zaten katır, görev profili icabı bu süratlere çok seyrek çıkmaktadır.

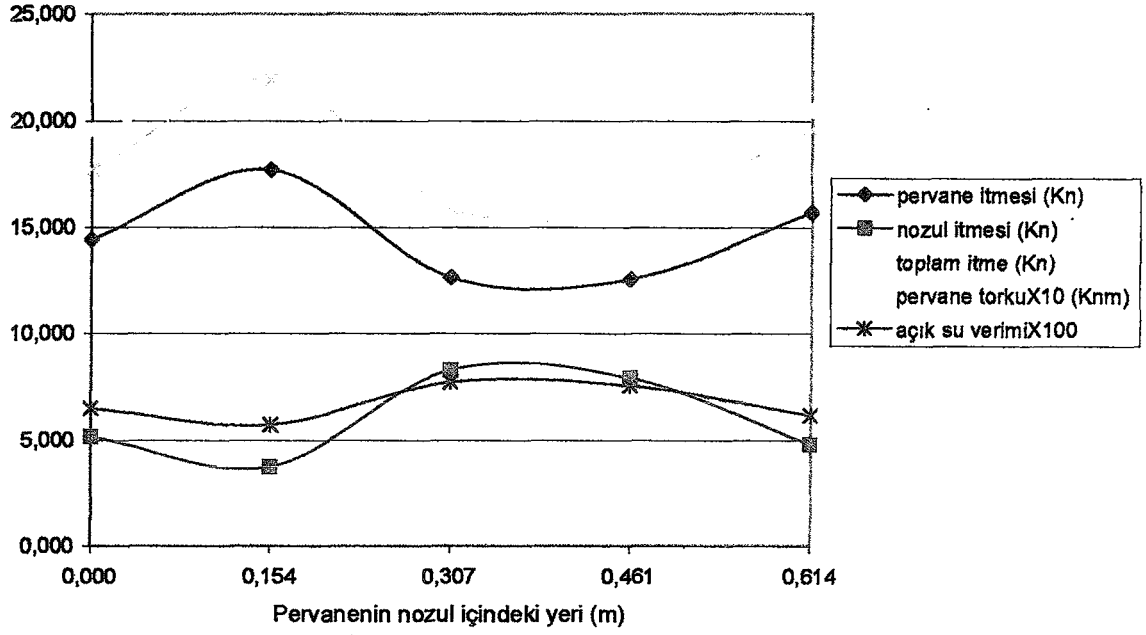


Şekil 6.5 İlerleme hızındaki değişime göre nozul ve pervane itmesindeki değişim ($N=13,368$ d/sn.).

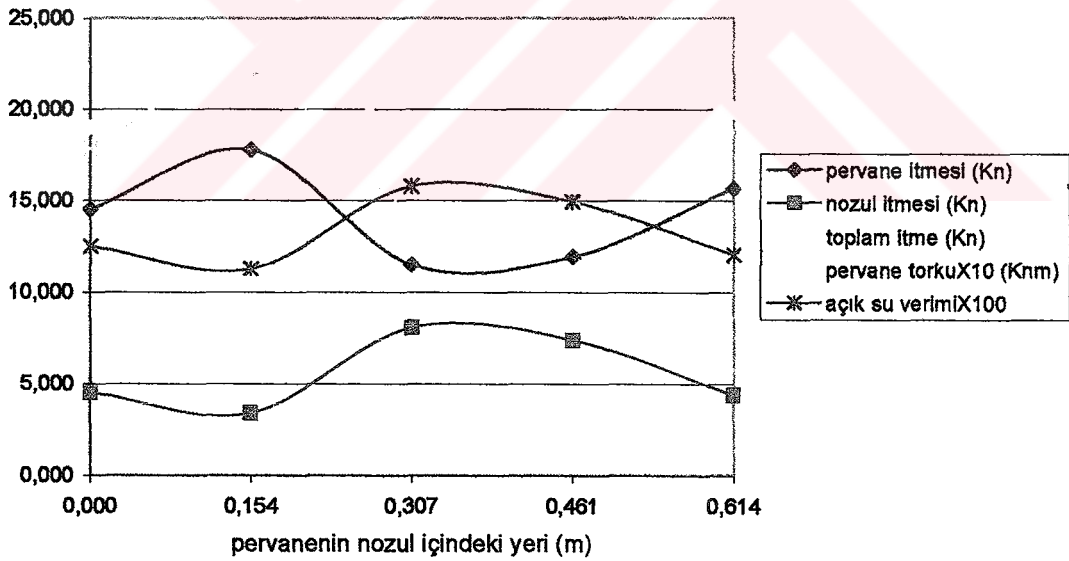
6.1.3 Katır Pervanesinin Nozul İçindeki Yerinin Değişiminin Etkisi



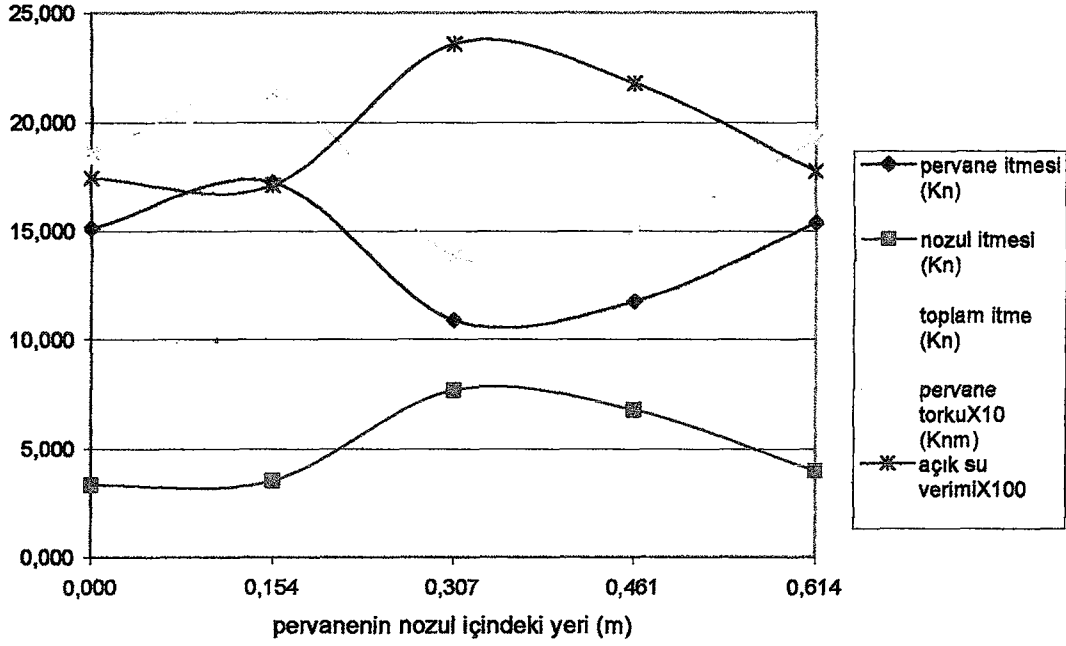
Şekil 6.6 Katır pervanesinin nozul içindeki yerinin etkileri ($J=0$, $N=13$ d/sn, $V_a=0$ m/sn)



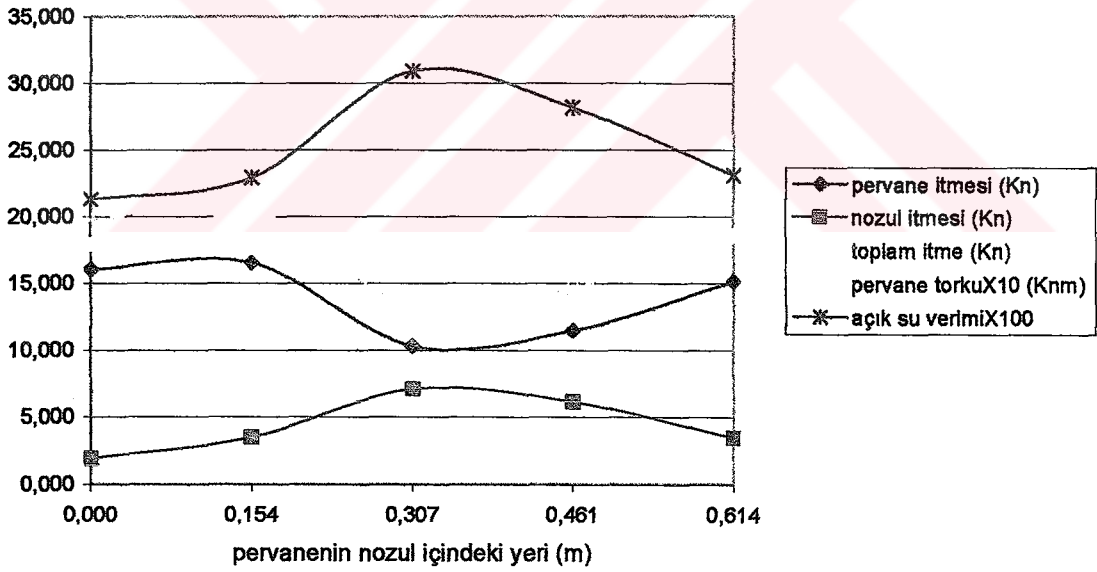
Şekil 6.7 Katır pervanesinin nozul içindeki yerinin etkileri ($J=0,05$, $N=13d/sn$, $V_a=0,479$ m/sn)



Şekil 6.8 Katır pervanesinin nozul içindeki yerinin etkileri ($J=0,1$, $N=13d/sn$, $V_a=0,9581$ m/sn)



Şekil 6.9 Katır pervanesinin nozul içindeki yerinin etkileri ($J=0,15$, $N=13d/sn$, $V_a=1,437m/sn$)



