

66249

T.C.

İSTANBUL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GEMİLERDE PERVANELİ SİSTEM YERİNE

SU JETİNİN VE DİĞER SİSTEMLERİN

KULLANILMASI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ali KUŞOĞLU

Deniz Ulaştırma ve İşletme Mühendisliği Anabilim Dalı

(Gemi Makinaları İşletme programı)

Danışmanı : Doç. Dr. H. Rıza GÜVEN

HAZİRAN - 1997

ÖNSÖZ

Zaman gerçeği, asrımızda insanoğlunun aşmak istediği bir kavramdır. Zaman uzay çağını yaşadığımız günümüzde yapmak istediklerimizin önünde önemli bir engel oluşturur. Zamanla yarış içinde insanoğlu değişik araçlar icat etme ihtiyacı duymuştur. İnsanoğlunun bilgiye en kısa yoldan ulaşmak için yaptığı çalışmalar ekonomik yönden maddi külfet getirmektedir.

Diğer taraftan belli bir hızın aşılması istendiğinde masraflar daha da artmaktadır. Yine manevra kabiliyetinin artırılması da tekne hızının yükseltilmesi ile birlikte amortisman giderlerinde artış problemini ortaya çıkarır. Bu nedenlerle gemi sevk sistemlerinin incelenmesi ve geminin özelliğine göre hangisinin kullanılması gerektiğinin araştırılması önem kazanmaktadır. Yani daha hızlı ve daha ekonomik sistemlerin incelenmesi zorunlu hale gelmiştir.

Ülkemiz için yeni olan bu konu da, öneri ve değerli bilgileriyle bu tezin hazırlanmasında büyük katkıları olan değerli hocam Sayın Doç. Dr.Rıza GÜVEN'e, meslektaşım ve ağabeyim Y. Gemi Mak. İşl. Müh. Yavuz BÜYÜKYÜKSEL'e ve yardımlarını esirgemeyen bütün arkadaşlarıma teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	i
İÇİNDEKİLER	ii
ÖZ	vi
ABSTRACT	vii
I. GİRİŞ	1
1.1 Tarihçe	1
1.2 Uskur Pervaneye Genel Bakış	4
1.3 Kavitasyon	7
II. GEMİ SEVK SİSTEMLERİNİN AYRINTILARI	11
2.1. SU JETİ	11
2.1.1. Genel Tanımı	11
2.1.2. Giriş Ağızı	12
2.1.3. Difüzör (giriş kanalı)	13
2.1.4. Pompa	15
2.1.4.1. Pompa çarkı	16
2.1.4.2. Düzeltücü Kanatlar	17
2.1.4.3. Pompa Şaftı	17
2.1.4.4. Pompa Seçim Kriterleri	18
2.1.5. Nozul	19
2.1.6. Manevra Donanımı	20
2.1.7. Su Jetinde Kullanılan Makineler	23
2.1.8. Sistem Performansı	24

2.1.8.1. İtme Kuvveti	24
2.1.8.2. İtme ve Tekne Direnci Arındaki Bağının İncelenmesi	26
2.1.8.3 Pompa Şaft Gücü	27
2.2. DEĞİŞKEN ADIMLI (PİTCH KONTROLLÜ) PERVANE	30
2.3. İTİŞ YÖNÜ DÖNEBİLİR SEVK SİSTEMİ	37
2.3.1. İtiş yönü Dönebilir Sevk Sisteminin Kullanıldığı Yerler	39
2.3.2. Yerleştirme Metodları	40
2.3.2.1. Rıhtımda Yerleştirme	40
2.3.2.2. Yüzey Durumda İyi Bir Yerleştirme Metodu	41
2.4. DÜŞEY EKSENLİ PERVANELER	42
2.4.1. Kirsten-Boeing Pervaneleri	42
2.4.2. Voith-Schneider Pervaneleri	43
III. SEVK SİSTEMLERİNE AİT DENEYSSEL VERİLER	45
3.1. SU JETİ DENEYLERİ	45
3.1.1. Direnç Deneyi	45
3.1.2. Sevk Deneyleri	45
3.2. SU JETİNİN UYGULAMALARI	48
3.2.1. Askeri Sahada Kullanımı	48
3.2.1.1. Küçük ve Orta Büyüklükteki Askeri Teknelerde Kullanım	48
3.2.1.2. Büyük Askeri Teknelerde Kullanım	56
3.2.1.3. DD 963 Destroyerinde Kullanılan Çeşitli Sistemlerde Sevk	58
3.2.1.4. DD 963'de Kullanılan Sistemlerin Karşılaştırılması	63

3.2.1.4.1 Yıllık Yakıt Tüketimi	63
3.2.1.4.2 Ağırlık ve Alan	66
3.2.1.4.3 Dayanıklılık	68
3.2.1.4.4 Tesisat ve Bakım-Onarım	68
3.2.1.4.5 Dümen ve Tornistan Donanımı	69
3.2.1.4.6 Güvenilirlik	69
3.2.2. Ses Tipi Gemilere Uygulamalar	69
3.2.3. Hidrofoil Uygulamaları	71
3.2.4 Yatlarda Uygulamalar	73
3.3. MOTOR KARAKTERİSTİKLERİNİN SU JETİNE ETKİSİ	73
3.4. SU JETİNİN DEĞİŞİK UYGULAMASI	77
3.4.1 Elektromanyetik Jet	77
3.4.2. Pomp Jet	83
3.5. DEĞİŞKEN ADIMLI PERVANE AVANTAJLARI	85
3.5.1. Esneklik	85
3.5.2. Yakıt Ekonomisi	85
3.5.3. Emniyetli Manevra	86
3.5.4. Alçak Vibrasyon	87
3.5.5. Güvenilirlik	87
3.5.6. Bakım-Tutum	88
3.6. İTİŞ YÖNÜ DÖNEBİLİR SEVK SİSTEMİ İLE KONVANSİYONEL SİSTEMLERİN KARŞILAŞTIRILMASI	88
3.7. GEMİ İNŞA YÖNÜNDEN AVANTAJLARI	89
IV. TARTIŞMA VE SONUÇ	90
4.1. Sahil Güvenlik Gemilerinin Sevk Sistemlerinin Karşılaştırılması	90

4.2. DD 963 Destroyerindeki Deney Sonucu	91
4.3. Sonuç	92
V. ÖZET	94
VI. KAYNAKLAR	98
VII. TANIMLAR	101
VIII. ÖZGEÇMİŞ	103



ÖZ**GEMİLERDE PERVANELİ SİSTEM YERİNE SU JETİNİN VE DİĞER SİSREMLERİN KULLANILMASI.**

Bu çalışmada sabit pervaneli olanlar hariç, gemi sevk sistemlerinin önemli bir kısmı araştırılmıştır. Elektromanyetik ve pomp jetler de dahil su jetinin genel bir tanımı yapılmış, bu sistemin yatlar, askeri gemiler ve hidrofoiller'de olan uygulamaları üzerinde durulmuştur. Su jetinden başka, değişken adımlı ve itiş dönebilen gibi diğer alternatif sevk sistemleri de avantaj ve dezavantajları ile birlikte incelenmiş ve sevk sistem seçimine yardımcı olacak veri sağlanmıştır.

ABSTRACT**THE USES OF WATER JET AND THE OTHER PROPULSION SYSTEM INSTEAD OF FIX PITCH PROPELLER TO THE SHIPS.**

In this study most of the propulsion systems of the ship except the one with fixed propeller are investigated in detail. Water jet propulsion systems including the new systems such as electromagnetic and pump jet are introduced and applications of these systems into the military ships, hidrofoils and yachts are presented. Besides water jet the other alternative systems, which are controlable pitch propeller and rotatable thruster systems, are also investigated and the advantages and disadvantages of them are given.



I. GİRİŞ

Bir gemiyi istenilen her yönde sevk edebilmek için geminin, karşılaştığı su direncini, zıt yönde tesir eden bir sevk kuvvetiyle yenmek gerekmektedir. Bu sevk kuvvetine “itme” denir. Bu sevk kuvveti, dış bir enerji kaynağından temin edilebileceği gibi gemi içindeki kaynaklardan da temin edilebilir.

Birinciye örnek olarak, tamamen yedekte çekilen yüzer araçlarla, rüzgar ve yelken vasıtasıyla sevk edilen tekneleri gösterebiliriz.

İkinciye ise buhar makineleri, içten yanmalı makineler, gaz türbinleri vb... makinelerle teçhiz edilmiş gemilerin muhtelif sevk mekanizmalarıyla tahriki örnek olarak verilebilir[1].

Uzun yıllardır gemi tahrikinde önceleri “screw propeller” diye adlandırılan uskur pervaneler kullanıldı. Fakat uskur pervanelerin yanında gemi sevkini sağlayan daha birçok tahrik sistemi mevcuttur. Bunlar zamanla geliştirilerek, değişik tipteki gemilerin sevk sistemlerinde tercih edilir hale geldiler[2].

Bu uskur pervane haricindeki sistemler şunlardır:

1. Su jeti
2. Değişken adımlı pervaneler
3. İtişi Dönebilir Pervaneler
4. Düşey eksenli pervaneler
5. Padıl çarklar

1.1. Tarihçe

Deniz nakliyatı ve yüzer araçların kürekle ve yelkenlerle sevk edilmeleri muhtemelen insanlık tarihiyle aynı derecede eskidir. Mekanik sevk sistemlerinin geliştirilmesi ise daha sonraları olmuştur. Muhtelif tip mekanik sevk sistemleri içinde hepsinin daha evvel kullanılmış

olduğu tartışlabilirse de padıl çarklarını, en eski tip mekanik sevk sistemi olarak ele almak doğru olur. Zira daha 1543 senesinde V. Charles' in emriyle Blasco de Garay isimindeki bir mucit, kazan ve buhar makinesi yardımıyla dönebilen çarklarla bir gemiyi donatmıştır. Fakat mucidin gemisini tecrübe etmesine imkan verilmemiştir[1].

Helisel yüzeyin tulumbalara tatbik edilerek suyun basılması çok eskiden beri bilinmektedir. Bu olayın sevk sisteminde kullanılma düşünceyi de çok eskiye dayanır.

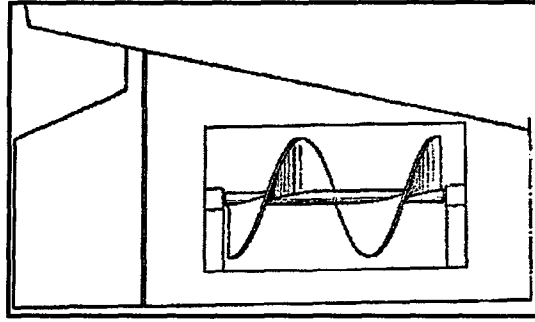
İlk kayıtlı su jeti uygulamasının 1661 yılında yapıldığı ve bu uygulamanın patentinin Tooget ve Hayes adlı iki İngilize ait olduğu bilinmektedir.

19. yüzyılın başlarında mekanik sevk sistemlerinde gelişmeler gözlemlendi. 1801-1802 senelerinde Charlotte Dundas adlı bir buharlı gemi padıl arkla teçhiz edildi ve İngiltere'nin Clyde kanalında romokör olarak çalıştırıldı. Bununla beraber uskur pervanelerin ilk pratik tatbikatı ise bu yüzyılın başlarında olmuştur. 1802-1804 yıllarında ilk olarak Amerikalı Glonel Stevens biçim bakımından bu günkü pervanelere çok benzeyen bir pervane kullandı. Pervanenin etrafına nozul yerleştirme fikri de bu yıllara dayanmaktadır.

1807 senesinde Robert Fulton tarafından Clermont adlı gemi inşa edilerek Hudson nehrinde yolcu taşınmasında kullanıldı. Yine Savannah adlı yelken gemisi pandıllı yardımcı makine ile 1819 da Atlantik'i geçti.

Uskurlu pervanelerin ilk pratikte tatbikatı 1836 senesinde Pettit Smith adlı bir İngiliz iftisi ile İsveçli John Ericson tarafından yapılmıştır. 1839 senesinde Smith tarafından inşa edilmiş olan 237 tonluk Archimedes uskurlu gemisinin başarılı sonuçlar alması, uskurlu sevk sistemini gündeme getirmiştir(Şekil 1.1).

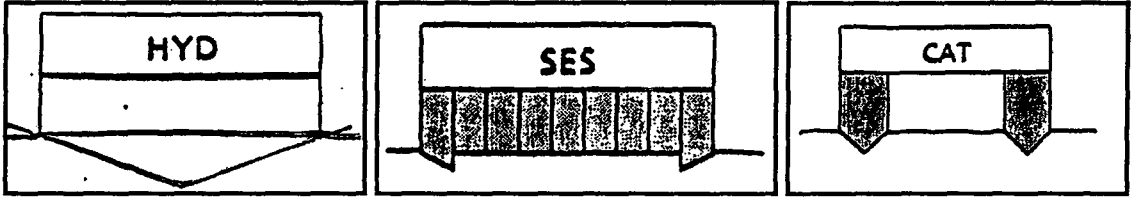
Açık denizlerde çalışan padıllı gemilerin en fazla kullanıldığı dönem 1850 yılı civarındadır. Daha sonra padıl çarkların yerine gittikçe yerleşen uskur pervaneli gemiler kullanıldı. Atlantik'i aşan ilk uskurlu gemi 1845 'de İngilizlerin Great Britain isimli gemisidir.



Şekil 1.1 : Josef Ressel tarafından dizayn edilen pervane.

20. yüzyılda ise gerek ana makinelerindeki gelişmeler, gerekse deniz taşımacılığındaki farklı istekler sevk sistemini de etkiledi. 1926 yıllarında Navka suyun emilmesi ve pompa yardımıyla nozuldaki püskürtülmesi esnasında kat edilen yolu kısaltarak pervane ile ulaşılan bir hız değerine yaklaşık olarak erişmiştir. Daha sonra 1956 yıllarında Amerika'da Kermeth Manufacturing CO. tarafından bu sistem daha da geliştirilmiş, ayrıca jetin takıldığı geminin manevra kabiliyetini arttırmak için suyun püskürtüldüğü nozulların hareketli olarak üretilmesi yoluna gidilmiştir. Yine bu yıllarda pervanenin etrafına nozul yerleştirilerek, pervaneye giren suyun hızının artırılması pozitif bir itme kuvvetinin sağlanması, kavitasyonun önlenmesi ve pervane gürültüsünün azaltılması amaçlanmıştır(Romorkör, ağ çeken gemi vb.)[3].

1960-1970 yıllarında daha büyük gemiler yerine daha hızlı yolcu gemilerine doğru yönelme olmuştur. Böylece pervanelerden kaynaklanan itmenin düzensizce değişmesi neticesinde yüksek gürültü ve titreşim ortaya çıkmıştır. Özellikle son yıllarda hızlı yolcu taşımacılığına rağbetin giderek artması neticesi olan talebi karşılamak için Hidrofoil, SES, Katamaran gibi özel dizaynlar geliştirilmiştir(Şekil 1.2)[4]. 1980'den sonra tekne performansının ve yolcu kapasitesinin artırıldığı bugünkü anlamda su jeti tahrik sisteminin kullanıldığı gemiler yapılmıştır. Bu tip gemiler genellikle 25-54 knot hız aralığında ve 500 kişiye kadar yolcu kapasitesine sahip olarak inşa edilmeye başlanmıştır.



Şekil 1.2 : Hidrofoil, SES, Katamaran tipi tekneler.

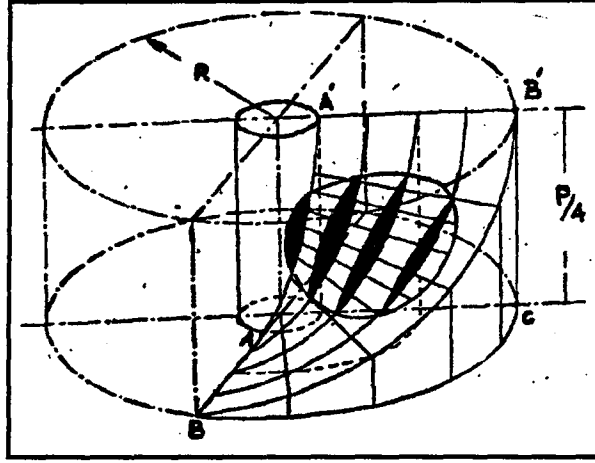
1.2 Uskur Pervaneye Genel Bakış

Uskur pervane bir göbek tarafında tertiplenmiş 2 ila 7 kanattan oluşturulan bir sevk sistemidir. Pratikte en çok 3 ile 4 kanatlı olarak imal edilmiştir. Uskur pervaneler ekseriyetle itici pervane olarak imal edilerek geminin kıç kısmına monte edilir. Bir gemi tek pervaneli olabildiği gibi iki veya daha ziyade pervaneli de olabilir.