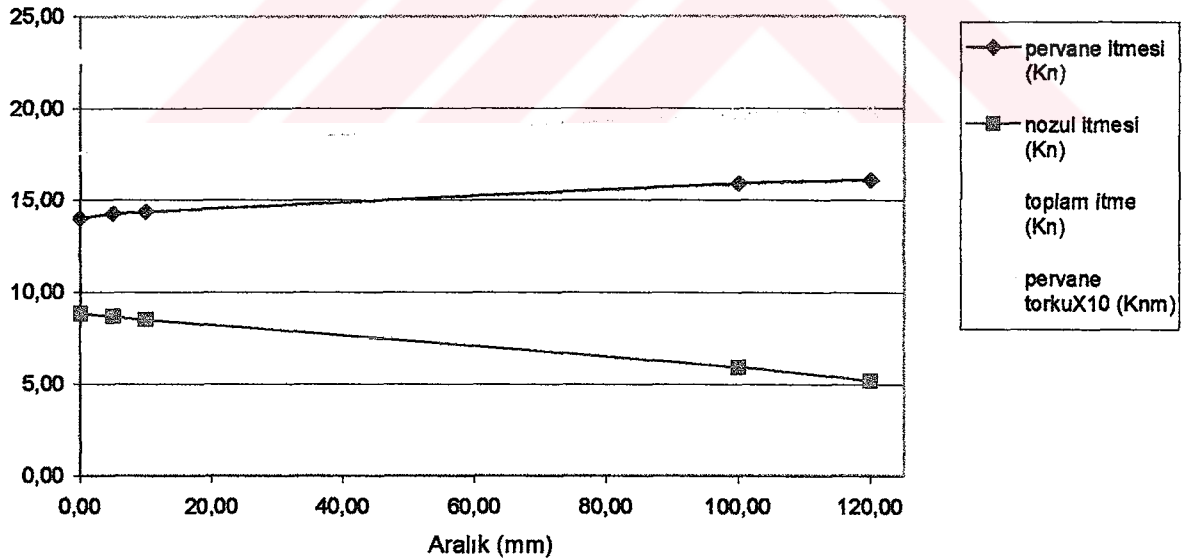
Şekil 6.10 Katır pervanesinin nozul içindeki yerinin etkileri ($J=0,2$, $N=13d/sn$, $V_a=1,9162 m/sn$)

Pervane gerçekte nozulun içinde tam ortada bulunmaktadır. Analizin bu kısmında pervane nozulun içinde farklı yerlere konularak durum incelenmiştir. Şekil 6.6'dan 6.10'a kadar olan

grafiklerde, apsisteki 0 değeri pervanenin nozul girişine konduğunu, 0,307 nozul boyunun yarısı olup pervanenin nozulun ortasına konduğunu, 0,614'de ise pervanenin nozul çıkışına konduğunu göstermektedir. Şekil 6.6'dan 6.10'a kadar grafikler incelendiğinde, toplam itme açısından düşünüldüğünde, pervanenin nozul içinde tam ortaya konulması yerine, nozul girişinden itibaren nozul boyunun $\frac{1}{4}$ 'ü mesafeye konmasının özellikle daha büyük ilerleme katsayılarında itme/çekme açısından daha avantaj sağlayacağı görülmektedir.

Şekil 6.6'dan 6.10'a kadar olan grafiklerde pervanenin nozul içinde tam ortadayken diğer durumlara nazaran verimin daha iyi olduğu görülmektedir. Verimdeki bu artış pervane tork değerinin düşmesiyle sağlanır. Şekiller dikkatlice incelendiğinde, pervane torkunun pervane itmesine bağlı olarak azaldığı görülmektedir; yani pervane itmesi azaldığında pervane torku da azalmakta, ancak toplam itmedeki değişim torktaki azalmaya nazaran daha az duyarlı olduğundan verim artmaktadır. Grafiklerden pervane itmesiyle nozul itmesinin hemen hemen ters orantılı olduğu görülmektedir. Birisindeki artış diğerini azaltmaktadır. Sistemin verimi pervane itmesine bağlıdır.

6.1.4 Katır Pervanesi Kanat Ucu ve Nozul İç yüzeyi Arasındaki Aralığın Etkisi

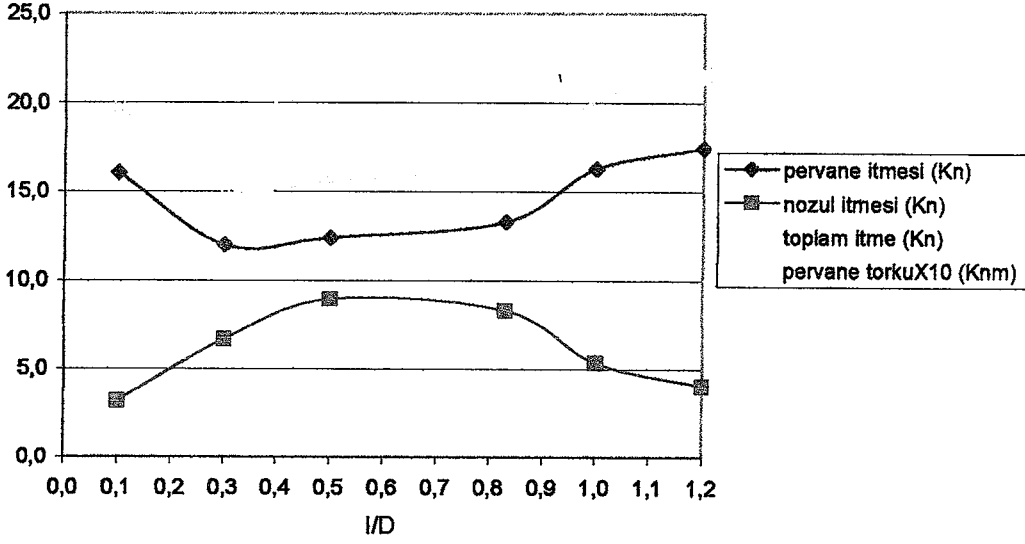


Şekil 6.11 Pervane kanat ucu ve nozul iç yüzeyi arasındaki boşluğun etkisi

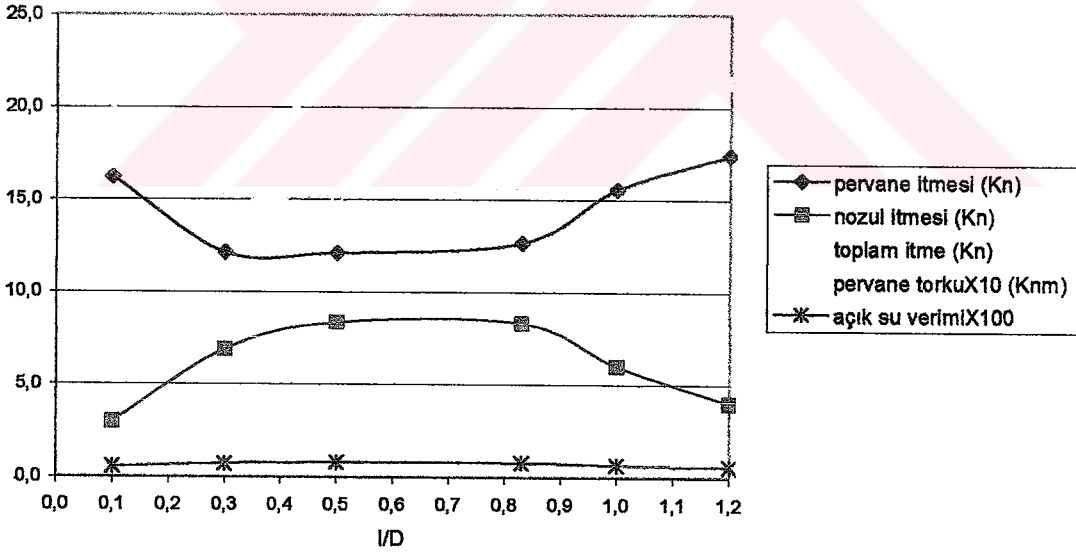
Pervane kanadı ile nozul iç yüzeyi arasındaki aralık bu sevk sistemi için gerçekte 2 mm.'dir. $J=0$ durumu için Şekil 6.11 çizilmiş ve aralık arttıkça pervane itmesinin arttığı buna karşın nozul itmesinin azaldığı ve nozul itmesindeki azalışın pervane itmesindeki artıştan daha fazla olduğu için net itmede bir azalış olduğu görülmüştür. Bu sonuç yapılan literatür

araştırmalarıyla da uyuşmaktadır.

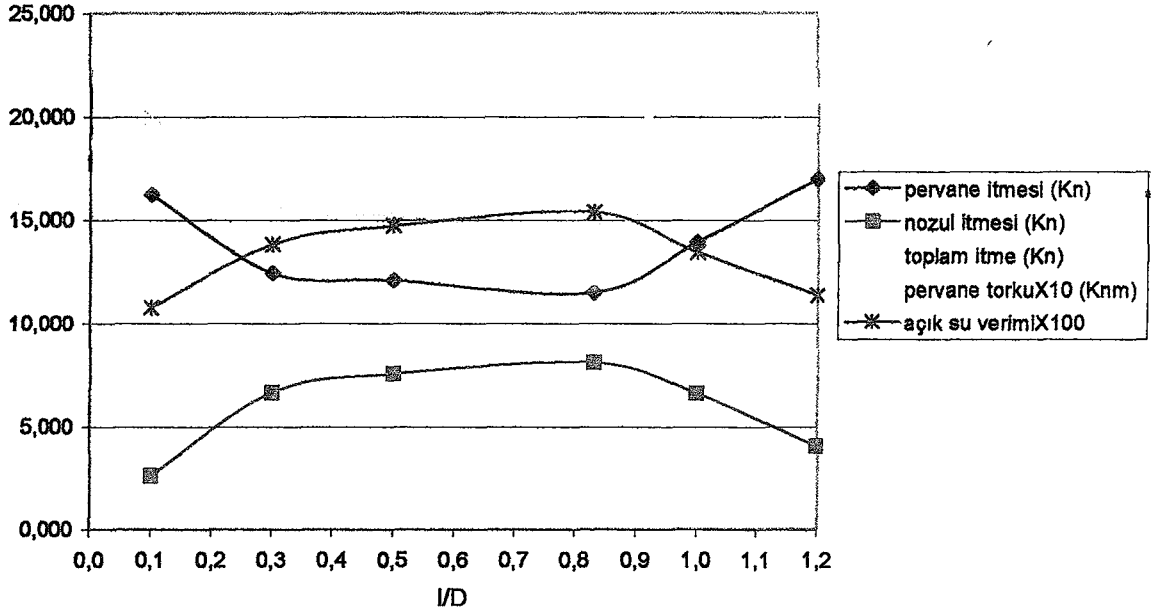
6.1.5 Nozul Boyu–Pervane apı (I/D) Oranın Etkisi