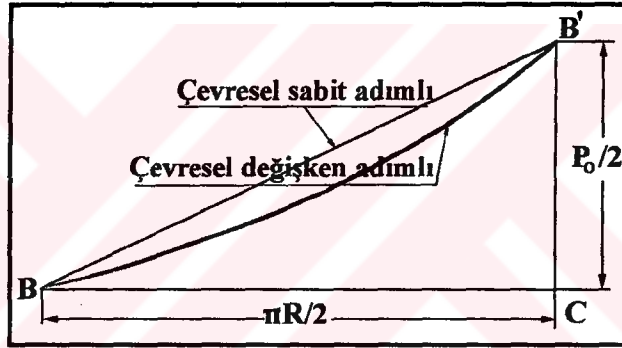
Gemicilik dilimizde uskur pervane olarak girmiş bulunan bu terim İngilizcedeki "screw propeller" kelimesinden gelmektedir. Pervane, bir vidaya has olan katı cisim içindeki dönerek ilerleme hareketini su içinde yapar, yani düzgün bir dönme hareketi neticesinde ekseni boyunca düzgün bir öteleme hareketi yapar. Dolayısıyla pervaneye ait her nokta helisel bir yörünge üzerinde hareket eder[1].

Havuzda alınmış bir geminin pervanesine geminin kıç tarafından bakılırsa pervanenin görünen yüzüne "yüz" veya basınç tarafı, arka tarafına ise "sırt" veya alçak basınç tarafı denir.

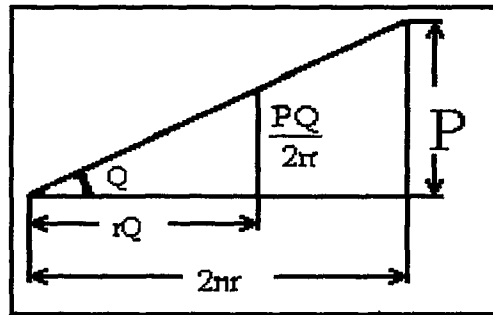
Şekil (1.3)'de bir turda AB doğru parçası bilindiği üzere helisel yüzeyin doğuray hattıdır. Şimdi R yarıçaplı silindir. üzerindeki helisi göz önüne alalım; Şekil (1.3)'deki BB' helis parçasının açılımını BCB' silindir yüzeyinin açılımı şeklinde düşünersek, Şekil (1.4-1.5)'deki gibi BCB' dik üçgenini elde ederiz. Eğer herhangi bir helis $2\pi r$ silindir çevresi boyunca P kadar bir yükselmeye (piç) sahipse $r\theta$ kadar bir silindir çevre parçasına $\frac{P}{2\pi}\theta$ yükselmesi olacaktır (şekil 1.5). Eğer açılmış helis eğrisinin boyunu b ve sabit piç açısını ise ϕ ile gösterirsek,



Şekil 1.3 : sabit pitch helisel yüzey ve pervane kanadı.



Şekil 1.4 : Şekil 2.3'deki BB' helis parçasının açılımı.



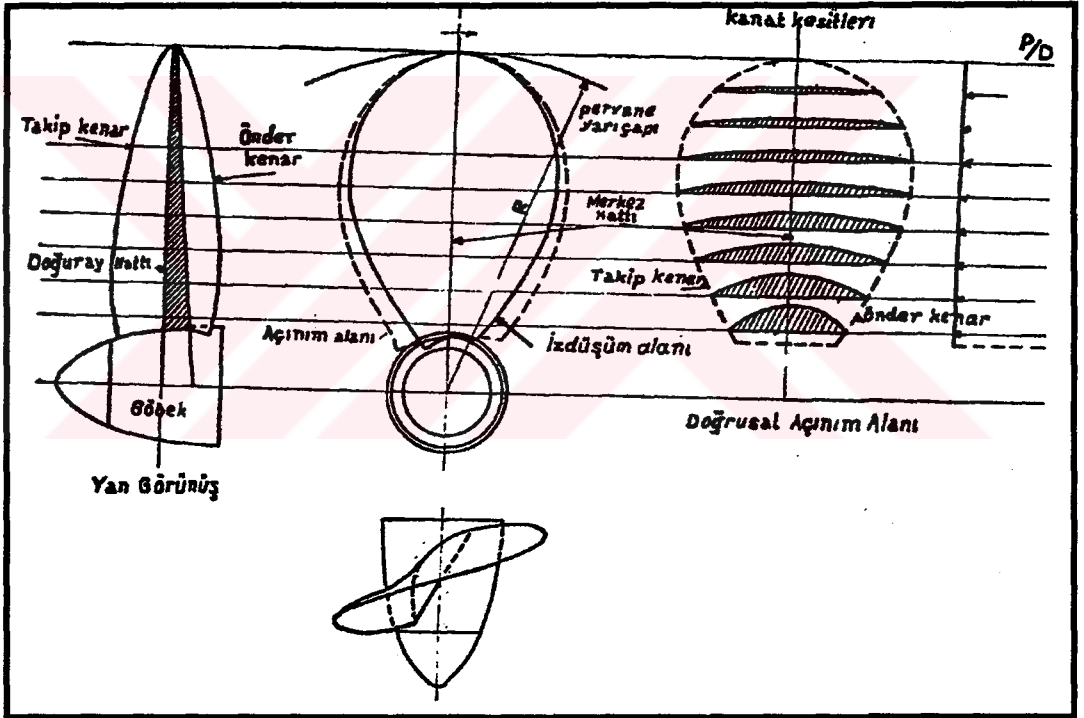
Şekil 1.5 : $2\pi r$ silindir çevresi boyunca helisel dairenin açılımı.

$$\varphi = \arctg \frac{P}{2\pi r} \quad (1)$$

$$b = \theta \sqrt{r^2 + p^2} \quad p = \frac{P}{2\pi} \quad (2)$$

bağıntısı yazılabilir[1].

Pervane, geminin kıçından baş kısmına doğru bakışta saat ibresi yönünde (sağa) dönerek gemiye ileri doğru hareket veriyorsa sağa pervane, saat ibresinin tersi yönde dönerek ileri doğru hareket ediyorsa sola pervane adı alır. Pervanenin dönme hareketinde suyu yaran kenarına döner veya hücum kenarı, diğer kenarına ise takip kenarı adları verilir[1].



Şekil 1.6 : Pervane üzerindeki tanımların görünümü.

Bir pervanenin tanımlanmasında pervane tipi, kanat adedi, muhtelif kanat alanı oranları, piç çap oranı, kanat kesit kalınlık oranı, göbek çap oranı gibi karakteristikler rol oynayan esas

unsurlardır. Kanat alanı oranı; iz düşüm, açınım veya düzlenmiş açınım alanı oranları olarak ifade edilir(şekil 1.6).

Yukarıdaki tariflerden faydalanmak suretiyle pervaneleri 4 ana guruba ayırabiliriz.

1.Hafif yüklü uskur pervaneler: Bu tip pervaneler beygir gücü az olupta alçak süratlerde seyreden koster ve ufak tipte yük gemilerinde kullanılır.

2.Vasat yüklü uskur pervaneler: Bunlar daha ziyade tanker, yük gemisi gibi büyüklüklerine nisbeten normal sayılabilecek süratlerde seyreden vasat beygir gücüne sahip teknelere ait pervanelerdir.

3.Ağır yüklü uskur pervaneler:Bunlar yolcugemisi, destroyer gibi süratli teknelere ait büyük güçlerde çalışan pervanelerdir.

4.Yedek çekme uskur pervaneleri: Bunlar vasat yüklü pervane sınıfından olup yedek ve ağ çekme şartları için dizayn edilmiş pervanelerdir[3].

1.3. Kavitasyon

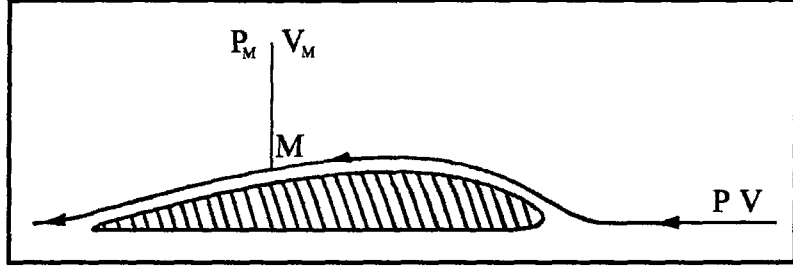
Kavitasyon sıvı akımında olan değişme sonucu sıvı akımının bazı kısımlarında basınç buharlaşma basıncına kadar düşünce ortaya çıkar. Diğer bir deyişle soğuk kaynama denilen hadise meydana gelir. Böylece bir kısım sıvının buhar hale gelmesiyle sıvı akımında boşluk meydana gelerek akımın homojen olma karakteri bozular. Bilhassa, yüksek süratli teknelerde bu olayın önemi çok büyüktür[5].

Şimdi kavitasyonun doğuş sebebini inceleyelim. Şekil (1.7)'da görüldüğü gibi bir profili hızı V , basıncı P , olan bir akıma maruz bırakalım. Profilin sırtındaki bir M noktasında V_m hızı ve P_m basıncı olsun. Bernolli teoremine göre,

$$P_m + \frac{1}{2}\rho V_m^2 = P + \frac{1}{2}\rho V^2 \quad (3)$$

veya

$$P_m = P - \frac{1}{2} \rho (V_m^2 - V^2) \quad (4)$$



Şekil 1.7 : Profil üzerinde bir noktada hız ve basınç.

bağıntısı yazılabilir. V_m hızı arttıkça veya başka bir deyişle 4 nolu formülden $P - P_m = \Delta P = \rho(V_m^2 - V^2) / 2$ büyüdükçe P_m basıncı küçülür[6].

Şimdi P_m basıncının buharlaşma basıncı olan P_b 'ye eşit olduğu hali düşünelim,

$$P_m = P_b$$

Yukarıdaki tarife göre, kavitasyon hadisesi vuku bulacaktır. Dinamik basıncı Yani başka bir deyişle kavitasyonun oluşması için,

$$P - P_b \leq \Delta P \text{ olması gerekir.}$$

Bu ifadenin her iki tarafını dinamik basıncı temsil eden $\rho V^2 / 2$ ile bölersek,

$$\frac{P - P_b}{\rho V^2 / 2} \leq \frac{\Delta P}{\rho V^2 / 2} \quad (5)$$

veya

$$\frac{P - P_b}{q} \leq \frac{\Delta P}{q} \quad (6)$$

bağıntısı yazılabilir.

Burada $q = \rho V^2 / 2$ olup,

$$\sigma = \frac{P - P_b}{q} \quad (7)$$

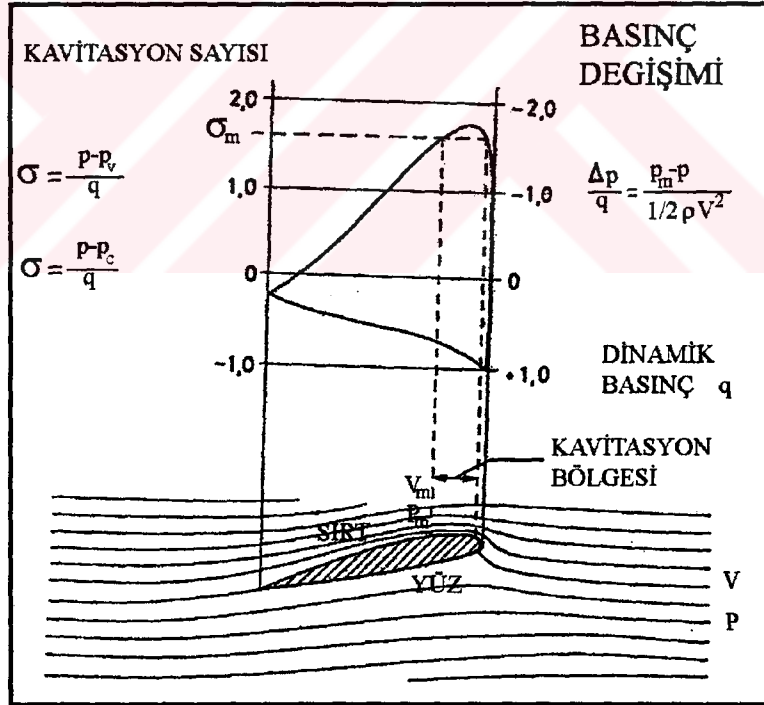
sayısına kaviltasyon sayısı denir[3].

Yukarıdaki kaviltasyon tarifinden aşağıdaki kriterler tesis edilebilir.

$$1-\sigma < \frac{\Delta P}{q} \quad \text{ise kaviltasyonlu hal}$$

$$2-\sigma = \frac{\Delta P}{q} \quad \text{Kritik kaviltasyon hali}$$

$$3-\sigma > \frac{\Delta P}{q} \quad \text{kaviltasyonsuz hal[5].}$$



Şekil 1.8 : basınç hız diyagramı[2].

$\frac{\Delta P}{q}$ oranı profil boyunca sıvı basıncını temsil eden boyutsuz bir sayıdır. Bu oran pervanenin yüklenme derecesine ve profil karakteristiklerine (yani profil kalınlığı, sehim oranı, kaldırma katsayısı gibi) bağlıdır(şekil 1.8).

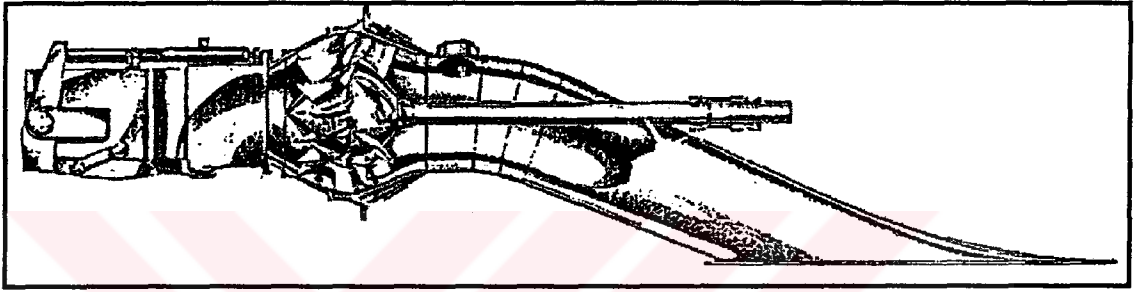
Sevk sisteminin kavitasyon durumunun kesin olarak tespit edilebilmesi, ancak kavitasyon tanklarında yapılan model deneyleriyle mümkündür. Fakat kavitasyonsuz sevk sisteminin kolayca hesaplanabilmesi daima arzu edilen bir husus olmuştur. Bu maksatla kanat profilleri üzerinde yapılan teorik ve deneysel sonuçlardan istifade edilerek, tamamen kesin olmamakla beraber kavitasyon meydana getiren veya getirmeyen pervane bölgelerini diyagramlarla ayırmak mümkün olabilmektedir[5].

II . GEMİ SEVK SİSTEMLERİNİN AYRINTILARI

2.1.SU JETİ

2.1.1. Genel Tanım

Su jeti ile sevk sistemini yeni bir buluş olarak düşünmemize rağmen, yumuşakçalar milyonlarca yıldır hayatlarını devam ettirmek için bu prensibi kullanmaktadır. Yumuşakçalar, ahtapotlar ve onların meşhur akrabası Nautilus su jeti ile taşımacılığın tartışmasız öncüleridir.



Şekil 2.1 : su jetinin görünüşü.

Su jeti ile tahrikin ana prensibi pervane sevki ile benzerlik göstermektedir. İtme kuvveti kış istikametinde belli bir su kütleini ivmelendirerek bu su kütleisine momentum vermek sureti ile meydana gelir. Su, gemi karinesinden çekilip bir giriş kanalı içerisinde geçerek, genelde aynalığa monte edilen pompaya ulaşır. Pompada basıncı arttırılan suyun çıkış nozulundan geçerken hızı artar,basıncı ise atmosfer basıncına düşer. Yön verme ve tornistan kuvvetleri genellikle hidrolik olarak işleyen ve su jetinin arka kısmında bulunan nozulun hareketi ile elde edilir. Akış yönünün düzenlenmesi ise buket vasıtasıyla olur[7].

Su jetinin en belirgin avantajı geminin Karinesi dışına taşan takıntıların olmayışdır. Bu ise hem gemi direncinin azalmasına, hemde sığ sularda güvenli çalışmaya imkan sağlar.

Ayrıca su jetleri düşük gürültü ve titreşim sağlamanın yanısıra motorun aşırı yüklenmesini de önleyerek yıpranmanın azalmasına yol açar. Pervaneye göre en önemli avantajlarından bir diğeri büyük manevra kabiliyeti sağlamasıdır.

Jet genel olarak; çapı değişen dairesel kesitli bir kanaldan sabit bir doğrultuda hareket eden akışkan akımı olarak tanımlanabilir. Basit bir jet düzeneği hazırlamak istersek akışkan dolu bir tüpü bir boru veya delik yardımı ile atmosfere açtıktan sonra kaba bir piston ekleyerek lokal basıncın atmosfer basıncından bir moment oluşturacak kadar büyük olmasını sağlamamız yeterli olacaktır.

Jetlerin incelenmesinde mekaniğin birçok dalında olduğu gibi bir takım boyutsuz sayılar kullanılır. Örneğin ρ sıvının yoğunluğunu ρ_1 havanın yoğunluğunu göstermek üzere ρ/ρ_1 oranı hava içindeki sıvı hareketleri için bize bir fikir verecektir. Bunun yanısıra gemicilikte çok kullanılan geleneksel Reynold sayısı (Re) jetlerin incelenmesinde önemli rol oynar,

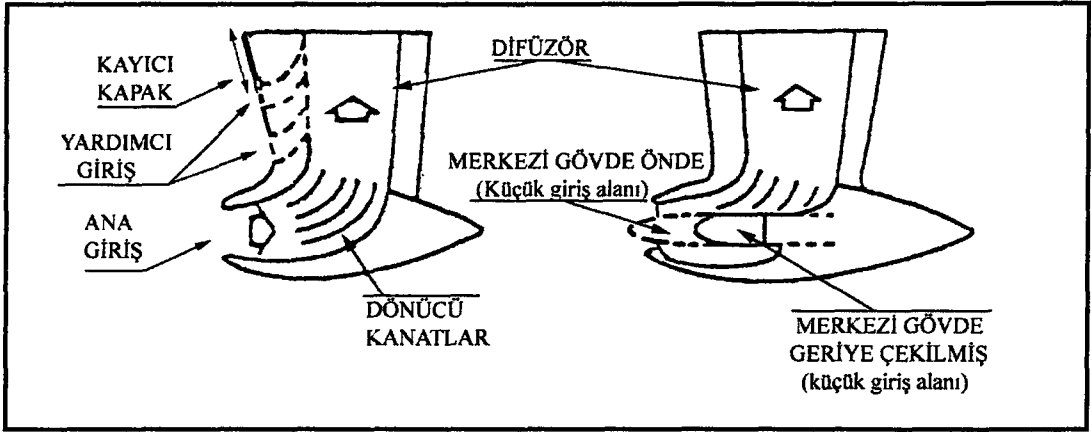
$$Re = \frac{Vd}{\nu} \quad \text{dır.} \quad (8)$$

Bu formülde V hızı, d çapı, ν ise kinematik vizkoziteyi göstermektedir. Yeterince büyük Reynold sayılarında ($Re > 2000$) serbest su jeti genellikle türbulanslı hale gelir[9].

2.1.2. Giriş Ağızı

Su jeti sevk sistemlerinde giriş bölgesi sistemin toplam verimini doğrudan etkilediği için giriş ağızı çok önem kazanmaktadır. Verimin artırılması için girişteki enerji kayıplarının minimum seviyeye indirilmesi gerekmektedir.

Özellikle dirençte ani artmaların olmadığı (kıvrımın oluşmadığı) 50 knot ve daha az hızda veya "opc"nin çok önemli olmadığı yüksek giriş dirençlerinde giriş ağızı sabit kesitli olarak dizayn edilebilir. Yüksek hızlı, yüksek performanslı gemilerde özellikle dirençte kıvrımın olduğu uygulamalarda giriş ağızı büyüklüğü ayarlanabilir olarak yapılır. Kıvrımın olduğu hızlarda ve maksimum hızlarda, hemen hemen eşit akışların olduğu SES ve hidrofoillerde giriş ya ayarlanabilir alanlı ya da değişik hız oranlarında (IVR) çalışabilir olarak dizayn edilmelidir[8].



Şekil 2.2 : giriş ağız

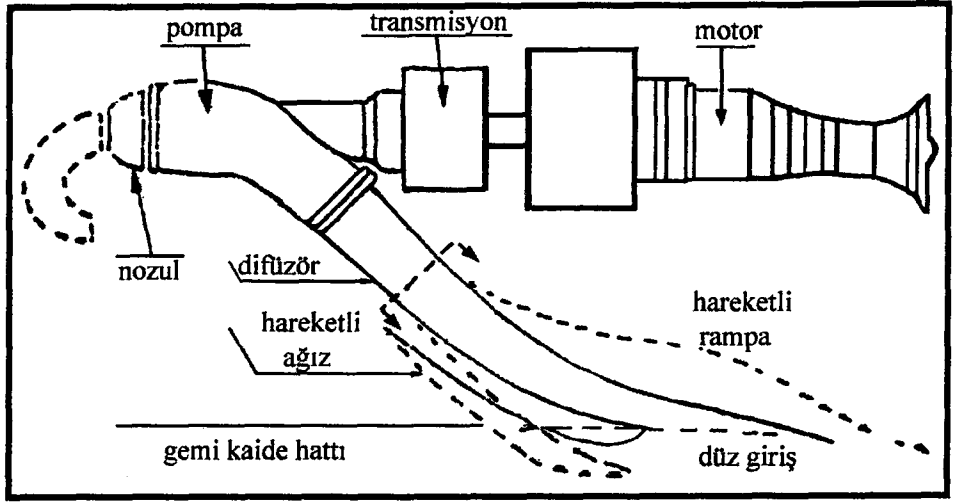
Giriş hızının ortalamasının, gemi hızına oranı IVR olarak kısaltılabilir. Bu oranın su jeti çalışmalarında değiştirilmesi için giriş kanal ağızı açısının değiştirilmesi gerekir. Böylece kavitasyondan sakınmak için giriş ağzının yarıçapı büyük alınır(Şekil 2.2).

Şekil(2.3)'te düzgün girişler için en yaygın kullanılan giriş ağızları gösterilmektedir. Bu sistemde ya hareketli rampa ya da hareketli ağız kullanılabilir. Hareketli rampa sisteminde rampa hareketli bir yada birkaç parçadan ibaret olarak yapılabilmektedir. Hareketli ağızda ise ağız dönerek veya kayarak hareket etmektedir. Pod-strut diye anılan girişlerde hareket edebilen (kayabilen) bir merkez gövde vardır. Yüksek değişken alan faktörlerinin pod-strut girişlerde elde edilmesi düz girişlerden daha zordur.

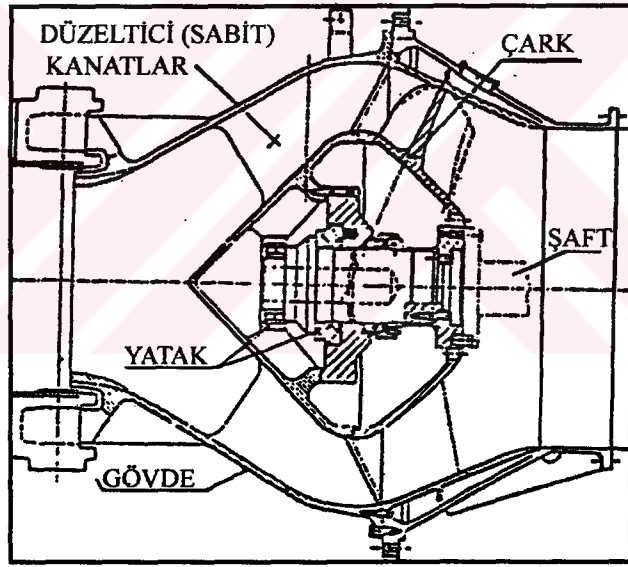
2.1.3. Difüzör (Giriş Kanalı)

Difüzör su jetinin en önemli parçalarından biridir ve gemi karinesinden aynalığa kadar uzanan bir kanaldan ibarettir. Kanalin et kalınlığı giriş ağzındaki kalınlıkla aynı yapılır ve aynı malzeme kullanılır.

Bu bölüm su jeti sevk sisteminde oluşturacağı yüksek direnç nedeni ile dizayn hesaplarında en çok dikkat edilecek bölümlerdendir. Giriş kanalı küçük kayıplarla suyu pompaya götürmelidir.



Şekil 2.3 düz giriş ağız



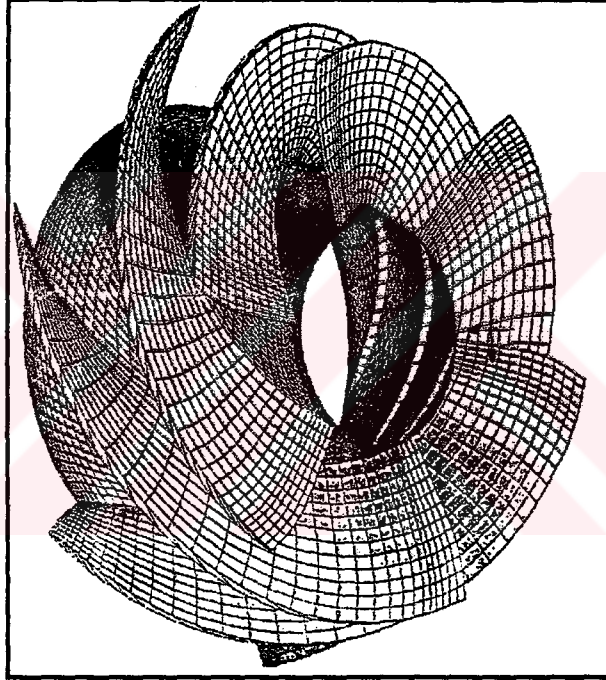
Şekil 2.4

Giriş kanalının dizaynı sırasında, kayıpların önlenmesi kadar dikkat edilmesi gereken bir başka noktada pompaya zarar veren tıkanmaların önüne geçmektir. Denizdeki yabancı maddelerin geçmemesi için konulan ızgaralardan pisliğin geçmesi halinde, pompa çarkı

önündeki kontrol menholünden temizlenme sağlanır. Bu kontrol menholünde aynı zamanda pompa çarkı kontrolü de yapılabilmektedir.

2.1.4 Pompa

Kara tesislerinde pompanın seçimini basma yüksekliği (Hm) tayin eder. Su jetlerinde ise pompa seçiminde suyun akış hızı yani pompa hızı önemlidir. Pompa veriminin kavitasyon etkisi altında yüzde doksan civarında olduğu kabul edilebilir[9].



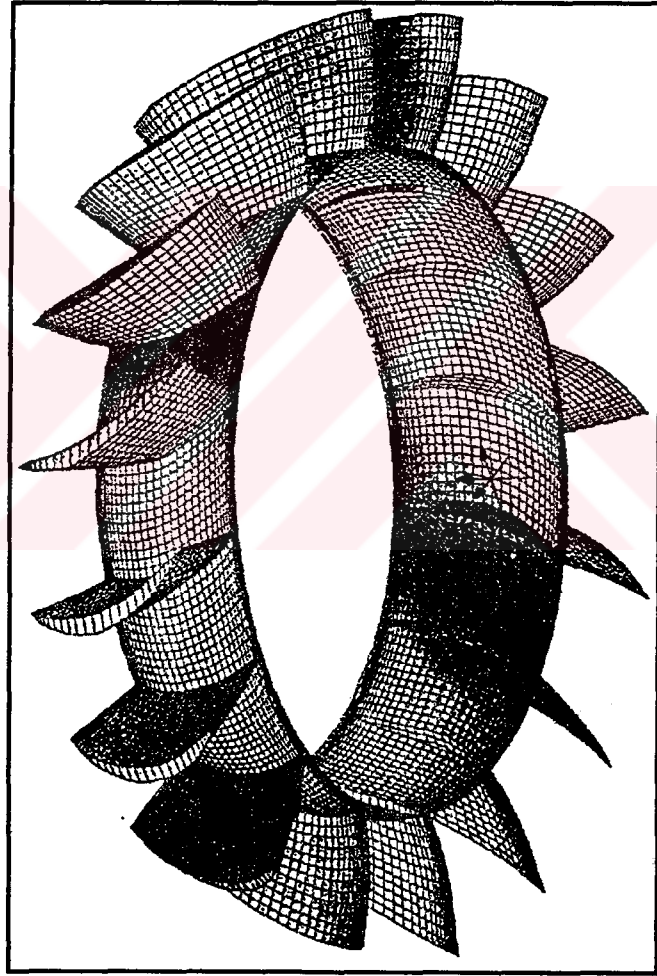
Şekil 2.5 : su jeti pompa çarkı.

Genel olarak pompalar üç önemli bölümden oluşur,

- 1-Pompa çarkı
- 2-Düzeltilici kanatlar
- 3- Pompa şaftı(Şekil 2.4).

2.1.4.1.Pompa arkı

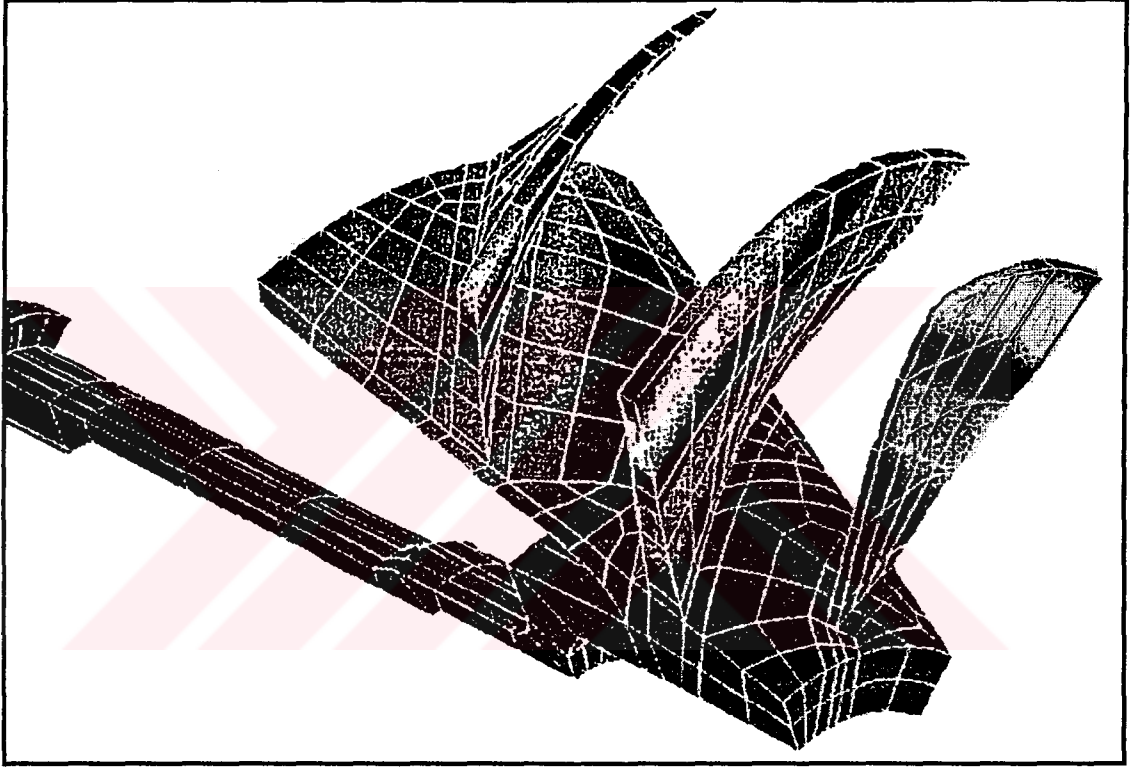
Pompanın üzerinde en çok durulması gereken parçasıdır. Pompa arkı ana tahrik makinasına bir Şaft ile bağlıdır. Genellikle 6 kanattan oluşan bu bölüm ana tahrik makinasından aldığı dönme ile giriş kanalından aldığı suyu ivmelendirir. Pompa çarkın değişik kanat açılarına ve kanat sayısına bağlı olarak pompanın performansı ve pompa çarkın kaviteasyona uğrama ihtimali deėiŐkenlik gösterir. Değişik kanat sayısı ve kanat açıları göz önünde bulundurularak yapılacak deneyler sonucunda kaviteasyon kontrolu yapılabilir(Şekil 2.5)[4].