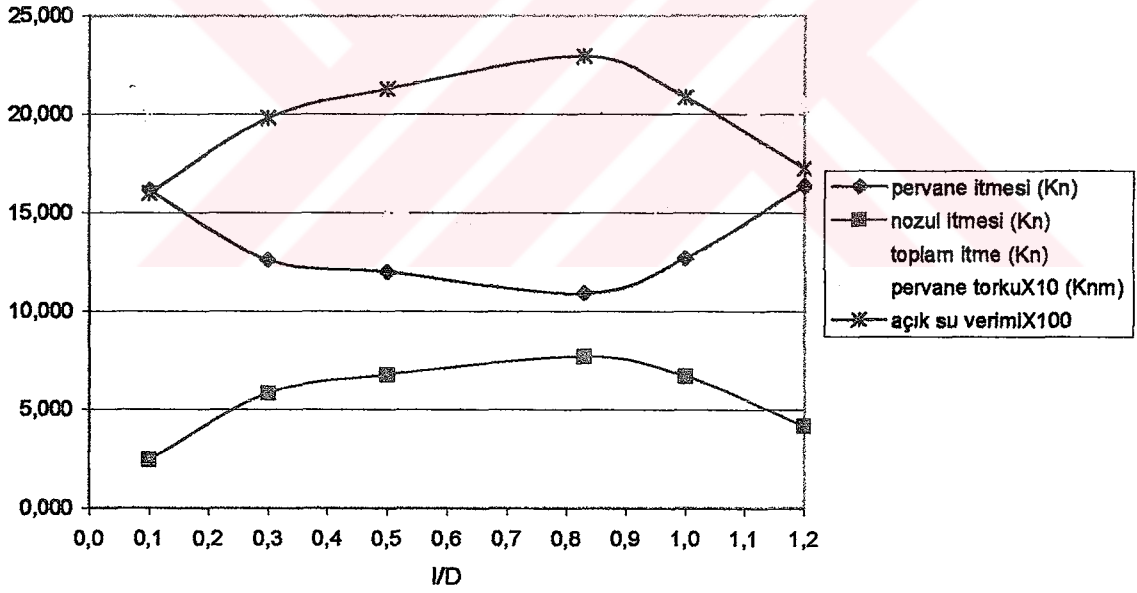
şekil 6.12 Nozul boyu–pervane çapı oranının etkileri ($J=0$, $N=13d/sn$, $V_a=0$ m/sn)



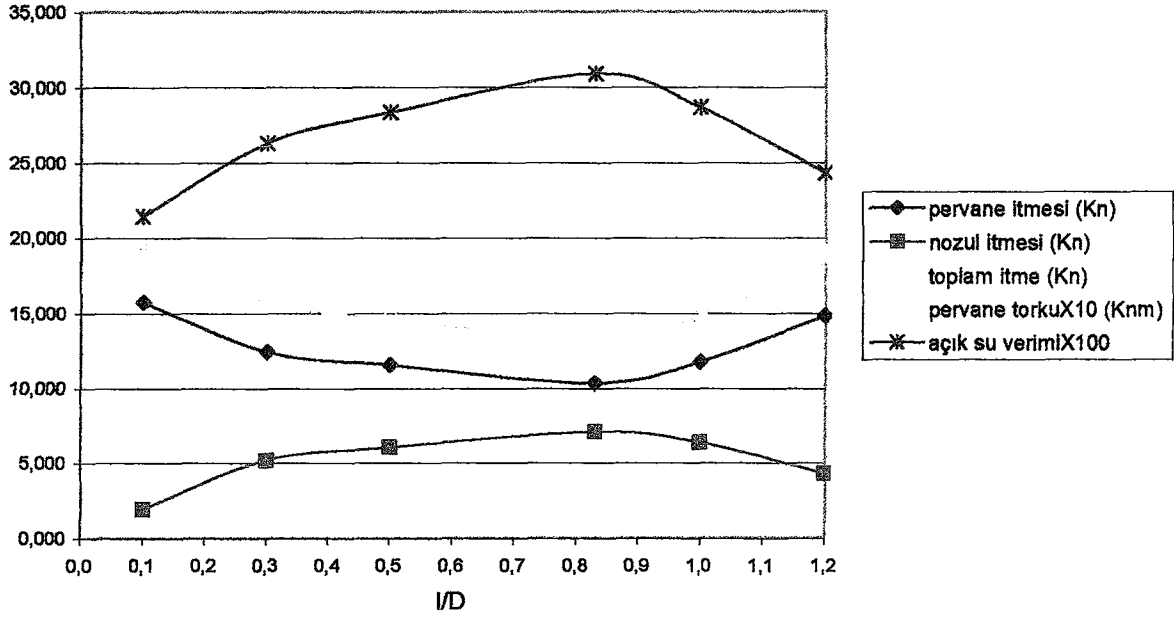
şekil 6.13 Nozul boyu–pervane çapı oranının etkileri ($J=0,05$, $N=13d/sn$, $V_a=0,479$ m/sn)



Şekil 6.14 Nozul boyu-pervane çapı oranının etkileri ($J=0,1$, $N=13d/sn$, $V_a=0,9581$ m/sn)



Şekil 6.15 Nozul boyu-pervane çapı oranının etkileri ($J=0,15$, $N=13d/sn$, $V_a=1,437$ m/sn)

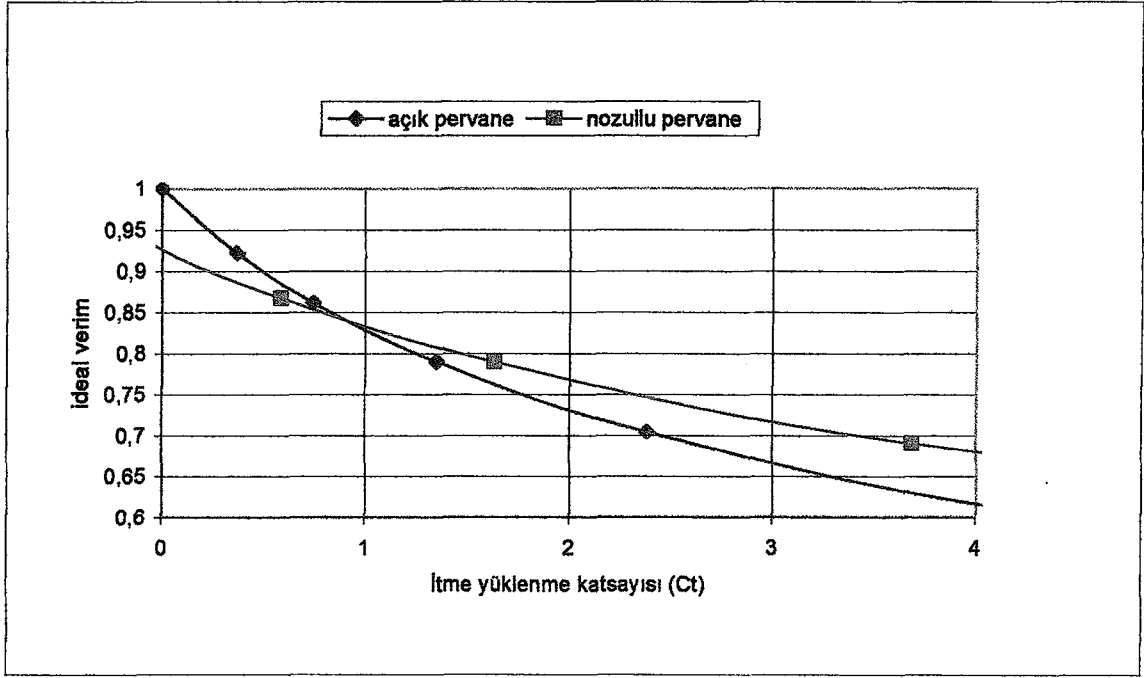


Şekil 6.16 Nozul boyu-pervane çapı oranının etkileri ($J=0,2$, $N=13d/sn$, $V_a=1,9162$ m/sn)

Şekil 6.12'den 6.16'ya kadar olan grafiklerde çeşitli J ilerleme katsayısı değerlerine göre L/D oranının etkileri analiz edilmiştir. İncelenen tüm J ilerleme katsayıları için, artan L/D değerleri ile toplam itmenin de arttığı görülmektedir. Verim açısından incelendiğinde ise tüm J ilerleme katsayılarında en iyi verimin nozul boyu-çap L/D oranının 0,8 ile 0,9 arasında olduğu görülmektedir.

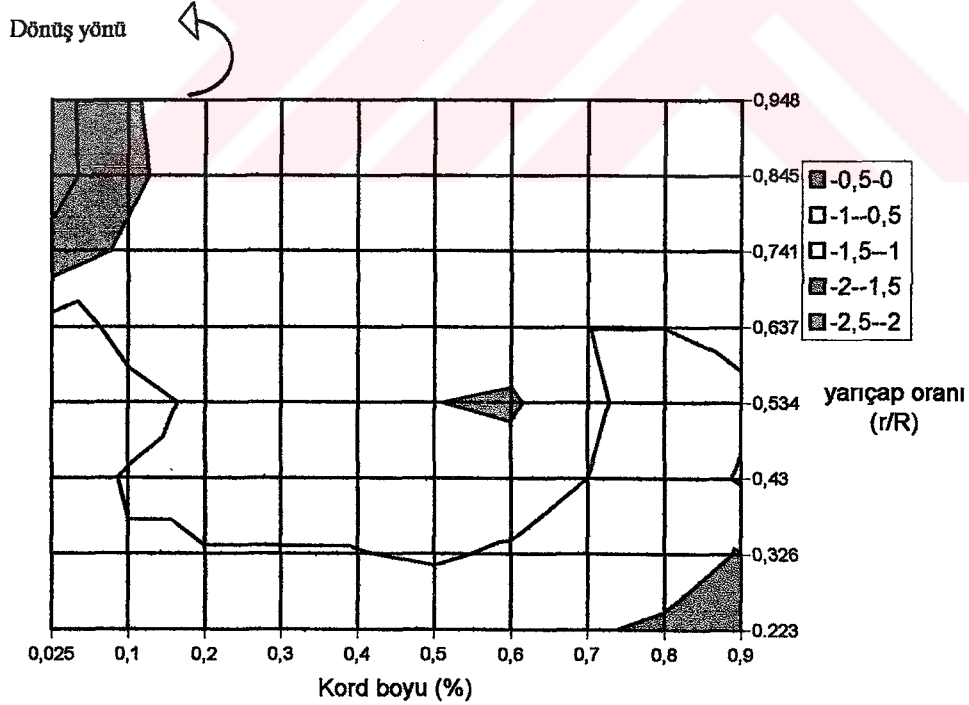
6.1.6 İtme Yükleme Katsayısı (C_T)'nin İdeal Verime Etkisi

Nozullu pervanelerin yüksek itme yükleme katsayılarında (C_T) açık pervanelere oranla verim açısından daha elverişli olduğu bilinmektedir. İtme yükleme katsayısı (C_T) arttıkça sevk sistemlerinin verimi düşmektedir. Ancak nozullu pervane kullanımıyla yüksek itme yüklenme katsayılarında (C_T) verimdeki azalma açık pervaneye oranla daha düşük olmaktadır. Bu durum da nozullu pervaneleri yüksek itme katsayılarında (C_T) avantajlı kılmaktadır. Şekil 6.17'de katır pervanesinin nozullu ve nozulsuz olarak itme yüklenme katsayısına (C_T) göre ideal verimdeki değişimi incelenmiştir. $C_T > 1$ durumu için katır pervanesindeki nozulun ideal verimi göz önüne alındığında avantaj sağladığı açıkça görülmektedir. Bu sonuç literatürde yapılan araştırma sonuçlarıyla tam anlamıyla uyusmaktadır.