Şekil 2.6 : düzeltici kanatlar.

2.1.4.2. Düzeltici Kanatlar

Bu kısım pompa çarkının hemen arkasına yerleştirilir. Genellikle 16 kanattan oluşur. Düzeltici kanatlarda pompa çarkta olduğu gibi eğim gözlenmez kanat profili buhar türbinindeki kanatlara benzer. Amacı pompa çarkın neden olduğu akışın dönüşümünü ortadan kaldırarak düzgün bir akış sağlamaktır(şekil 2.6)[4].



Şekil 2.7 : Pompa şaft ve çarkı

2.1.4.3. Pompa Şaftı

Ana tahrik makinasından pompaya güç aktarımında kullanılır. Şaftın bir ucu pompa çarkına bağlıdır(Şekil 2.7). Genel olarak su jetlerinde pompa çarkı düzeltici kanatların hemen önüne monte edilmiştir. Göbeğin iç kısmı soğumayı temin için gravitasyon tankından beslenen

ve statik basınç altında tutulan yağlarla doludur. Verimli bir soğuma sağlamak için yağın aksenel bir yatak vasıtası ile göbek içinde sirkülasyonu sağlanabilmektedir. Yağın durumu göbeğin en alt noktasında bulunan bir boru vasıtası ile kontrol edilmektedir[4].

Bu sistemde kullanılacak pompalar santrifüj ve aksenel akışlı pompalardır. Santrifüj pompalar yüksek basınç ve düşük akışının olduğu haller için uygundur. Aksenel akışlı pompalarda bunun tersi geçerlidir. Bu pompalarda santrifüj pompalar düşük hızlarda aksenel pompalar ise yüksek hızlarda verimlidir. Küçük çaplarda ise santrifüj pompadan türemiş karışık akışlı pompalar kullanılmaktadır.

2.1.4.4. Pompa Seçim Kriterleri

Su jetleri yüksek verimli, düşük ağırlıklı, yüksek dönme hızına sahip olmalı ve minimum " h_e " emme yüksekliğinde ciddi kavitasyon hasarına uğramamalıdır. Pompalar dizayn gereklerine göre aksenel, karışık akışlı veya santrifüj tipli olarak kullanılabilir.

Düşük pompa ağırlığı elde edebilmek için emme hızı, n_s yüksek pompalar seçilmelidir. Tipik su jeti pompaları 0.88-0.99 arasında verim değerlerine sahiptir. Pompalar kendi özgül hızlarıyla karakterize edilmişlerdir. Pompa özgül hızı, n_s

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H_m^{0.75}} \quad (\text{veya } n_s = \frac{\omega\sqrt{Q}}{Y^{0.75}}) \quad (9)$$

eşitliğinden hesaplanır. Burada,

n : Pompa devir sayısı (dev/dak)

Q : Debi (m³/s)

H_m : Pompanın toplam basma yüksekliği (M.S.Y.)

ω : Pompa açısal hızı (rad/s)

Y : Pompanın özgül enerjisi (J/kg)(m² / s²) dir.

Bu formülden görüldüğü gibi, eğer pompanın kapasitesi yani birim saniyede pompadan geçen akışkan hacmi "Q" ve pompanın toplam basma yüksekliği "H" bilinirse, "n" devir sayısının da seçilmesi ile, özgül hız olan "n_s" hesaplanabilir[12].

Aşağıda çeşitli özgül hızlara göre sistemde kullanılacak pompanın tipi verilmektedir.

<u>Pompa tipi</u>	<u>Özgül hız</u>
Santrifüj pompa	n _s < 4000 "maksimum verim"
Yarı eksenel pompa	4000 < n _s < 10000
Eksenel pompa	10000 < n _s

Pompa kavitasyon performansı, özgül emme hızıyla (n_{ss}) tanımlanır:

$$n_{ss} = \frac{n\sqrt{Q}}{NPSH^{0.75}} \quad (10)$$

Burada,

NPSH: Emmedeki net pozitif yükseklik olup pompanın sağladığı basma yüksekliğinden gemi hızıyla suyun buharlaşmasından doğan yükselmenin difüzörde sağladığı enerjinin ve pompadaki yükselmenin çıkarılmasıyla bulunur.

Yüksek debili ve kıvrımın olduğu hızda düşük NPSH'a sahip olan Hidrofoil ve SES teknelerinde çok yüksek "n_{ss}" ve böylece daha fazla pompa kavitasyon tehlikesi görülür.

Gemiye dışarıdan yerleştirilen pompa ünitesi sayesinde, geminin havuza girmeden bakım ve onarımlarının yapılabilmesi temin edilebilmektedir[13].

2.1.5. Nozul

Pompa tarafından suya verilen basma yüksekliği kadar enerji, nozulda tamamen hız enerjisine dönüştürülür. Nozuldan belirli bir hızla çıkan su tekneye bir itme verir.

Nozul boyutu tekne boyutlarına, ağırlığına ve tasarım hızına göre dikkatli bir şekilde seçilmelidir. Bunun en büyük nedeni ise nozulun verim ve hız faktörleri açısından teknenin en önemli unsuru olmasıdır. Pompalama ünitesinden iticiler vasıtası ile püskürtülen suyun hızı nozulda en yüksek değerine ulaşır. Buna jetstim denir. Jetstim nozuldan çıktıktan sonra su seviyesinin hemen üstünden dışarı püskürtülür[8].

Tornistan ve geminin manevra kontrolü nozulun arkasına monte edilen çeşitli cihazlarla yapılır. Bu cihazlar gerektiğinde çıkarılabilir şekilde yapılır ve genellikle jetin performansını etkilemezler. Ancak bunların montajı sisteme ek bir ağırlık getirdiği gibi sisteme yerleştirilmeleri de oldukça zordur. Bununla beraber yine de dümen ve diğer yardımcı sistemler kullanmak yerine bu cihazlar yardımı ile tornistan ve manevra kontrolü tercih edilir.

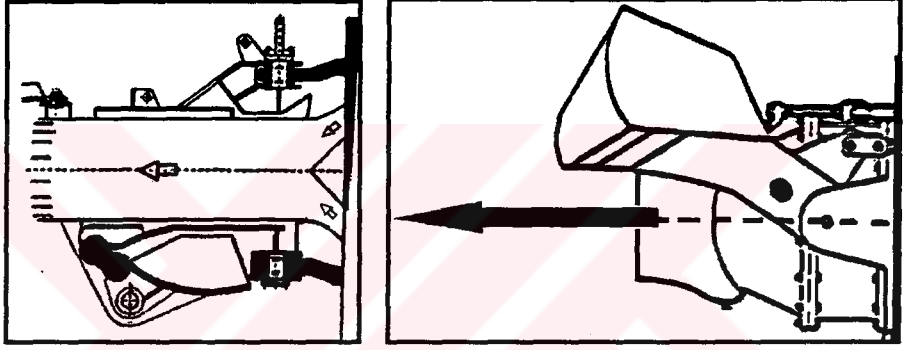
2.1.6. Manevra Donanımı

Dönme kuvvetleri jetin yanlara döndürülmesiyle oluşturulur. Bu da pompanın stator kısmıyla bağlantısı olan nozulun döndürülmesiyle sağlanmaktadır.

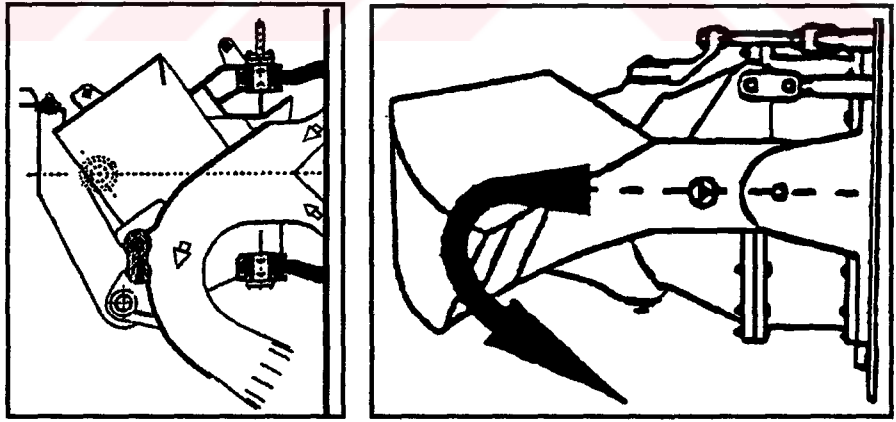
İki hidrolik piston yardımıyla nozul her iki tarafa 30'ar dereceye kadar döndürülebilmektedir. Üretilen yanal kuvvetler sadece jet hızına bağlıdır, giriş hızına bağlı değildir. Bu da gemi dönerken veya ani olarak yattığı zaman üretilen yanal kuvvetlerin azalmaması anlamına gelmektedir[11].

Pompada üretilen jetin geminin kıç tarafından geminin ekseni doğrultusunda atmosfere doğru atılması ile gemi ileri doğru hareket ettirilmiş olur(Şekil 2.8). Nozulun önündeki buketi jetin önüne indirmek suretiyle de jetin yönü değiştirilir ve jet geminin baş tarafına doğru hareket eder. Böylece gemiyi tornistan yönünde hareket ettirmiş oluruz(Şekil 2.9). Geminin hareketsiz olarak tutulması için ise jetin bir kısmı ileri yönde diğer kısmı ise tornistan yönünde hareket ettirilir(Şekil 2.10)[14].

Bu sistem gemi manevrasını jet sistemiyle çok daha kolay olarak kullanmak mümkündür. Öyleki gemiyi sancak ve iskele doğrultusunda iskeleye paralel olarak yanaştırma kabiliyeti sağlar. Bunu şu şekilde temin etmek mümkündür. Sancak tarafına doğru yanaşmak için iskeledeki jeti sancak 30 ileri ve sancak jeti ise iskele 30 tonistan yapmak gerekir. Bu şekilde geminin paralel olarak sancak'a yanaşması temin edilmiş olur. Aynı şekilde sancak tarafına yanaşmak için bir diğer yol iskele jetini iskele 30 tornistan ve sancak jetini ise sancak 30 ileri olarak çalıştırmaktır. Aksi durumda ise tam tersi manevra yapmak yeterlidir. Bütün bu manevra yetenekleri su jetinden üretilen yanal kuvvetler sayesinde ortaya çıkmaktadır.



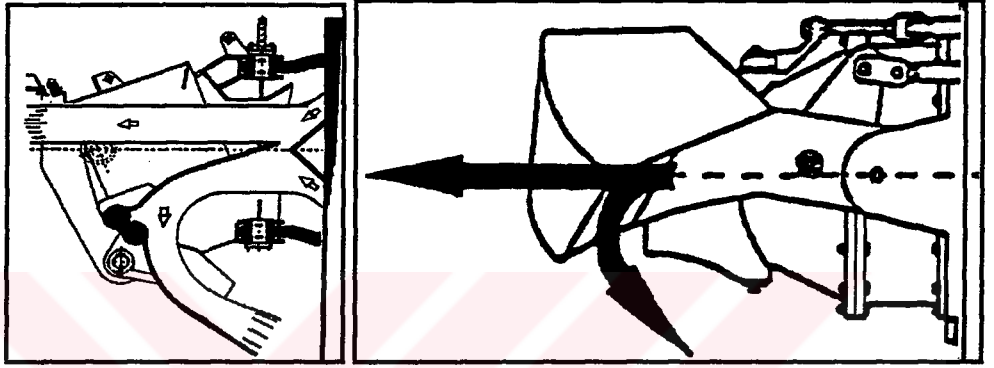
Şekil 2.8



Şekil 2.9

Tornistan kuvvetleri ise nozulun arkasındaki buketi jetin önüne getirmek suretiyle sağlanmaktadır(Şekil 2.9).

Buket ortalama olarak tutulduğunda (hidrolik servolar tam olarak hareket ettirilmediğinde) jetin oluşturduğu etki kuvveti oluşan tepki ile pompanın dönüş hızından gemi hızına yumuşak olarak düşmeyi sağlar[10].



Şekil (2.10)

Su jetinin sağladığı avantajlarından birdiğeri tam yolla seyir yapmakta olan gemiye ani olarak olarak tornistan yapma imkanını sağlamasıdır. Pervaneli sistemde pervaneye tornistan verebilmek için şaftın durdurulması gerekmektedir. Aksi halde aşırı yüklere maruz kalınacağından istenmeyen durumlar söz konusu olabilir.

Nehir ve dar kanallarda çalışan tekneler, savaş tekneleri ve benzeri bazı özel tip tekneler çok iyi manevra kabiliyeti gerektirmektedir. Böyle durumlarda yüksek motor ve düşük gemi hızlarında manevra sağlanırken bu sistem sayesinde şaft ve motara ek gerilmeler yüklenmemiş olur.

Buket'in jetin altında tutulması jetteki parçalarının üzerinde oluşan titreşimlerin çok düşük seviyede kalmasına neden olur. Bu kural çok yüksek güç seviyelerinde çalışma durumunda da geçerlidir. Tornistan veya manevra anında sadece buket'in çalışması diğer parçaların bundan etkilenmemesi bir avantajdır.

2.1.7 Su Jetinde Kullanılan Makineler

Son yıllarda dizel makinalarda çok önemli ilerlemeler sağlanmıştır. Bunlara örnek olarak boyutların azalması, turbo şarjdaki gelişmeler, ara soğutma teknikleri, piston soğutmasındaki ilerlemeler sayılabilir.

Genel olarak hafif makinaların devir sayısı 2550 dev/dak civarındadır. Makina boyu küçüldükçe bu değer 2800-3000 dev/dak'ya kadar çıkabilmektedir. Ağırlık sorunu ihmal edilirse devir sayısı 1800 dev/dak'ya kadar düşebilir. Ancak bu değer pratikte uygulanmaz. Standart su jeti için gerekli makina karakteristikleri, güç değeri için 500-2500 kw, devir sayısı ise 1800-2300 dev/dak'dır.

Su jetinin makinalara uyumunu sağlayan özellikler şunlardır:

a - Su jeti sevk sisteminin iticisi ile dizel makinaların devir sayısı koordineli çalışacak şekilde planlanmıştır. Ayrıca makinanın uzun süre maximum devir sayısında çalışmasının makinaya ve tekneye zararı dokunmamaktadır.

b - Normalde teknenin performansını olumsuz yönde etkileyen, teknenin aşırı yüklenmesi, tekne altının midye tutması, kötü hava koşulları ve tekne hız kapasitesindeki değişim gibi faktörler, bu sistemde makina performansında önemli düşüşe sebep olmazlar.

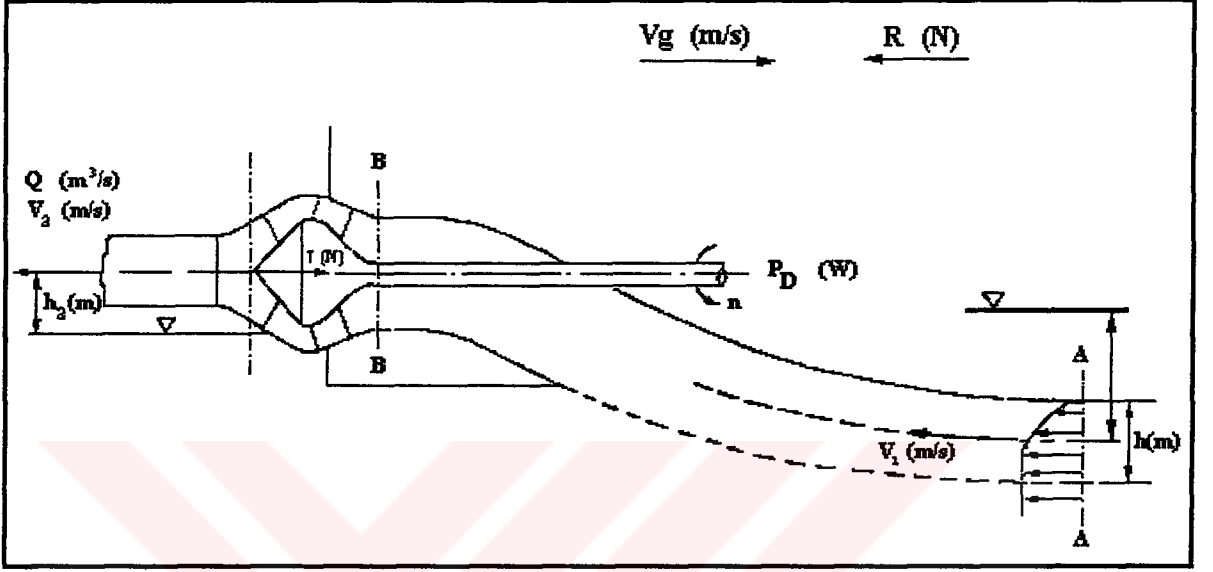
c - Makina hızı ile tekne hızı uyumlu olduğundan pervane sürüş karakteristiklerinde önemli bir oran olan güç/devir oranı su jeti ile sevk sisteminde önemini kaybeder.

Su jetinde maximum performansa ulaşabilmek için optimum su jeti ünitesi ile uyumlu pompa boyutları seçilmelidir. Hız ile pompa boyutları ters orantılıdır. Pompa boyutlarının düşmesi ile makina devri de düşmüş olur. Düşük hızlar için tasarlanmış teknelerde büyük redüksiyon dişlileri gerekmektedir.

Tahrik sistemi olarak dizel kullanımı dışında gaz türbini ve MHD(magnetohydrodynamic) sistemleride kullanılmaktadır[10].

2.1.8. Sistem Performansı

2.1.8.1. İtme Kuvveti



Şekil 2.11

Su jetiyle oluşan itme kuvveti sistemden gelen suyun momentumundaki artma neticesinde oluşmaktadır. Bu momentum; suyun nozuldan çıkış momentumundan suyun sisteme giriş momentumunun çıkarılması ile bulunur(şekil 2.11).

Girişe yaklaşan su çoğunlukla geminin altı boyunca oluşan kenar tabakanın etkisi altındadır.

Giriş kanalındaki hız dağılımına, giriş kanalının genişliğine ve yüksekliğine bağlı olarak giriş momentumu aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$M_1 = \iint_{A_1} \rho V_1^2 \cdot dA \quad (11)$$

Burada V_1 girişteki hız, A_1 nozulun girişteki kesit alanıdır.

Su giriş kanalını, pompa çarkı ve pompanın gövde kısmını geçtikten sonra çıkış nozulundan çıkarken düzgün ve aksel akışa sahip olmalıdır. Fakat pompanın içinde oluşan kenar tabakadan dolayı jetin içinde de düzgün olmayan bir akış meydana gelmektedir. Normal çalışma şartlarında jetin içindeki akış, hemen hemen dairesel simetriktir ve burada düzgün olmayan akışın etkisi çok azdır.

Girişteki akışa benzer olarak, çıkış momentumu;

$$M_2 = \rho \iint_{A_2} V_2^2 \cdot dA \quad (12)$$

Burada ise V_2 çıkıştaki hız, A_2 ise nozulun çıkıştaki kesit alanıdır. V_1 ve V_2 hızları için yerel hızlar yerine ortalama hızların kullanılması daha pratik olacaktır. Bu yüzden ortalama volumetrik değerler girişte ve nozul çıkışında aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$\bar{V}_1 = \frac{Q}{A_1} = \frac{Q}{b \cdot h} \quad (13)$$

$$\bar{V}_2 = \frac{Q}{A_2} \quad (14)$$

Burada Q debi ve h ise giriş kesitinin boyutlarıdır. Yerel hızlardaki değişimlerin küçük olduğu düşünülürse, V_1 ve V_2 yerine ortalama hız değerleri momentum hesaplamalarında da kullanılabilir[15].

Böylece itme kuvveti:

$$F = M_2 - M_1 = \rho \cdot Q (\bar{V}_2 - \bar{V}_1) \quad (15)$$

$$F = \rho \cdot Q \{ \bar{V}_2 - V_G(1 - \omega) \} \quad (16)$$

Burada ω iz katsayısı hem potansiyel etkileri hem de sürtünme etkilerini kapsamaktadır. V_G ise gemi hızıdır[10].”

2.1.8.2. İtme Ve Tekne Direnci Arsındaki Bağlantının İncelenmesi

Tekne direnci "R" bir modelin çekilmesi ve ölçülen direncin extrapolasyon yoluyla ana gemiye uyarlanması sonucunda bulunur. Fakat direnç ister istemez itme kuvvetiyle uyuşmamaktadır. Bunun nedeni çalışma anında su jetinin tekneyi etkilemesidir. Yani su jetini oluşturan elemanlarla tekne arasında bir etkileşim mevcuttur. Böylece belirli bir hıza erişebilmek için su jetinin tekne direncinden daha büyük bir itme kuvveti vermesi gerekmektedir. Su jetiyle tekne arasındaki etkileşimi aşağıdaki şekilde ifade etmek,

$$t = \frac{F - R}{F} \quad (17)$$

mümkündür[9].

Burada, t'ye emme katsayısı denir. Su jetini oluşturan elemanlarla tekne arasındaki etkileşimin nedenleri şunlardır:

a - Tabii dinamik trim ile birleşen itme kuvveti özellikle düşük hızlarda kıça doğru ek bir trim meydana getirmektedir.

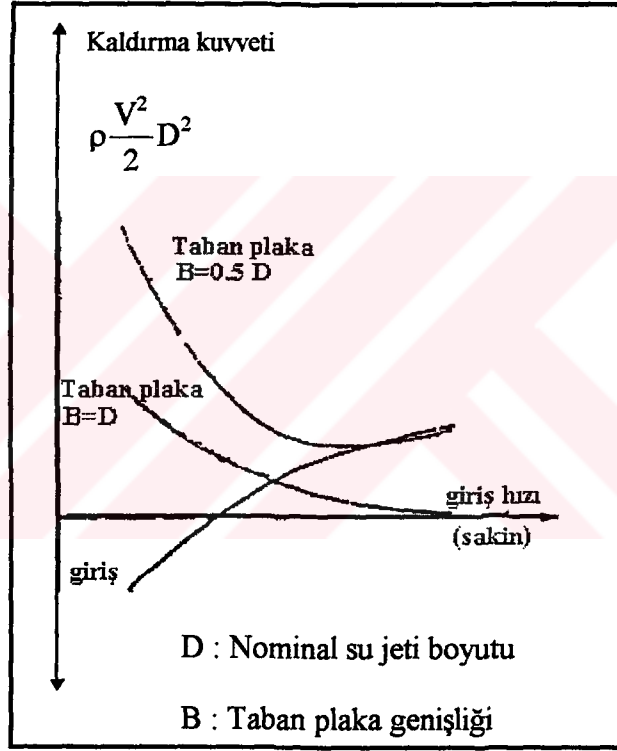
b - Gemi tabanındaki basınç dağılımı giriş kanalının çalışmasından yoğun bir şekilde etkilenmektedir. Gemi tabanında oluşan kuvvetler şekil (2.12)'de gösterilmiştir. Gemi hızına göre giriş kanalındaki akış hızı fazlaysa girişten aşağıya doğru bir kuvvet oluşmaktadır. Fakat bu kuvvet taban plaka üzerinde oluşan kaldırma kuvveti tarafından fazlasıyla dengelenmektedir. Akış hızı gemi hızına göre düşükse, giriş, ek bir kaldırma kuvveti oluşturmaktadır. Bu durumda gemi tabanının kaldırma kuvvetine etkisi azalmaktadır. Bu yüzden giriş kanalının dizaynı optimum performans elde edilebilmesi için son derece önemlidir.

Teknenin kıçında ve jette oluşan basınç dağılımının değişmesi dalga direncini de değiştirebilir.

Normal deplasman teknesindeki bir pervane gemi kıçındaki basıncı düşürerek pozitif bir emme ile tekne direncinin artmasına neden olur. Su jetiyle tahrikte yukarıda açıklandığı gibi emme katsayılarının (t) pozitif olduğu kadar negatif değerler alması da mümkündür.

2.1.8.3. Pompa Şaft Gücü

Tekne direnci, emme katsayısı, çıkış nozulu alanı (A_2) bilindiği zaman 16 ve 17 nolu denklemlerden gerekli jet hızı aşağıdaki formül ile hesaplanabilir.



Şekil 2.12 : KAMEVA jetin montajıyla oluşan dikey kuvvetler

$$V_2 = \frac{V_G(1-\omega)}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{V_G^2(1-\omega) + \frac{4F}{\rho A_2}} \quad (18)$$

ω iz katsayısı çıkış hızına bağlı olduğu için, doğru kombinasyonu bulmak amacıyla bazı integrasyonlar yapılabilir. Jet hızını elde edebilmek için pompa çıkışında C-C kesitinde bir \bar{H}_2 enerjisi gerekmektedir.

$$\bar{H}_2 = \frac{\rho V_2^2}{2} (1 + \varphi) \quad (19)$$

Burada, φ çıkıştaki kayıp katsayısıdır. Pompa'nın basma yüksekliği pompa çıkışındaki enerjiden girişteki enerjinin farkıdır.

$$H_m = \bar{H}_2 - \bar{H}_1 \quad (20)$$

" \bar{H}_1 " yükselme miktarı ve içerideki kayıplar nedeniyle A-A kesitindeki basma yüksekliğinden biraz daha azalmıştır. İç kayıplar iç kayıp faktörü " ξ " ile tanımlanmıştır.

$$\bar{H}_1 = P_{atm} + \rho \frac{V_1^2}{2} - \xi \rho \frac{V_1^2}{2} - \rho g (h_1 - h_0) \quad (21)$$

$$\bar{H}_1 = \rho \frac{V_1^2}{2} (1 - \xi) + \rho g h_0 + P_{atm} - \rho g h_1 \quad (22)$$

Pompanın sağlayacağı basma yüksekliği:

$$H_m = \rho \frac{V_2^2}{2} (1 + \varphi) - \rho \frac{V_1^2}{2} (1 - \xi) - \rho g h_0 - (P_{atm} - \rho g h_1) \quad (23)$$

Görüldüğü gibi çıkıştaki kayıplar " φ " ve girişteki kayıplar " ξ " jette yükselme ve performans kayıplarına neden olur. Draft ve emme yüksekliği güç ihtiyacını değiştirmez. Gerekli gücün statik basıttaki artışı karşılayıp karşılamadığı yani potansiyel bir iz katsayısı olup olmadığı önemlidir[12].

Teknede girişin bulunduğu bölümde basınç katsayısı " C_p " şu şekilde tanımlanabilir:

$$C_p = \frac{P_{atm} - \rho g h_1}{\rho \frac{V_G^2}{2}} \quad (24)$$

Pompa milinde gerekli güç:

$$P_e = \rho \frac{Q \cdot H_m}{\eta_p \cdot \eta_r} \quad (25)$$

olup burada, $\eta_p \cdot \eta_r$ tesis için pompa verimidir. H_m basma yüksekliğinin denklem (23)'deki karşılığı yerine yazılır ve denklem (25) kullanılırsa,

$$P_e = \frac{Q \rho V_2^2}{2 \eta_p \cdot \eta_r} \left[1 + \varphi - \mu^2 (1 - \xi) + \frac{2 \rho h_0}{V_2^2} - \frac{C_p \mu^2}{(1 - \omega)^2} \right] \text{ dir.} \quad (26)$$

$$\text{Burada, } \mu = \frac{V_G (1 - \omega)}{V_2},$$

h_2 ise jetin yükselme miktarıdır.

Diğer taraftan sevk verimi:

$$\eta_D = \frac{R \cdot V_G}{P_e} \quad (27)$$

şeklinde tanımlanır. Burada P_e 'nin değeri yerine yazılırsa,

$$\eta_D = \eta_p \cdot \eta_r \cdot \frac{1 - t}{1 - \omega} \frac{2 \cdot \mu \cdot (1 - \mu)}{1 + \varphi - \mu(1 - \xi)^2 + \frac{2 \cdot g \cdot h_2}{V_2^2} - \frac{C_p \cdot \mu^2}{(1 - \omega)^2}} \quad (28)$$

bağıntısı bulunur. Bu bağıntı yardımı ile aşağıdaki sonuçlara varılabilir[10].

a - Emme katsayısı olan t faktörü olabildiğince az alınmalıdır. Birçok gemide jetin meydana getirdiği kaldırma kuvveti “ t ”yi azaltma eğilimi gösterir.

b - Girişin arka kısmındaki alanların yüksek basınç bölgelerinde avantaj sağlaması oldukça önemlidir.

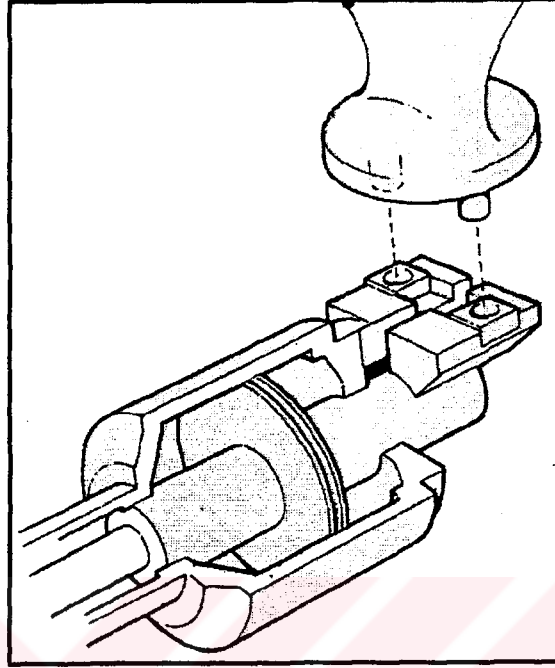
c - Kaldırma kuvvetinin ek dirence neden olduğu gemilerde bu kaldırma karşılanmalıdır. Bu da jetin hafif olarak yukarı kaldırılmasıyla yapılır. Tabii ki bu, jet üreticisiyle çok sıkı işbirliğine gidilmesiyle, yapılabilir. Bu yönde çalışma için ayrıca giriş alt arka kısmı kademelendirilebilir. Bu önlemler sadece kayıcı tekneler için gerçekleştirilebilir.

2.2. DEĞİŞKEN ADIMLI (PİTCH KONTROLLÜ) PERVANE (CPP)

Değişken adimli (Piç kontrollü) pervaneler son yıllarda kullanımı giderek yaygınlaşan ve pervane göbeğine yerleştirilen hidrolik bir donanım yardımıyla kanatlarının şaft eksenine yaptığı açı, ileriye ve geriye doğru, değiştirilebilen tiplerdir(Şekil 2.13). Kanat açısı değiştiğinde adım (pitch) da değiştiğinden değişken adimli(pitch kontrollü) pervane diye adlandırılırlar[27].

Değişken adimli pervaneye donatılmış gemilerde, hem ana makine hem de pervane, sürekli olarak buldukları koşullara en uygun olacak şekilde saptanmış, belirli bir hızda çalışırlar. Sabit pervaneli gemilerde, geminin hızı devri (torna) değiştirmekle düzenlenirken, bu sistemde pervane hep aynı sabit devirde döndüğünden, geminin hızı, kanat açısını, dolayısıyla pervane adımını değiştirmekle düzenlenir.

İleri (ya da geri) çalışmakta olan değişken adimli (pitch kontrollü) pervanenin kanatları şaft eksenine dik duruma, bir başka deyişle kanat açıları sıfıra, getirilirse, pervane sabit devirde dönmesini sürdürmekle birlikte, kanatlar bu konumda suyu geminin kıçına (yada başına) doğru itemeyecek ve herhangi bir itme kuvveti de oluşmayacaktır. Bu durum sabit kanatlı bir geminin makine stop komutuyla eş anlamlıdır. Ancak bu gemilerde manevra sırasında makine stop komutu verildiğinde, pervane adımı sıfıra alınca bile, gerçekte makinanın durmadığı, çalışmakta olduğu ve pervanenin de dönüşünün sürdüğü unutulmamalıdır[28].