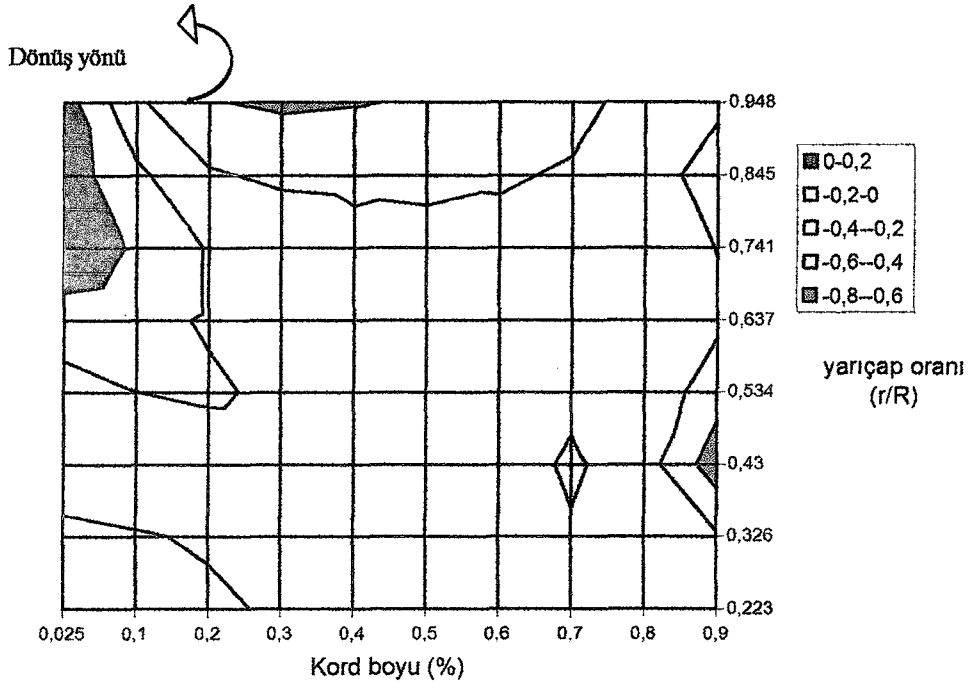


Şekil 6.17 İtme yüklenme katsayısı (C_t)'nin ideal verime etkisi

6.1.7 Anahtar Kanat ve Anahtar Kanada Bağlı Nozul Sektörü Üzerindeki Basınç Dağılımı

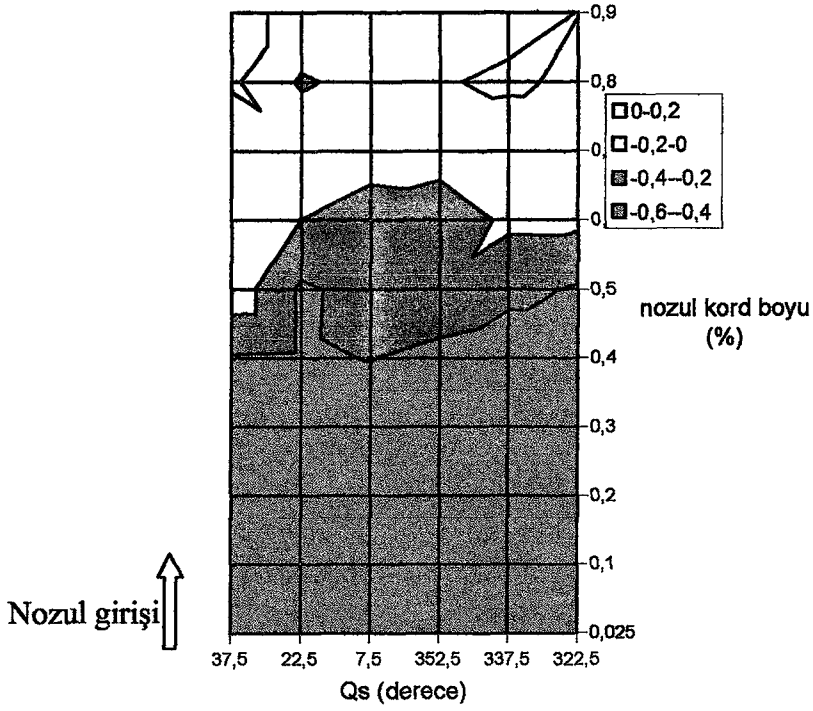


Şekil 6.18 Anahtar kanat tam yukarda iken kanat emme tarafındaki basınç dağılımı

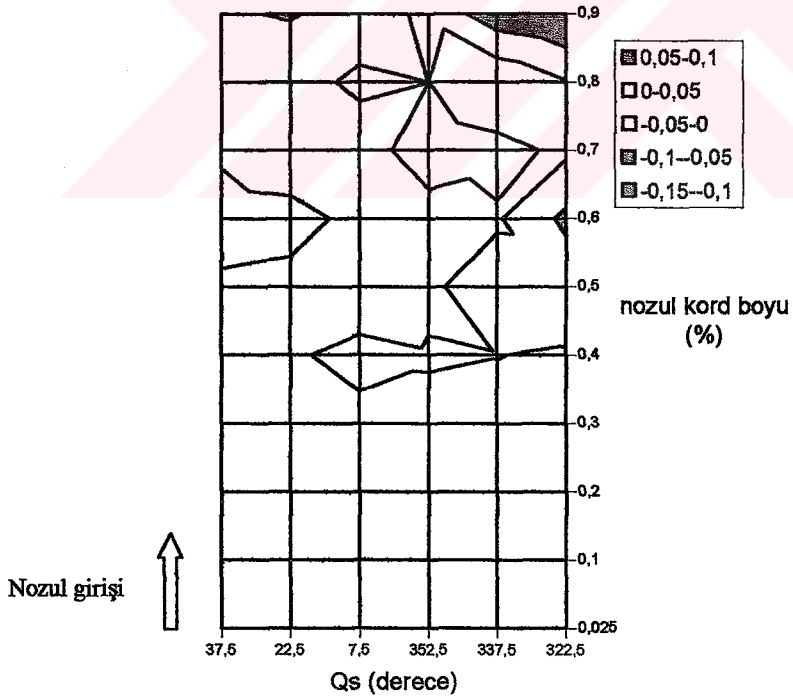


Şekil 6.19 Anahtar kanat tam yukarda iken kanat basma tarafındaki basınç dağılımı

Şekil 6.18 ve 19’de, 3 m/sn ilerleme hızında, 13,368 d/sn’lik şaft devrinde, pervane nozul içinde tam ortada ve pervane ucu–nozul iç yüzeyi aralığı 2 mm iken ki kanat basınç dağılımları grafik olarak gösterilmektedir.



Şekil 6.20 Anahtar kanat tam yukarda iken nozul iç yüzey sektöründeki basınç dağılımı



Şekil 6.21 Anahtar kanat tam yukarda iken nozul dış yüzey sektöründeki basınç dağılımı

Şekil 6.20 ve 6.21'de anahtar kanat civarındaki nozul iç ve dış yüzey sektörünün basınç

dağılımı görülmektedir. Q_s nozul sektörünü açısal olarak ifade eder. Örneğin, $Q_s=0$ nozulun en üst tarafını, $Q_s=180$ ise en alt tarafını gösterir. Şekil 6.20 ve 6.21'deki şartlar şekil 6.18 ve 6.19'dakıyla aynıdır. Anahtar kanat en üstteyken ($Q_s=0$) nozul sektörü 37,5'ar derece sektörlerde incelenmektedir.