Şekil 2.13 : CPP temel prensibi.

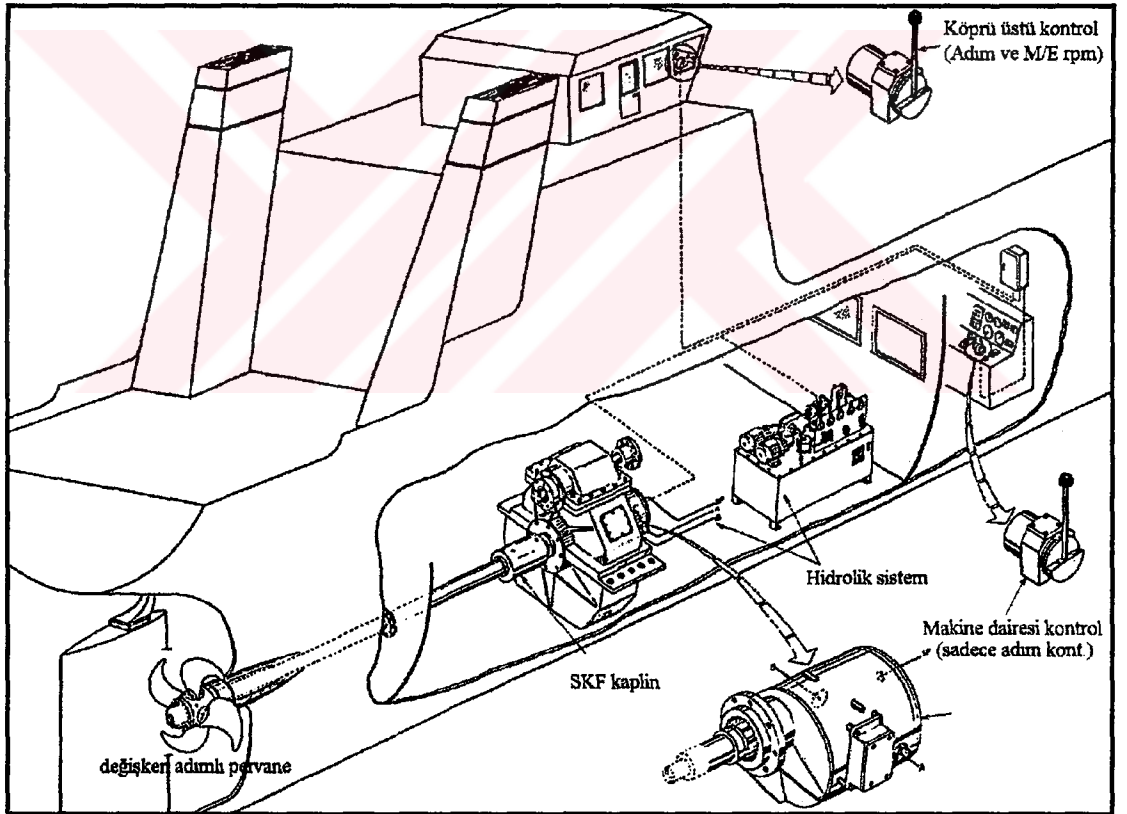
Değişken adımlı gemilerde pervaneler, ileride olsun tornistanda olsun hep aynı yöne doğru dönmektedir. Bu gemilerde ,ileriye çalışan bir pervanenin tornistana çalışması için, kanatların şafta göre olan konumları değiştirilmelidir. Tornistandaki hız basamakları pervane ile çalışırken olduğu gibi, yine kanat açıları yardımıyla adım(pitch)'in değiştirilmesi ile sağlanır. Özetle değişken adımlı pervaneler, dönüş yönlerini değiştirmeksizin sevk yönünü değiştirebilen pervanelerdir. Başka bir deyişle, ileri veya tornistandan da pervane dönüş yönü hiç değişmez, hep aynı kalır; pervanenin ileri veya tornistanda çalışması, dönüş yönünün değil, kanat konumlarının değiştirilmesiyle oluşturulur[27].

Değişken adımlı pervaneler, dönüş yönünü değiştirmeden sevk yönünü değiştirebilmeleri, nedeni ile tek dönüş yönlü olan buhar ve gaz türbünlü makineler oldukça uygun düşmektedir. Bu tip makineler için değişken adımlı pervaneler çok daha elverişli olmakla beraber tüm diğer makinelerde de kullanılabilir.

Sabit pervaneli gemilere göre, hem ilk yapım giderleri hemde arızalandıkları zaman onarım giderleri oldukça yüksek olan, değişken adımlı pervanelerin giderek yaygınlaşması diğer bazı üstünlüklerinden ötürüdür. Bu pervane makineye en yüksek verim alınacak şekilde uygun bir hızda çalıştırma olanağı verdiği gibi, denizli havalarda da en yüksek verimin elde edilebileceği şekilde ayarlanabilmektedir. Değişik yüklerde de sabit devirde dönebilmeleri, ana makinayı her zaman en verimli bir şekilde çalıştırma imkanı verebilmektedir.

Değişken adımlı bir pervane sistemi aşağıdaki parçalardan oluşmaktadır[30].

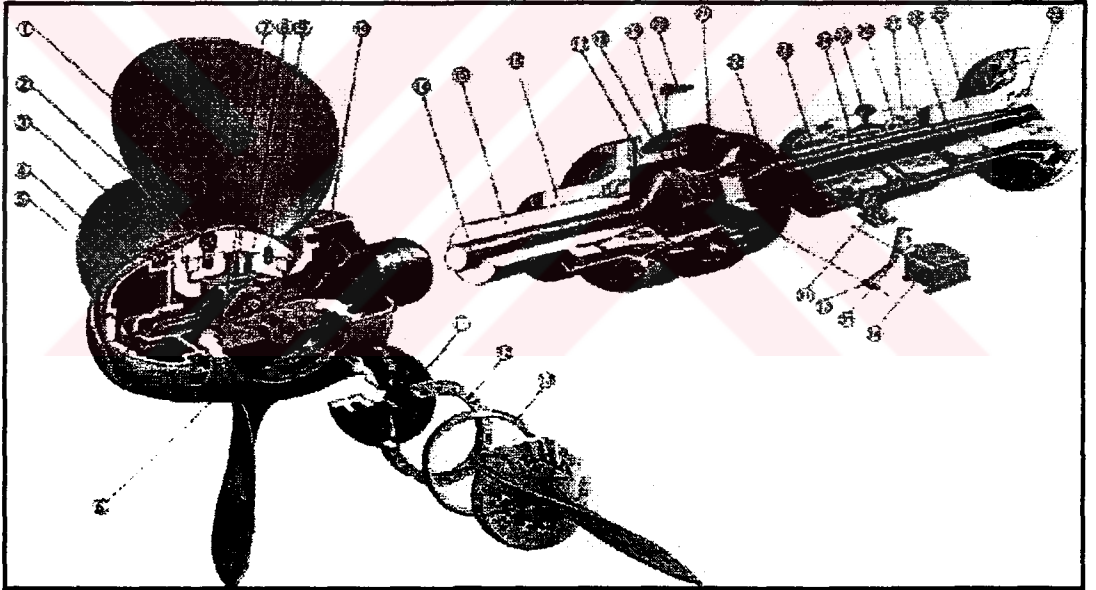
- a) Tam yol geriden tam yol ileriye ayarlanabilen kanatlı pervane göbeği,(hub)
- b) Yağ dağıtım kutulu pervane şaftı,



c) hidrolik sistem,

d) uzaktan kumanda sistemi(Şekil 2.14),

Yukarıdakilere ilave olarak, çeşitli kontrol cihazları, otomatik yük kontrolü, kontrol kolu (joystik kontrol), yakıt ekonomi kontrolü gibi gemi donanımları da sayılabilir. Şekil 2.15-2.16'de bir değişken adımlı pervane(CPP) görülmektedir. Kısaca CPP diye adlandırılan bu sistem esas olarak basit bir kanat donanımı olarak tanımlanabilir. Sistem gemi tekne kısmının içerisindeki bir hidrolik servomotor tarafından çalıştırılır. Bu nedenle düşük bir maliyete sahiptir. Gemiye havuzlama ihtiyacı duymadan, hidrolik servo, kontrol valfleri gibi kısımların bakımları yapılabilir. Hem ekonomik hem teknik sebeplerden dolayı itme-çekme(Push-pull) rot prensibi büyük güçlerde daha az kullanıldığından daha caziptir[31].

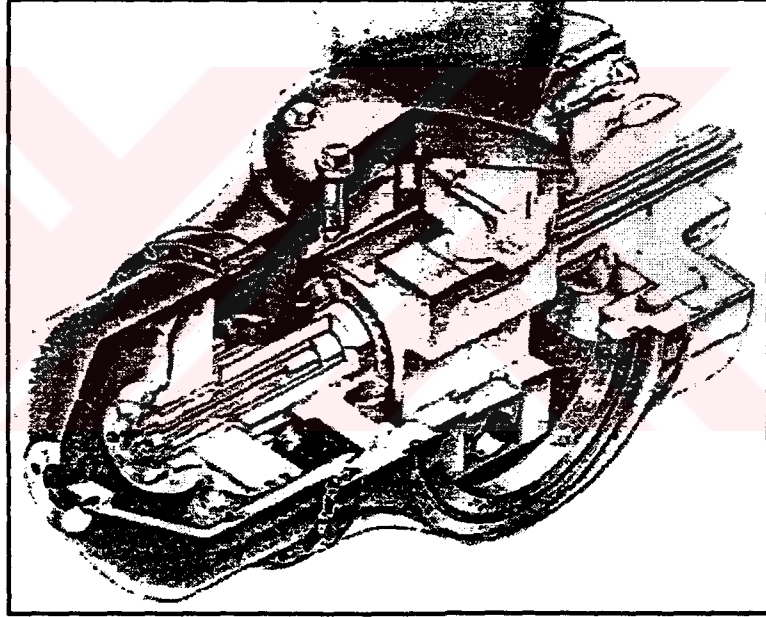


Şekil 2.15 : Servonun makine dairesinde olduğu CPP.

Büyük gemilerde, CPP'nin en yaygın kullanılan çeşidi, pervane göbeğinde hidrolik servo motoru içeren adım mekanizmasıolanıdır. Bu çözüm ile, servomotorun işletilmesi için gerekli yüksek basınçlı yağ şaft üzerine yerleştirilmiş yağ dağıtım kutusu yolu ile pervane şaftının

Bir çok CPP ters yöne dönebilir. Bunlar kanatlara 55-60 derece açı verebilecek piston strokuna sahiptir. Bu sayede gemi makinanın tam yükünde, tam yol geriden tam yol ileriye kadar hareket edebilir. Uzun stroklu pervane göbekleri de vardır. Bunlarda kanatlar 110-120 derece açıyla hareket edebilir. Bu özellik, değişik tip kanatlı gemilerde pervaneden kaynaklanan sürtünmenin azaltılması istendiği zaman önem kazanır[29].

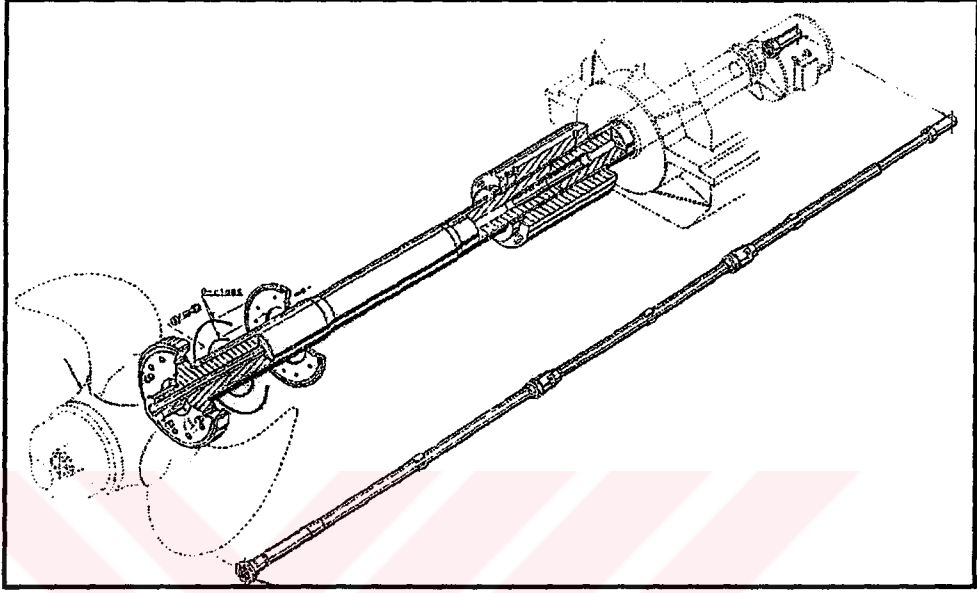
Adım ayarı için gerekli yüksek basınçtaki yağ akışı pervane şaftından mekanik olarak hareket alan veya elektrik motoruyla çevrilen hidrolik bir pompa tarafından sağlanır. Bir çok gemide her iki pompa da, ana makinanın hareketinden hem önce hem de sonra, pervane adımlarının ayarlanmasını sağlamak için donatılmıştır.



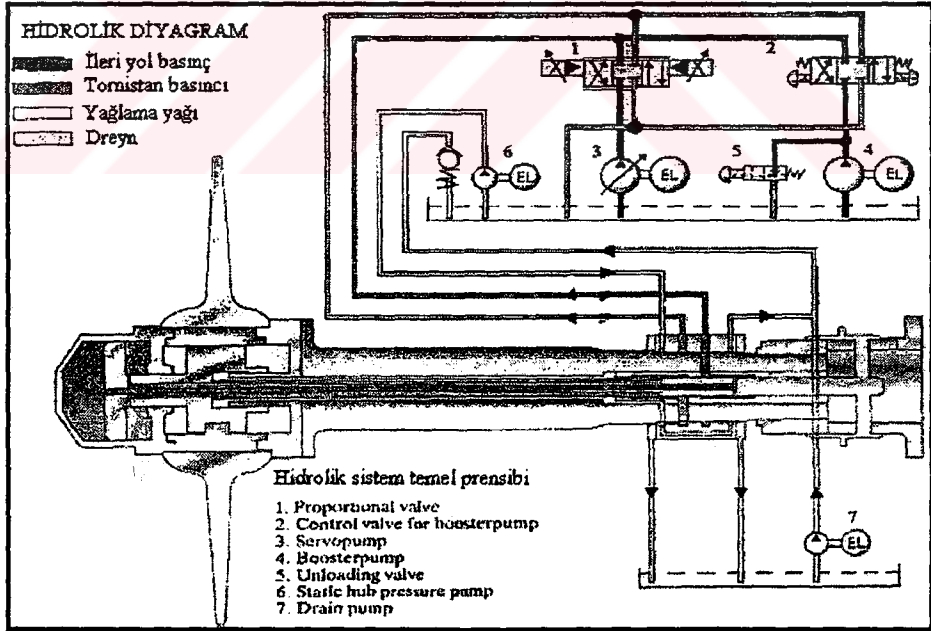
Şekil 2.18 : Servonun göbekte olduğu CPP'nin kesiti.

Pervanenin emniyetle çalıştırılması için CPP sistemine her zaman köprü üstünden bir kumanda sistemi yerleştirilir. Pnömatik, elektrik veya elektronik olabilen kontrol sistemleri mevcuttur. Şekil 2.20'de modern bir kontrol sistemi görülmektedir. Gerçekte her zaman kombine bir şekilde mevcut olan kontrol çeşitleri vardır. Yani pervane adımlarını uygun

değere getiren cihaz ve tam yol ileriden tam yol geriye kadar olan şaft devri tek bir kontrol kolundan idare edilebilir. Bu kontrol sistemi yakıt ekonomisi de sağlamaktadır[32].



Şekil 2.19 : Servonun göbekte olduğu CPP'nin açılımı.