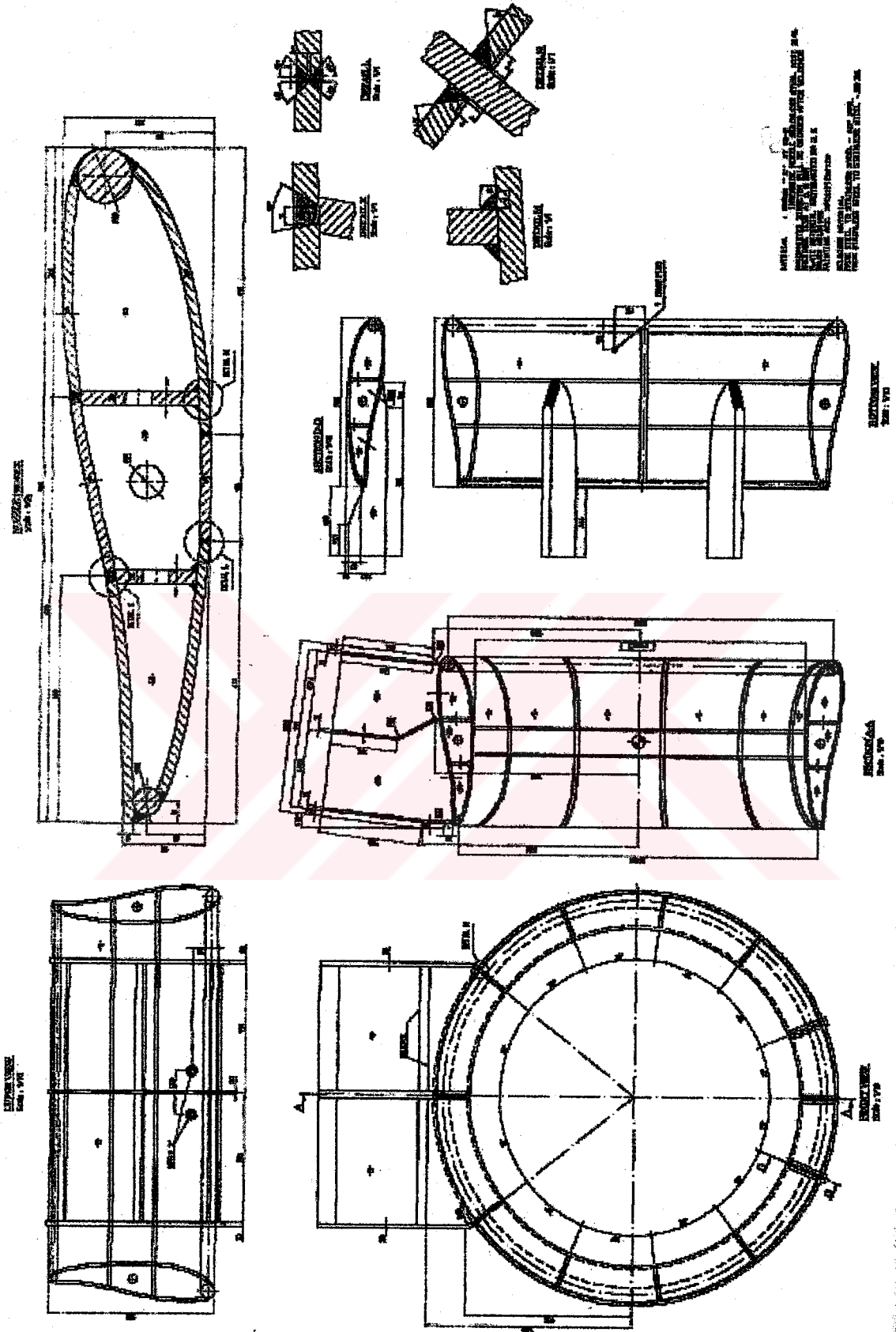
Şekil 6.20 ve 6.21 incelendiğinde nozul iç yüzeyi ve dış yüzeyi arasındaki basınç farkı görülmektedir. Nozul iç yüzeyinde akış hızlandığından dış yüzeye göre basınç daha düşüktür. Zira bu basınç farkı nozul itmesini oluşturur.

Bu çalışmada kullanılan yazılım, anahtar kanadın her 15 derecelik değişimi için anahtar kanat ve anahtar kanada bağlı nozul sektörlerinin basınç dağılımını gösterebilmektedir. Bu bölümde sergilenen şekiller görsellik sağlaması açısından hazırlanmıştır. Anahtar kanadın diğer pozisyonları için yeni şekiller hazırlamaya gerek duyulmamıştır.

6.2 Römorkör Pervanesinin Analizi

Çalışmanın bu bölümünde Gürdesan firmasından bulunan bir römorkör pervanesinin analizi yapılacaktır. Bahse konu pervanenin kullanıldığı tekneye ait bilgilere ulaşıl原因amasından dolayı nozullu pervane sevk sistemi açık su pervanesi olarak incelenmiştir ($w=0$). Pervane kanat ucu nozul iç yüzeyi arası 5 mm.'dir.

- Pervane çapı: 1950 mm.
- Piç: 2185 mm.
- Kanat adedi: 4
- F_a/F : 0,705
- Eğiklik açısı: 21,3 derece
- Pervane devri: 260 RPM
- Nozul kord boyu: 975 mm.



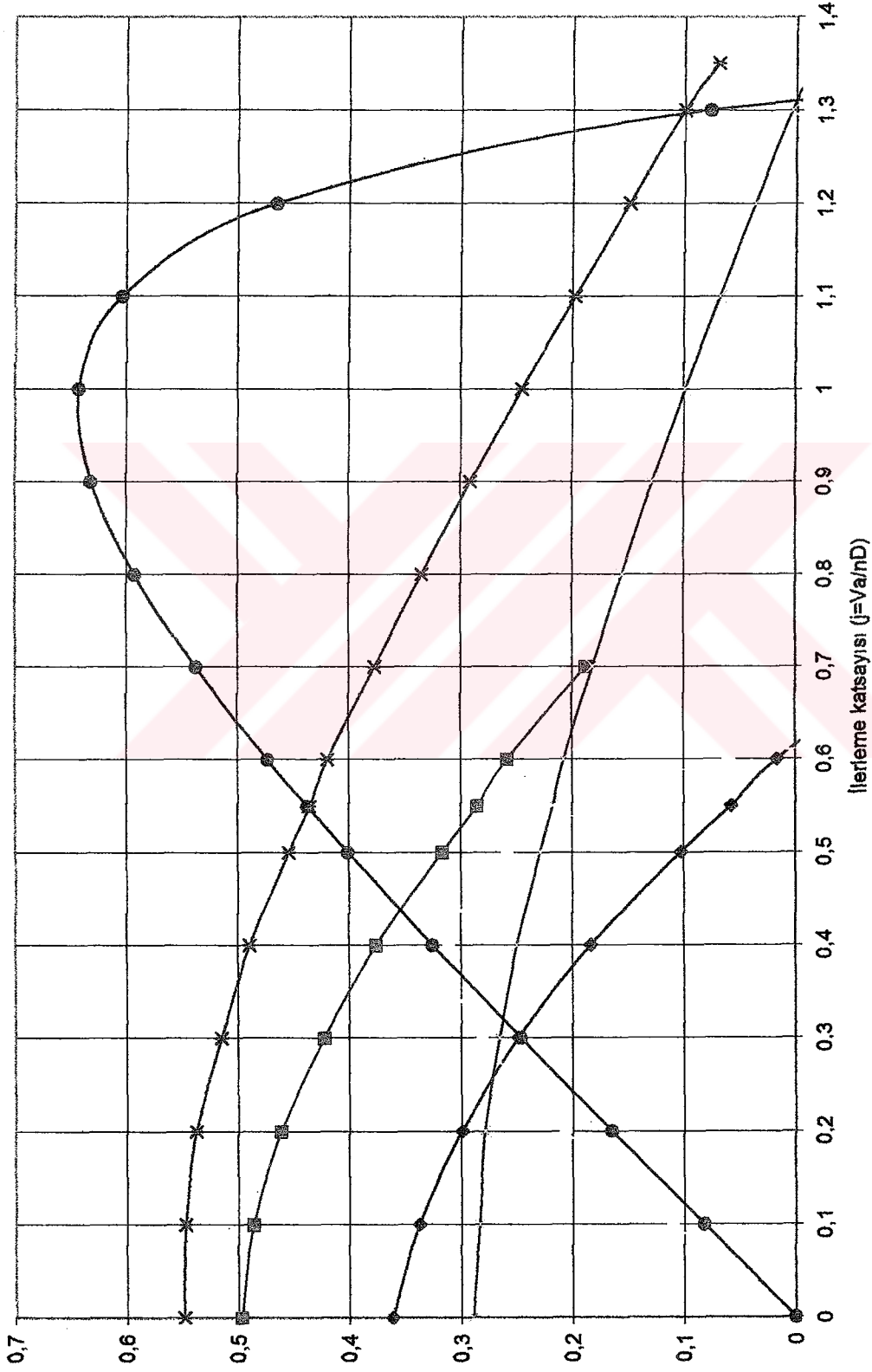
Şekil 6.22 Römorkör nozulu detaylı geometrisi

6.2.1 Römorkör Pervanesinin Karakteristik Eğrileri

Katır pervanesinde olduğu gibi örnek römorkör pervanesinin de karakteristik eğrileri, nozullu ve nozulsuz hal için çizilmiştir.

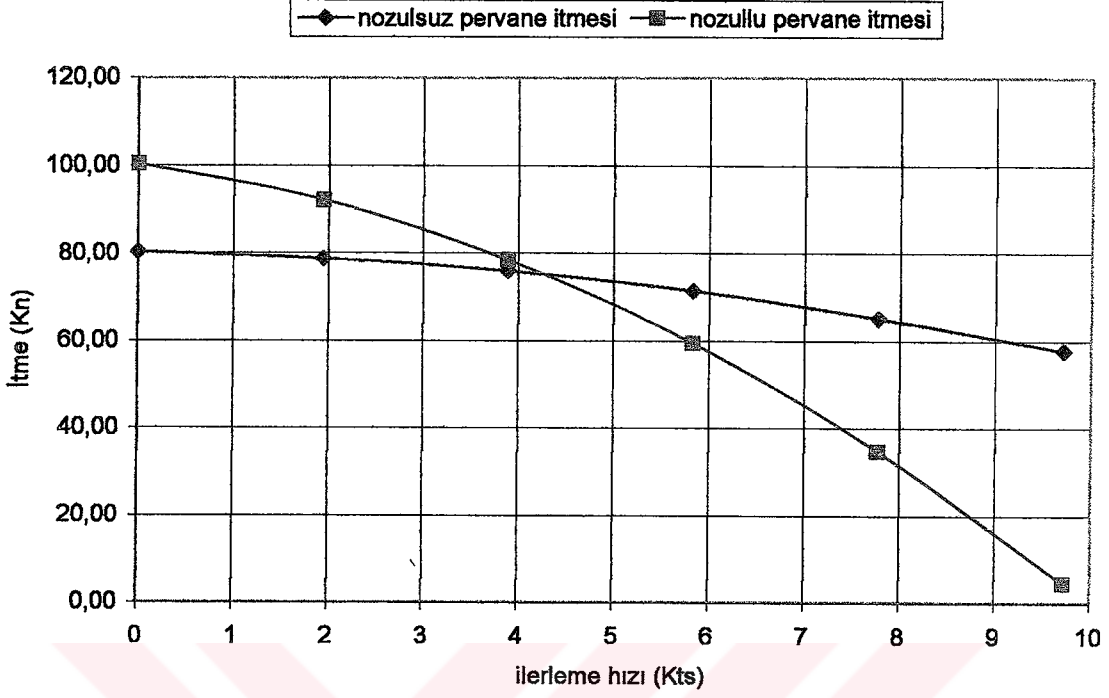
Düşük ilerleme katsayısı değerlerinde ($J < 0,27$) nozullu pervanenin açık pervaneye çekme kuvveti yönünden avantajı Şekil 6.24'den görülmektedir. Bu durum da ancak düşük yedek çekme hızlarında nozulun bir avantaj sağlayabildiğini bir kez daha göstermektedir.





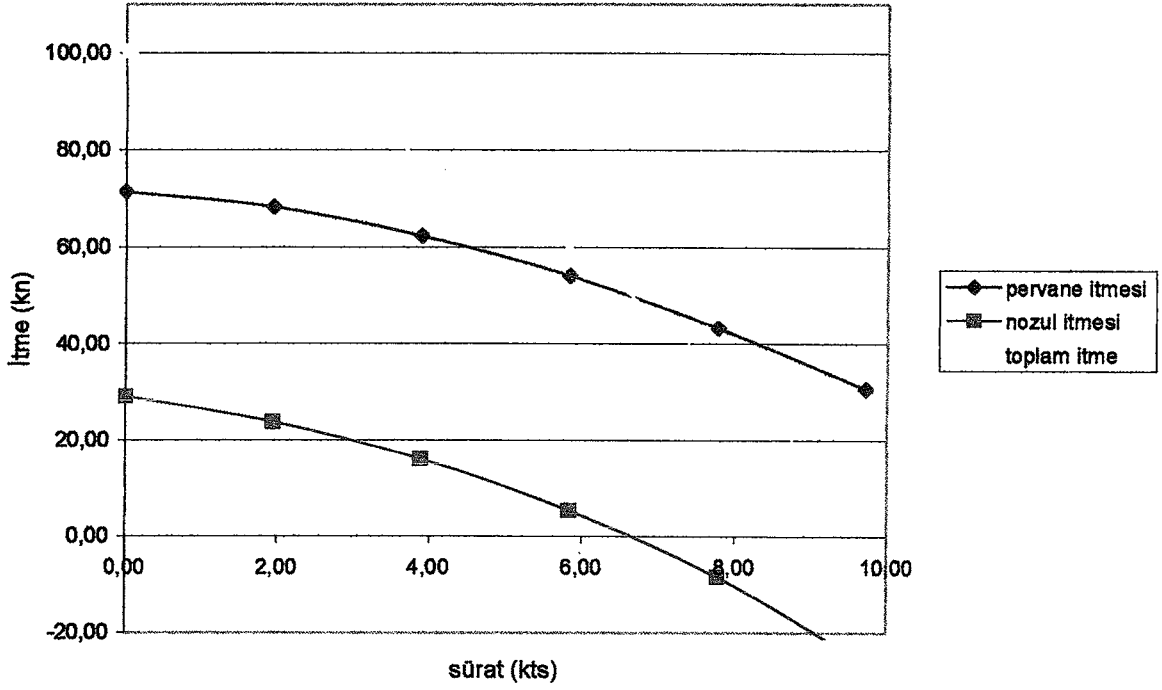
Şekil 6.24 Römorkör pervanesinin nozullu ve nozulsuz haldeki karakteristik eğrileri

6.2.2 Römorkör Pervanesinde Sürate Göre İtmedeki Değişim



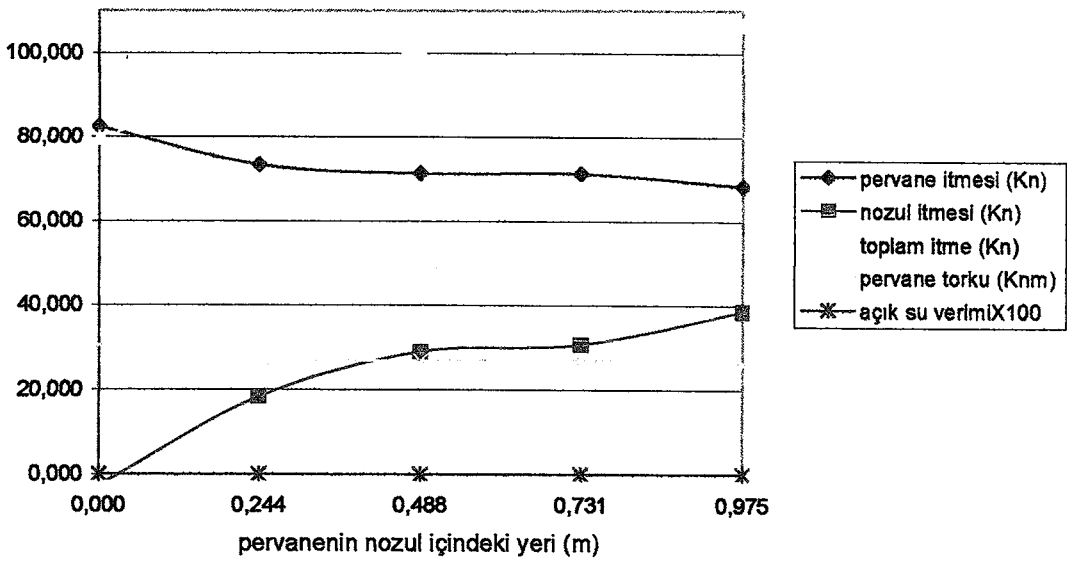
Şekil 6.25 Römorkör pervanesinin nozullu ve nozulsuz haldeki sürata göre itmedeki değişimleri (N=4,33)

Şekil 6.25, 4,33 devir/saniye'lik pervane devri kullanılarak elde edilmiştir. Şekilden görüleceği üzere aynı devirde ilerleme hızı 4,2 deniz milinin üzerine çıkıldığında römorkör pervanesinde nozul kullanılması faydadan çok zarar getirmektedir.



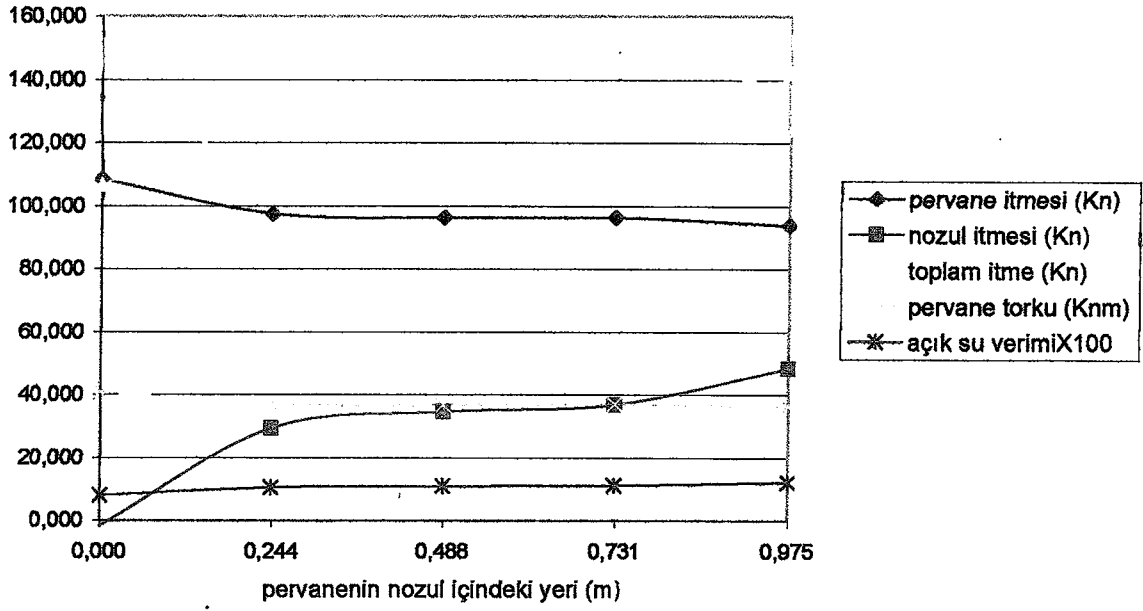
Şekil 6.26 İlerleme hızındaki değişime göre nozul ve pervane itmesindeki değişim ($N=4,33d/sn.$).

6.2.3 Römorkör Pervanesinin Nozul İçindeki Yerinin Değişiminin Etkisi

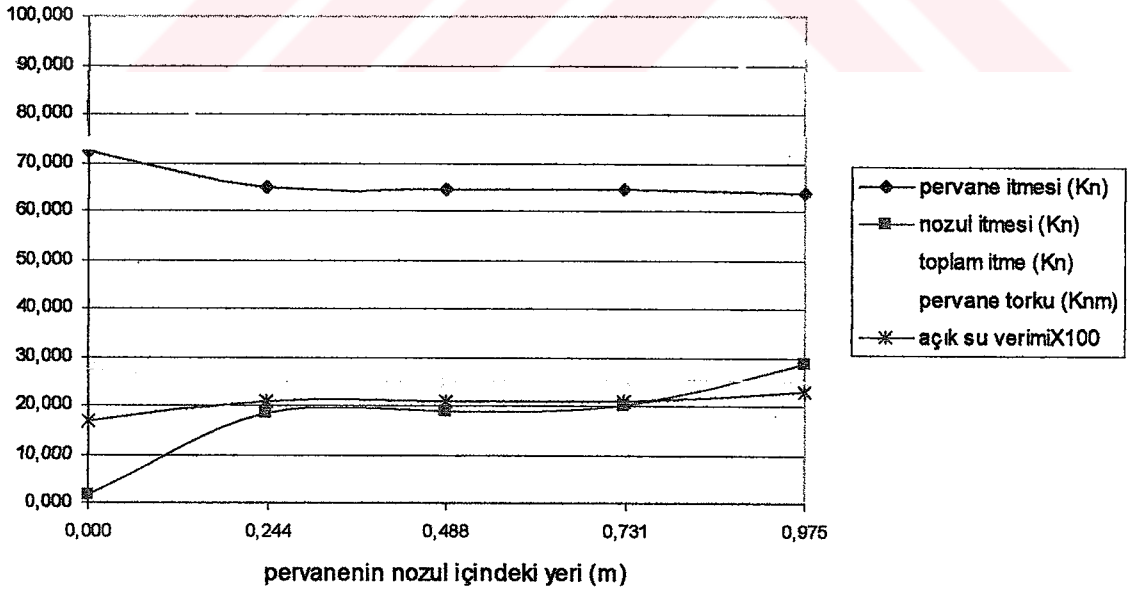


Şekil 6.27 Römorkör pervanesinin nozul içindeki yerinin etkileri ($J=0$, $N=4,33d/sn$, $V_a=0$)