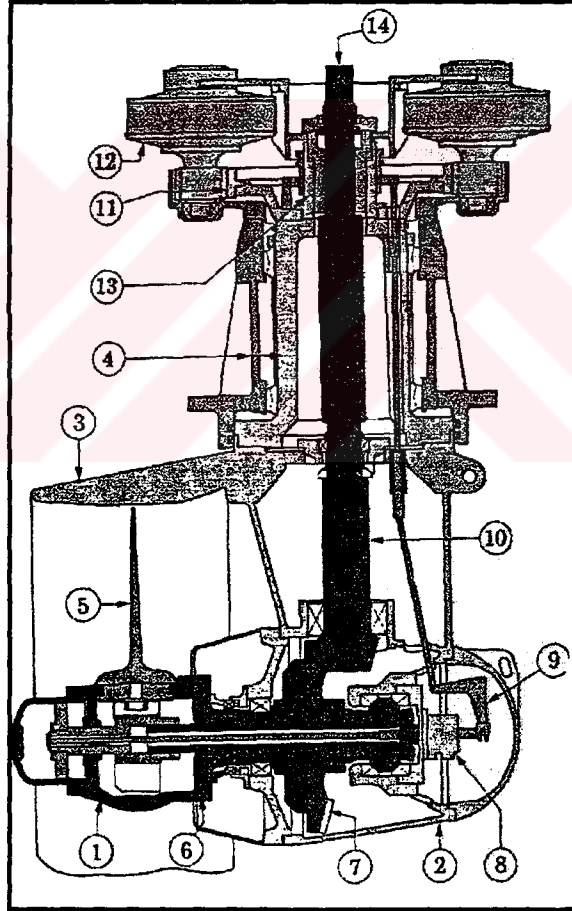


Şekil 2.20 : Hidrolik sistem temel prensibi.

2.3. İTİŞİ DÖNEBİLİR SEVK SİSTEMİ

İtişi dönebilir sevk sisteminin belli başlı elemanları şunlardır.

- 1 . Pervane göbeği
- 2 . Dişli mahalli
- 3 . Nozul
- 4 . Sistemi çeviren ünite
- 5 . Pervane kanatları



Şekil 2.21 : İtişi dönebilirin görünüşü.

- 6 . Pervane şaftı
- 7 . Ana dişli çarkı
- 8 . Yağ dağıtım kutusu
- 9 . Geri besleme sistemi
- 10 . Döndürücü şaftı
- 11 . Dişli çark
- 12 . Hidrolik motor
- 13 . Yağ dağıtma manşonu
- 14 . Dikey şaft(Şekil 2.21).

İtişi dönebilir sevk sisteminin ana parçalarını ise dümen dişlisi, nozul ve pervane ünitesi oluşturmaktadır[33].

a . Pervane ünitesi

Pervane ünitesi, pervane göbeği(1), nozul(3) ile dişli donanımı(2) ve sistemi döndüren ünite(4)'den ibarettir.

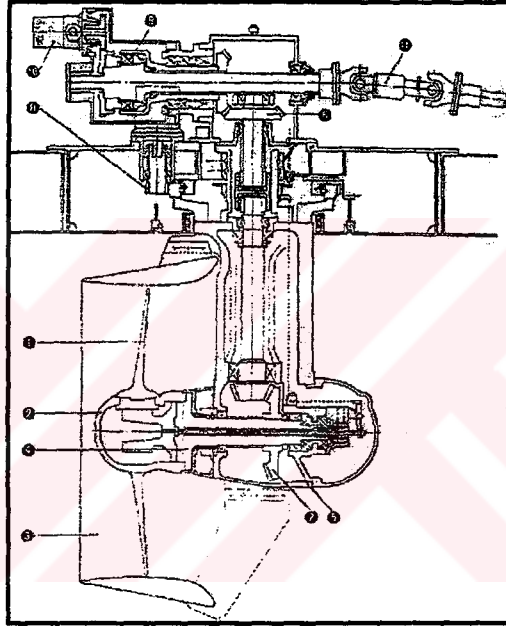
Göbek, hidrolik olan servomotoru ile ayarlanan değişken adım kontrollü pervane kanadına sahiptir. Dişli donanım(2) bölgesi kendi yatakları ile pervane şaftını içinde bulundurur. Pervane şaftı ana dişli çarkını(7) taşır. Ön kısma bir yağ dağıtma kutusu(8) monte edilmiştir. Değişken adım geri beslemesini sağlayan bir mekanik iletim sistemi(9) vardır. Dişli donanımı ana destek, pinyon dişlisi ve yatakları ile döndürücü şaftın giriş kısmını içerir. Destek flanşı sistem çevirme ünitesinde(4) dümen şaftı ile bağlantılıdır. Dümen şaftı, pervanenin itme gücünü tekneye ileten ve itişi döndürülebilir sistemi taşıyan döner yataklara sahiptir. Yatak mahalli tekne yapısında bulunan bir flanşa bağlanmıştır[33].

Pervane nozulu(3) kanat ucu tipinde paslanmaz çelik halka şeklinde üretilmektedir. Nozul, ana destek flanşı ve iki ayrı destek ile dişli donanımına monte edilmiştir. İsteğe bağlı olarak nozulsuz itişi döndürülebilir sistemler de yapılabilir.

b . Dümen dişlisi

Dümen dişlisi, dümen şaftının üst kısmında donatılmış bir dişli çarkını ve pinyonlu iki döner hidrolik motoru ihtiva eder. Değişken adımlı kontrol için, bir yağ dağıtım kutusu(13) dümen şaftına yerleştirilmiştir. Pervane ünitesindeki döndürme şaftı (10), dümen dişlisinde yataklanmış bulunan bir dikey şaft(14) ile bağlantılıdır.

2.3.1. İtişi Dönebilir Sevk Sisteminin Kullanıldığı Yerler

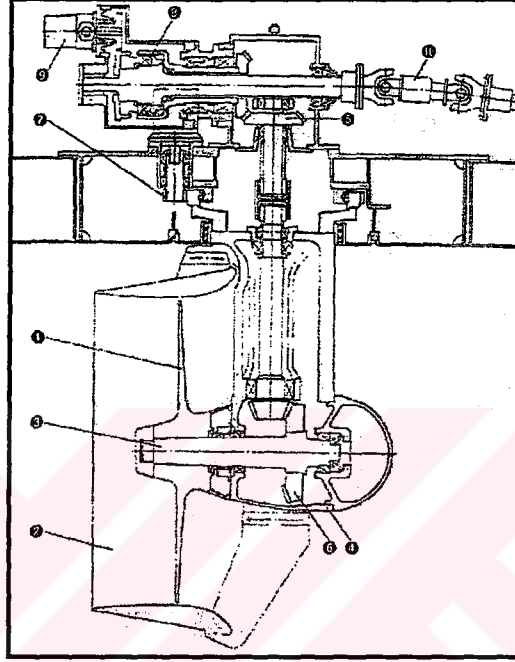


Şekil 2.22 : Değişken adımlı itiş dönebilir[34].

Dönel bir yüzey olarak pervaneyi çevreleyen nozul, gemicilikte başlıca iki farklı hal için kullanılmaktadır(Şekil 2.22-2.23)[33]:

- 1 . Kullanılan pervaneler ağır yüklü ve sınırlı bir çapta olup, bu durumda nozul, pervaneye giren suyun hızını arttırmakta ve kendisinde pozitif bir itme kuvveti doğurmaktadır. Romorkörlerde, ağ çeken gemilerde ve büyük ticaret gemilerinde kullanılmaktadır.

- 2 . Pervane kavitasyonunun önlenmesi veya pervane gürültüsünün azaltılması gerekli olan durumlarda da kullanılabilir.
- 3 . Gemi baş tarafında manevra hakimiyetini sağlamak için kullanılmaktadır(Şekil 2.24)



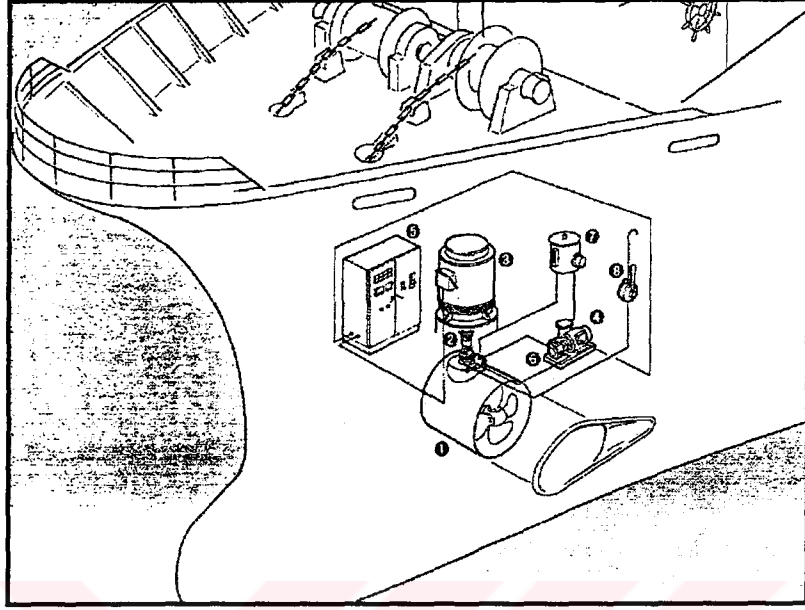
Şekil 2.23 : Sabit adımlı itişli dönebilir.

2.3.2. Yerleştirme Metodları

2.3.2.1. Rıhtımda Yerleştirme

Tek tekneli gemilerde itişli dönebilir sevk sistemlerinin yerleştirilmesi normal olarak kızaktan inmeden önce yapılır. Dümen dişlisi, hidrolikler ve kontrol kısımları tekne yapısının ilk merhalelerinde yerleştirilir.

Konteynere monte edilmiş itişli döndürülebilir sevk sistemi iç kısmından gemiye yerleştirilir. Konteynerin oturma aksamı yüzen teknelerde donatabilmek veya tekrar kaldırılabilmek için sevk sistemleri uygun ağırlıkta olmalıdır[33].



Şekil 2.24[35]

2.3.2.2. Yüzey Durumda İyi Bir Yerleştirme Metodu

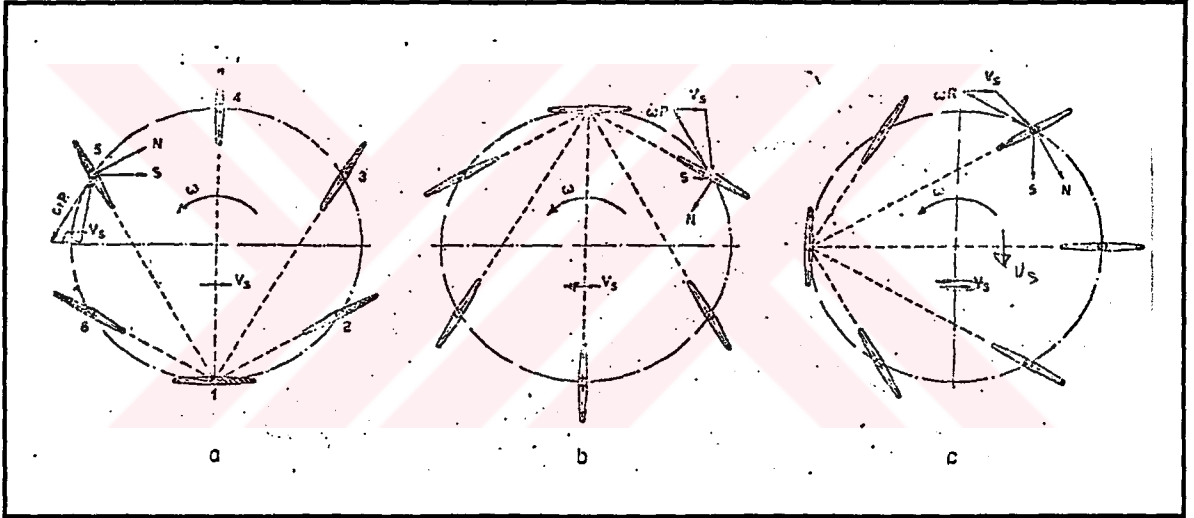
Bu metot inşa havuzlarında yerleştirilemeyen sevk sistemlerinin bulunduğu yarı batmış platformlar için kullanılır. Pervane ünitesi sevk sistemi oturma aksamının alt ve üst parçalarına yerleştirilmeden önce kapaklar kullanılarak sızdırmazlığı sağlanır. Dümen dişlisi, döndürücü şaft ve kaplin kullanıldıktan sonra, pervane ünitesi yerleştirilmeden önce hidrolik ve kontrol fonksiyonları test edilir. Sevk sistemi oturma aksamı kapak levhası, dümen dişlisi için dayanak olarak kullanılır. Aynı anda çalıştırma motoru test edilir.

Pervane ünitesi normal olarak platform güvertesinde alçaltılır ve halatlarla kaldırılarak (askıda tutularak) sevk sistemi oturma yüzeyine yerleştirilir. Dalgıçlar ise operasyona nezaret eder ve sadece bağlar yada çözerler. Ünite su geçirmez bağlantı ile dubaya civatalandıktan sonra (monte edildikten), dümen dişlisi ve döndürücü şaft donatılır. Yapılan tecrübeler sonucunda yerleştirme süresi en fazla 1,5 gündür.

2.4. DÜŞEY EKSENLİ PERVANELER

2.4.1. Kirsten-Boeing Pervaneleri

Bu pervaneler düşey eksen etrafında dönebilen tipte pervanelerden olup, hareketi nedeni ile suda oluşan direnç karşı gelen bir itme kuvveti hasil eden bir sevk mekanizmasıdır. Şekil (2.25)'de görüldüğü üzere bu tip pervaneler Şakuli bir eksen etrafında dönen bir diskin etrafına konmuş bir takım simetrik kesitli kanatlardan ibaret olup, bu kanatlar dişliler vasıtasıyla o şekilde bağlı bir hareket yaparlar ki disk çevresi üzerinde tam bir devir yapan kanat kendi eksenini etrafında ancak yarım devir döner. Bu tip pervanelerin gemilere takılabilmesi için gemi karinesinin düz olması gerekmektedir[1].



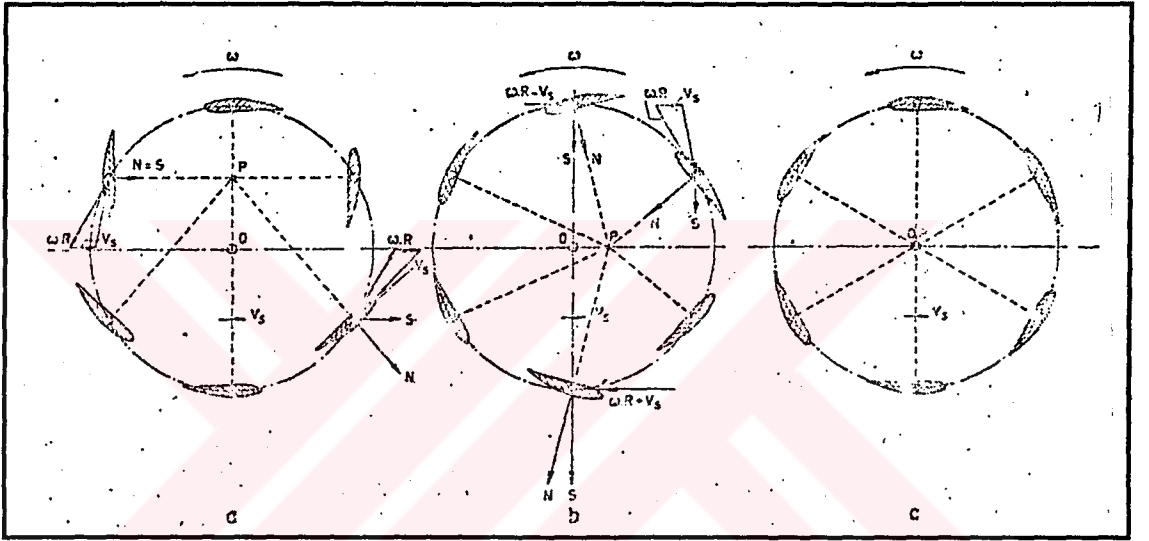
Şekil 2.25 Kirsten-Boeing Pervaneleri

Şekil (2.25)a'da ilerleme istikametinde itme kuvvetinin ne şekilde sağlandığı görülmektedir. Her bir kanatta itme kuvveti sıfırdan azami değerini alacak şekilde değişir, yani 1 konumundan geçen bir kanat sıfır itmesini yaptığı halde 4 konumundan geçen kanat azami itmeyi temin eder. Bu tip pervanelerde kanatların başlangıç noktalarını değiştirmek suretiyle itme kuvvetinin de yönü değiştirilebilir. Böylece başlangıç noktası şekil (2.25)b durumuna getirildiği takdirde ilerleyen gemiye zıt yönde bir kuvvet tatbiki suretiyle tornistan

yaptırılır. Bunun yanında şekil (2.25)c durumunda ilerleme istikametine dik yönde bir kuvvet temini suretiyle teknenin kolaylıkla manevra yapabilmesi sağlanmış olur.