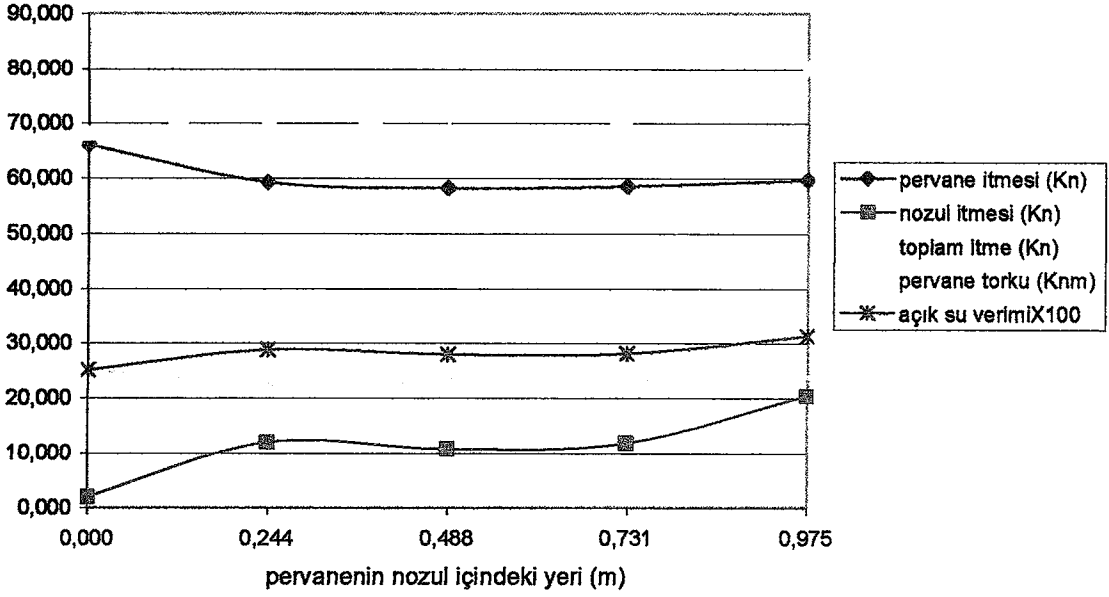
m/sn)



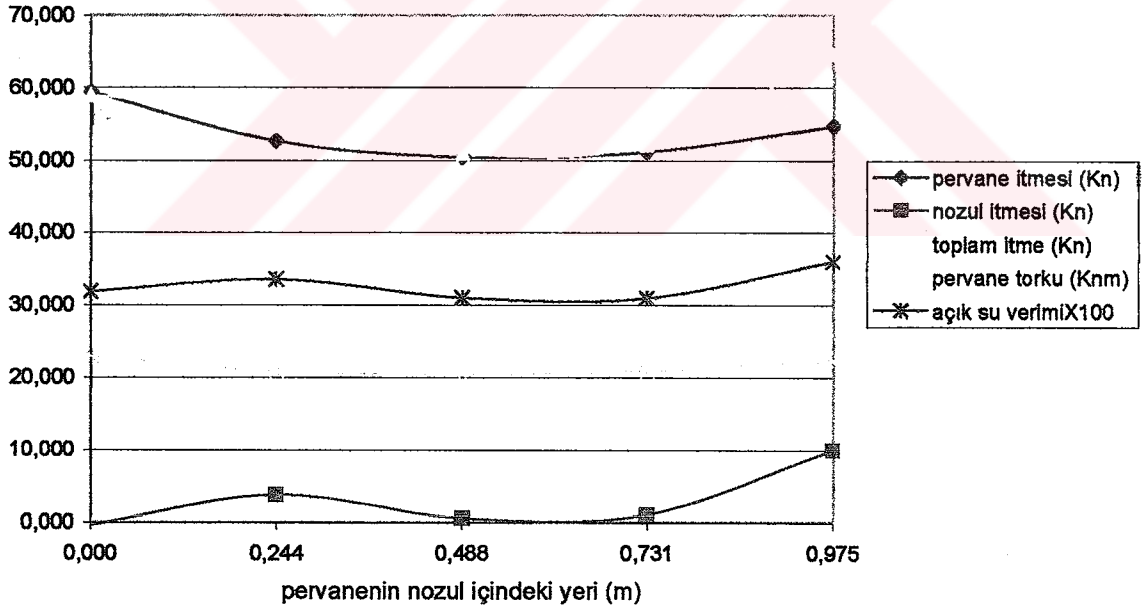
Şekil 6.28 Römorkör pervanesinin nozul içindeki yerinin etkileri ($J=0,1$, $N=5,12d/sn$, $V_a=1$ m/sn)



Şekil 6.29 Römorkör pervanesinin nozul içindeki yerinin etkileri ($J=0,2$, $N=4,33m/sn$, $V_a=1,68$ m/sn)



Şekil 6.30 Römorkör pervanesinin nozul içindeki yerinin etkileri ($J=0,3$,
 $N=4,33\text{m/sn}$, $V_a=2,53\text{m/sn}$)



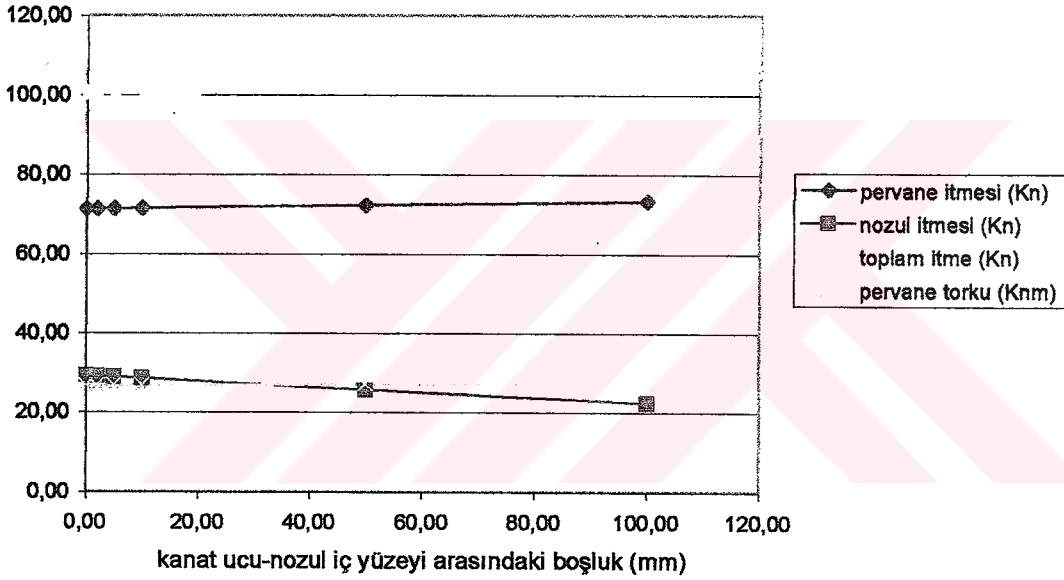
Şekil 6.31 Römorkör pervanesinin nozul içindeki yerinin etkileri ($J=0,4$,
 $N=4,33\text{m/sn}$, $V_a=2,53\text{m/sn}$)

Pervane gerçekte nozulun içinde tam ortada bulunmaktadır. Analizin bu kısmında, pervane nozulun içinde farklı yerlere konularak durum incelenmiştir. Şekil 6.27'den 6.31'e kadar olan grafiklerde, apsisteki 0 değeri pervanenin nozul girişine konduğunu, 0,488 nozul boyunun

yarısı olup pervanenin nozulun ortasına konduğunu, 0,975’de ise pervanenin nozul çıkışına konduğunu göstermektedir. Şekil 6.27’den 6.31’e kadar grafikler incelendiğinde, toplam itme açısından düşünüldüğünde, pervanenin nozul içinde tam ortaya konulması yerine, nozul çıkışına konmasının özellikle daha büyük ilerleme katsayılarında itme/çekme açısından daha avantaj sağlayacağı görülmektedir.

Şekil 6.27’den 6.31’e kadar olan grafiklerde pervanenin nozul çıkışına konması ile diğer durumlara nazaran verimde de bir miktar artış olduğu görülmektedir. Hal böyleyken, bu sevk sistemi düşünüldüğünde, pervanenin nozul çıkışına konmasının daha avantajlı olacağı değerlendirilmektedir.

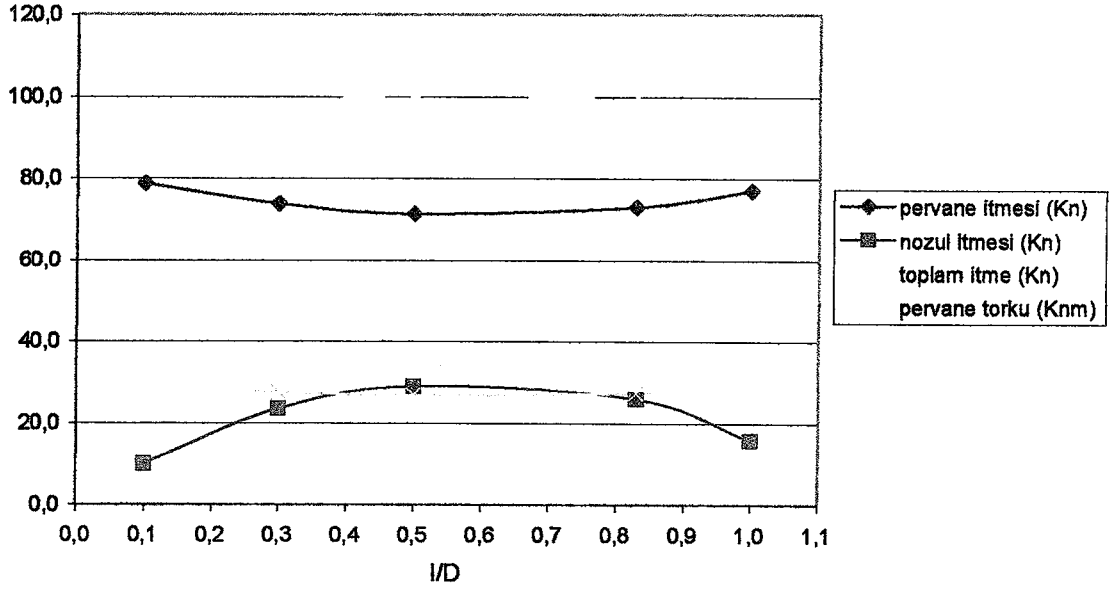
6.2.4 Römorkör Pervanesi Kanat Ucu ve Nozul İç yüzeyi Arasındaki Aralığın Etkisi



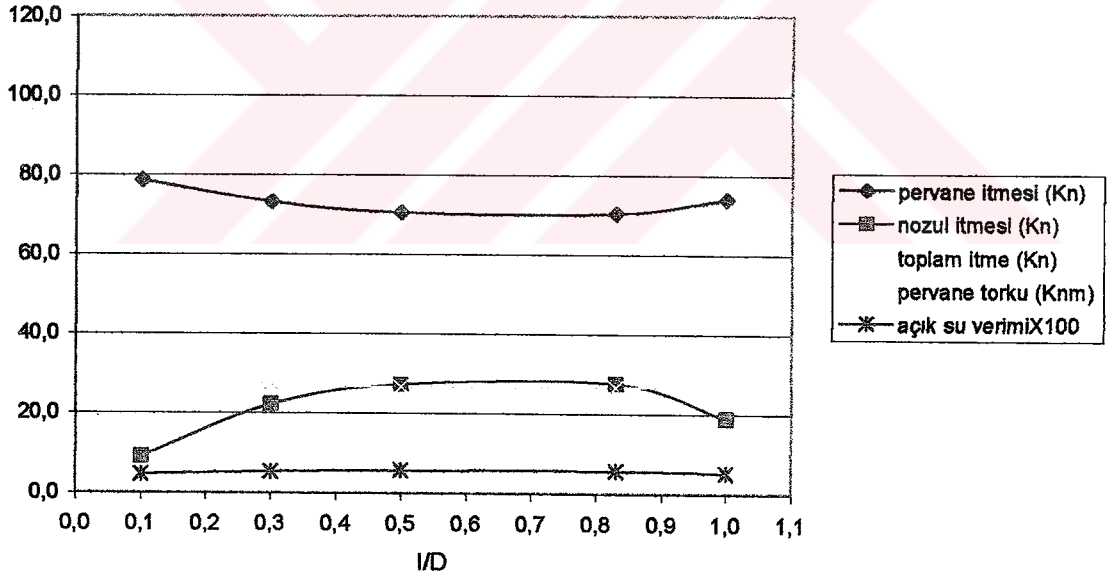
Şekil 6.32 Pervane kanat ucu ve nozul iç yüzeyi arasındaki boşluğun etkisi($J=0$, $N=4,33\text{m/sn}$, $V_a=0\text{m/sn}$)

Pervane kanadı ile nozul iç yüzeyi arasındaki aralık gerçekte 5 mm.’dir. $J=0$ durumu için Şekil 6.32 çizilmiş ve aralık arttıkça pervane itmesinin arttığı buna karşın nozul itmesinin azaldığı ve nozul itmesindeki azalışın pervane itmesindeki artıştan daha fazla olduğu için net itmede bir azalış olduğu görülmüştür.

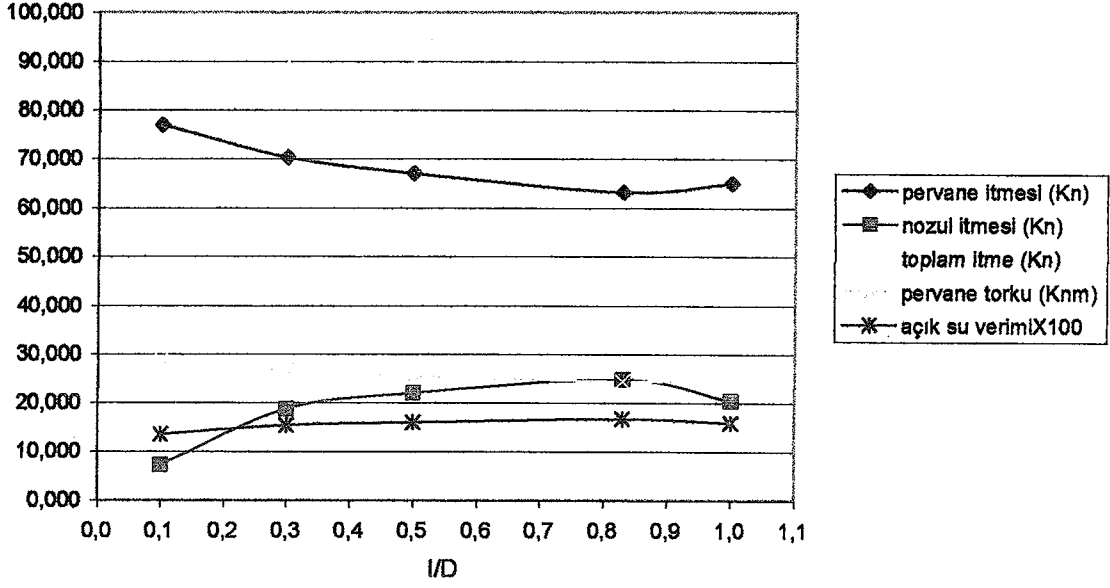
6.2.5 Nozul Boyu – Pervane Çapı (I/D) Oranının Etkisi



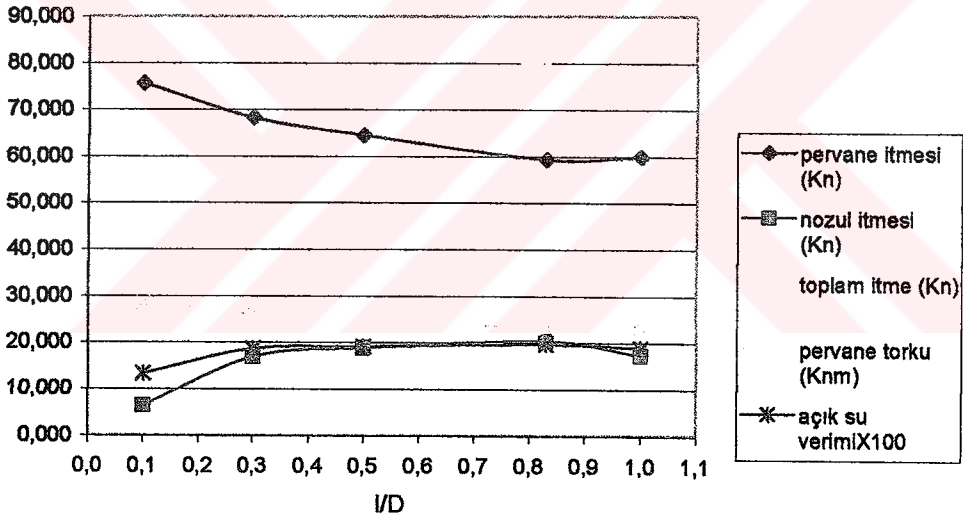
Şekil 6.33 Nozul boyu-pervane çapı oranının etkileri (J=0, N=4,33m/sn, Va=0m/sn)



Şekil 6.34 Nozul boyu-pervane çapı oranının etkileri (J=0,05, N=4,33m/sn, Va=0,42m/sn)



Şekil 6.35 Nozul boyu-pervane çapı oranının etkileri ($J=0,15$ $N=4,33\text{m/sn}$, $V_a=1,26\text{m/sn}$)



Şekil 6.36 Nozul boyu-pervane çapı oranının etkileri ($J=0,2$ $N=4,33\text{m/sn}$, $V_a=1,68\text{m/sn}$)

Şekil 6.33'den 6.36'ya kadar olan grafiklerde çeşitli J ilerleme katsayısı değerlerine göre I/D oranının etkileri analiz edilmiştir. İncelenen J ilerleme katsayıları için, 0,5 boy-çap oranının I/D hem toplam itme hem de verim açısından uygun olduğu değerlendirilmektedir.

KAYNAKLAR

- Acerkins, M., (2003), "A HydroComp Technical Report, Bollard Pull", Report 110, Durham.
- Arslan, F., (2002), Pervane Dizayn Kriterleri, Bitirme Ödevi, Deniz Harp Okulu, İstanbul.
- Er, A., (1995), "Römorkörlerde Z Sürüşlü Pervanelerin İncelenmesi ve Sabit-Dönen Nozullu Pervane Tiplerinin Çekme ve Manevra Yönünden Karşılaştırılması", Bitirme Ödevi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Gerr, D., (1989), Propeller Handbook, London.
- Güner, M., Kükner, A. ve Baykal, M.A., (1999), Gemi Pervaneleri ve Sevk Sistemleri, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Kinnas, S.A. ve Coney, W. B., (1988), " On The Optimum Ducted Propeller Loading", SNAME Propellers '88 Symposium, Virginia Beach.
- Küchemann, D. ve Weber, J., (1953), "Aerodynamics of Propulsion", Mc Graw Hill.
- Lerbs, H.W., (1950), "An Approximate Theory of Heavily Loaded, Free-Running Propellers In The Optimum Condition", SNAME Vol.58
- Morgan, B., (1972), "Theory Of The Annular Airfoil And Ducted Propeller", Fourth Symposium Naval Hydrodynamics Propulsion Hydroelasticity, Potsdam, Germany.
- Pivko, S., (1967), "The Annular Aerofoil with Central Body and Propeller", Aircraft Engineering, 29:231-236.
- "Resistance, Propulsion and Vibration", Principles Of Naval Architecture Volume II Section 9.
- Sabuncu, T., (1988) "Römorkör Pervanesi Dizaynında Pratik Bir Yöntem", Gemi Mühendisliği Dergisi, 108-109.
- Szantry, J.A. ve Glover, E.J., (1988), "The Unsteady Lifting Surface Program For Analysis Of Ducted Propellers In The Non-Uniform Inflow Field", Report No 3/88, Emerson Cavitation Tunnel, England.
- Şaylan, Ö., (1970), Çeşitli Sınır Yüzeylerinin Pervane Üzerindeki Etkileri (Nozullu Pervaneler), Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Van Manen, J.D. ve Oosterveld, W. C., (1966) "Analysis of Ducted Propeller Design", The Society Of Naval Architects And Marine Engineers Annual Meeting, Newyork.
- Weissinger, J. ve Maass, D., (1968) "Theory of Ducted Propeller a Review", 7th. Symposium on Naval Hydrodynamics, 1968, Rome

INTERNET KAYNAKLARI

- [1] <http://www.olds.com.au/marine/nozzles/nozzles.html>
- [2] <http://www.nautican.com/>

[3] <http://www.kortpropulsion.com/>

[4] <http://www.harringtonmarine.com/>

[5] <http://www.hydrocompinc.com/>



ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi 15.07.1976

Lise 1990-1994 Deniz Lisesi

Lisans 1994-1998 Deniz Harp Okulu

Gemi İnş. ve Gemi Mak. Müh. Bölümü

Yüksek Lisans 2002-2004 Y.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü

Gemi İnşaatı Mühendisliği Anabilim Dalı

Çalıştığı Yerler

1998-2002 Deniz Kuvvetleri Komutanlığı

2002- Sahil Güvenlik Komutanlığı