2.4.2. Voith-Schneider Pervaneleri

Bu pervaneler Kirsten-Beoing pervanelerine benzer. Bu tip, düşey eksen etrafında dönen bir diskin etrafına yerleştirilmiş bir takım düşey kanatlardan ibarettir. Kanatların kesidi hidrofoil şeklinde olup dönme ve öteleme hareketi doğururlar.



Şekil 2.26 : Voith-Schneider pervanesinin çalışma prensibi.

Bu kanatlar bağlı oldukları diskle birlikte bir devir yaptıkları takdirde kendi etraflarında da tam bir dönme yaparlar. Kanatların bu osilasyon hareketi özel bir dişli mekanizması ve teleskopik bir sistemle temin edilir. Bu tip pervanelerin şekil (2.26)'de görüldüğü üzere gemi kıçına monte edilebilmeleri için düz bir yer gereklidir. Şekil (2.26)'de gemi ileri hareketinde iken ilerleme yönünde bir T itme kuvveti elde edilir. \overline{OP} yarı çaplı daire çevresi üzerinde P noktasının gezdirilmesi suretiyle istenilen yönde T kuvvetinin temin edilmesi mümkün olur. Böylece bu pervanelere dümen takma lüzümü kalmaz. Manevra direkt olarak pervaneyle temin edilir. P noktasının yerine göre muayyen bir doğrultuda itme kuvveti meydana getirilir.

Ayrıca OP eksantritesinin miktarı değiştirilmek suretiyle T itme kuvvetinin büyüklüğü de azaltılıp, çoğaltılabilir. Eğer $\overline{OP}=0$ olursa yani P noktası O ile üst üste gelirse, pervane döndüğü halde hiç bir itme kuvveti doğmaz(Şekil 2.26). P noktasının radyal ve çevresel hareketi tek bir el hareketiyle köprü üstünden temin edilebilir. Bu tip pervaneler yüksek vasıfta manevra kabiliyeti istenilen gemilerde kullanılmaktadır. Bu sistemin bir tek kusuru çok komplike oluşu ve fazla ağırlığıdır. Ayrıca mekanik kayıpların çok olması, kanatların osilasyon hareketi yapması gibi sebeplerle pervane verimi uskur pervanelere nazaran daha azdır.



III . SEVK SİSTEMLERİNE AİT DENEYSEL VERİLER

3.1. Su jeti Deneyleri

Bir su jeti performansını hesaplayabilmek için istenilen doğruluk derecesine göre değişik yollar kullanılabilir. Ayrıca ekonomik sınırlamalar da projede bazı kısıtlamalara yol açar.

En kapsamlı deney programı tekne direnci, sevk direnci ve performans testlerinin yapıldığı serbest yüzeyli bir kavitasyon tüneline yapılır.

3.1.1. Direnç Deneyi

Performans tahminine güvenilir bir kaynak oluşturmak için model tekne önce bir çekme tankında test edilir. Bu test esnasında su jeti girişleri açık olmalı ancak model içeri giren suyu karşılamak için yüklenmelidir. Ayrıca model stabilizör gibi, omurga gibi takıntularla donanmalıdır. Aksi takdirde bu takıntıların etkisi esas geminin direncinin belirlenmesinde hesaba katılması gereklidir.

Tekne direncine ek olarak " C_p " (basınç katsayısı) girişin yerleştirildiği alan içinde ölçülmelidir. Eğer daha sonra sevk deneyi yapılacaksa ve gerçek gemide su jetini oluşturan elemanların önündeki hızın dağılımı ölçülerek bulunmalıdır.

3.1.2. Sevk Deneyleri

Sevk deneylerinin amacı, sevk sistemiyle tekne arasındaki etkileşimlerin açığa çıkarılmasıdır. Bu amaçla, jet üzerindeki potansiyel tekne akış alanı ve gemi tabanındaki basınç değişimlerinin tekne direncine etkisini gösteren emme katsayısı (t) araştırılır. Eğer su jeti modelleri ölçek farklarından doğacak önemli etkileri ortadan kaldıracak kadar büyük yapılırsa, o zaman tekne modelinin büyüklüğü sınırlayıcı bir unsur olabilir. Aynı zamanda modelin çok büyük olması da hem masrafları artırır, hem de model hızının sınırlanmasına neden olur.

Bu problemlerden kurtulmak için ortalama bir tekne modeli ve girişler doğru ölçeklenirse kaliteli üretilmiş jet modelleri yapılabilir. Bu durumda sevk deneylerinde tekne ile su jeti

arasındaki etkileşim bulunabilir. Aynı zamanda su jetinin performansı serbest yüzeyli bir kavitasyon tüneline daha büyük bir jet modeliyle ve gerçek kavitasyon durumları altında ölçülür. Bunun için aşağıdaki işlemler yapılabilir.

a - Gerçek model tekne hızına (Froude sayısı) ulaşıncaya kadar model pompalara verilen güç artırılır. Bu durumda jetteki debi ölçülür.

b - Debiye (Q) ve tekne altındaki hız dağılımına bağlı olarak h yüksekliği seçilen belirli bir b genişliğine bağlı olarak hesaplanır.

Buradan yola çıkarak ortalama giriş hızı, \bar{V}_1 ,

$$\bar{V}_1 = \frac{Q}{b \cdot h} \text{ 'den bulununabilir.} \quad (29)$$

Ve buradan, itme kuvvetine, F_1 ,

$$F_1 = \rho \cdot Q \left(\frac{Q}{A_1} - V_1 \right) \text{ 'den geçilir.} \quad (30)$$

daha sonra; emme katsayısı, t,

$$t = \frac{F_1 - (R_M - R_R)}{F_1} \quad (31)$$

bağıntısı ile bulunur ve t değerinin ölçeğe bağlı olarak değişmediği kabul edilir.

c - Gerçek geminin iz katsayısının (ω) bulunabilmesi için ilk önce tekne altındaki hız dağılımının kenar tabaka için bilinen kalınlık değişimlerinden yararlanılarak tesbit edilmesi gerekir[18].

Ana gemi için itme kuvveti:

$$F_1 = \frac{R_G}{1-t} = \rho_G \cdot Q_G \cdot \left(\frac{Q_G}{A_{2G}} - \frac{Q_G}{h_G \cdot b_G} \right) \quad (32)$$

Yukarıdaki formül için belirli bir (h) yüksekliği seçilerek ve tekne altında düzgün bir akış dağılımı olduğu kabul edilerek bir debi (Qs) hesaplanabilir.

Ana gemide gerçek akış hızı;

$$V_{IS} = \frac{Q_s}{h_s \cdot b_s} \quad (33)$$

$$W_s = \frac{V_s - V_{IS}}{V_s} \text{ dir.} \quad (34)$$

Buradanda, tekne verimi,

$$\eta_{HS} = \frac{1 - t}{1 - \omega_s} \quad (35)$$

elde edilir[19].

Su jeti elemanlarına gelen spesifik yük şu şekilde belirlenir:

$$C_T = \frac{F_{GM}}{\rho_M \cdot D_M^2 \cdot V_1^2} \quad (36)$$

Bu eşitliği aşadaki şekle dönüştürebiliriz.

$$C_T = \left[\frac{V_2}{V_{IMS}} \right]^2 \left[1 - \frac{V_2}{V_{IMS}} \right] \quad (37)$$

Bu eşitlik jet hızı ile giriş hızı arasındaki ilişkiyi belirlemeye yarar. Bu bağıntı kavitasyon tüneline daha büyük jet modeli ile yapılan testler için kullanılır.

Yukarıda bulunan ana gemideki debiye ve değişik model deneylerinden bulunan "iç kayıp faktörüne" ve direç deneylerinde bulunan "Cp" değerine dayanarak ana gemi için kavitasyon sayısı tayin edilir[10].

$$\vartheta_s = \frac{P_{atm} - P_b + H_1}{\frac{\rho}{2} \cdot V_{2S}^2 \cdot (1 + \phi) - H_1} \quad (38)$$

$$H_{P1} = \rho \frac{V_{1S}^2}{2} (1 - \xi) + \rho \frac{V_s^2}{2} C_p - h_{2S} \rho g \quad (39)$$

Burada,

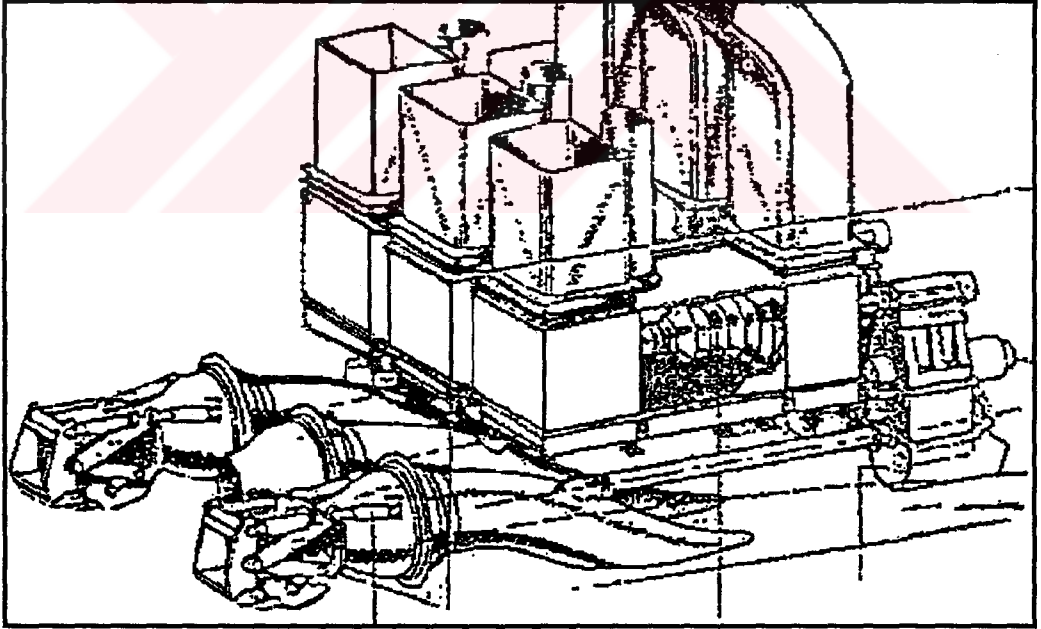
P_{atm} : Atmosfer basınç (N/m²)

P_b : Buharlaşma basıncı(N/m²)

3.2. Su Jetinin Uygulandığı Alanlar

3.2.1. Askeri Sahada Kullanımı

3.2.1.1. Küçük Ve Orta Büyüklükteki Askeri Teknelerde kullanımı



Şekil 3.1 : 3 Jetli makine görüntüsü

Sahil güvenlik gemileri genellikle çok yüksek hızda çalışma kapasitesine sahip olmasına rağmen düşük ve orta hızlar arasında da çalışabilecek şekilde dizayn edilirler.

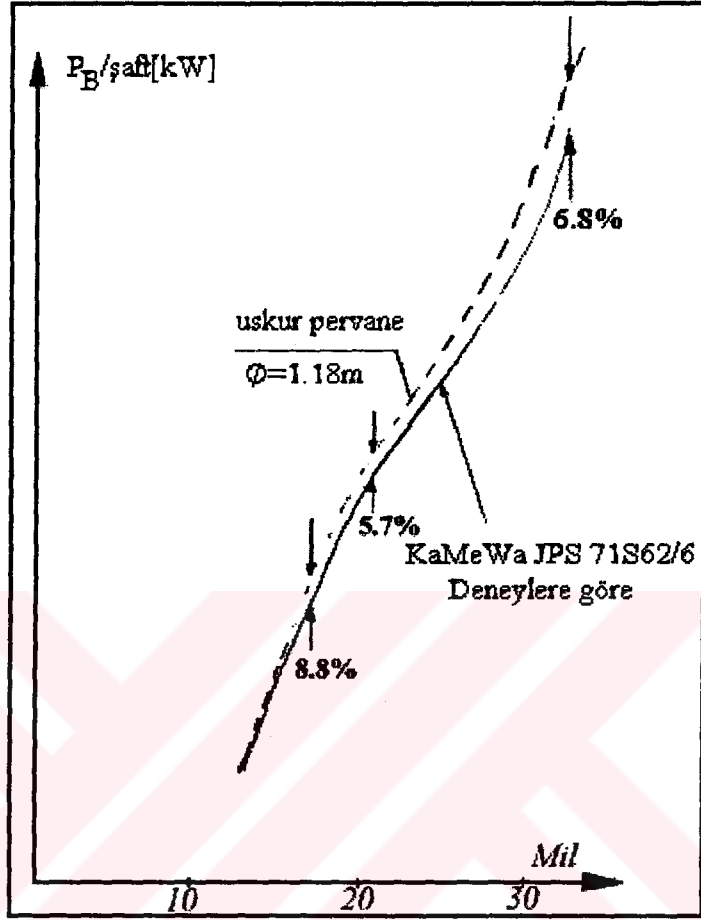
Eğer geminin en düşük hız ile en yüksek hız arasındaki fark çok büyükse genellikle 3'lü su jeti uygulamaları yapılır. Düşük hızda çalışma için gerekli güç, örneğin 15 knot, tornistan ve manevra donanımı olan ve diesel motordan tahrik alan iki yan jet tarafından sağlanır. Yüksek hız ise tekne ortasına yerleştirilen ve gaz türbinleri tarafından tahrik edilen manevra donanımı olmayan bir "ek jet" ile elde edilir[20].

Tekne ortasındaki ek jet gemide fazla yer işgal etmeyecek şekilde derli toplu ve düşük ağırlıklı olarak dizayn edilmiştir. Aynı zamanda gemi düşük hızda seyrederken yani ek jet çalışmazken neden olduğu direnç minimum seviyede kalır.

Kamewa Jetinin monte edildiği 230 tonluk bir tekne 1983'ten beri başarı ile çalışmaktadır. Merkezi ek jet 10200 kW güç çekmektedir ve sağladığı itme kuvveti bakımından dünyanın en güçlü su jetidir[20].

Su jetlerinin en önemli karakteristiklerinden birisi pompanın dönme hızı sabit tutulduğu zaman tekne hızındaki değişimlerin çekilen güce etkisinin az olmasıdır. Bu özellik jetlerin 15 knotta 2 shaft ve 45 knotta 3-shaft ile çalışması halinde tam güç çekmesini sağlar(Şekil 3.1).

Eğer normal seyir hızıyla yüksek hız arasındaki fark fazla değilse daha eşit güç dağılımı 3 shaftın çalışmasıyla sağlanabilir veya daha sık görüldüğü gibi bu tip durumlarda 2 jet kullanılır. Bu sistem 35 m'lik bir tekneye uygulanmıştır. Bu tekne MTU 16V 396 TB 94 tipi motorlardan tahrik alan 2 Kamewa su jeti ile donatılmıştır. Teknenin takıntısız olarak model testleri yapılmıştır. Ana geminin çalışması sırasında stabilizörlere küçük bir kanat ve tutyalar monte edilmiştir, daha sonra monte edilen bu takıntıların direncinin tekne direncine %8'lik bir ekleme yaptığı kabul edilmiştir(şekil 3.2).



Şekil 3.2 : 35m askeri bot'taki JPS ve FP karşılaştırılması

Bu deneyler, su jetinin özellikle savaş gemileri için çok önemli olan düşük hızda verimli bir çalışma sağladığını göstermiştir. 13 knotta sevk verimi $\eta_D = 0,51$ olarak ölçülmüştür.

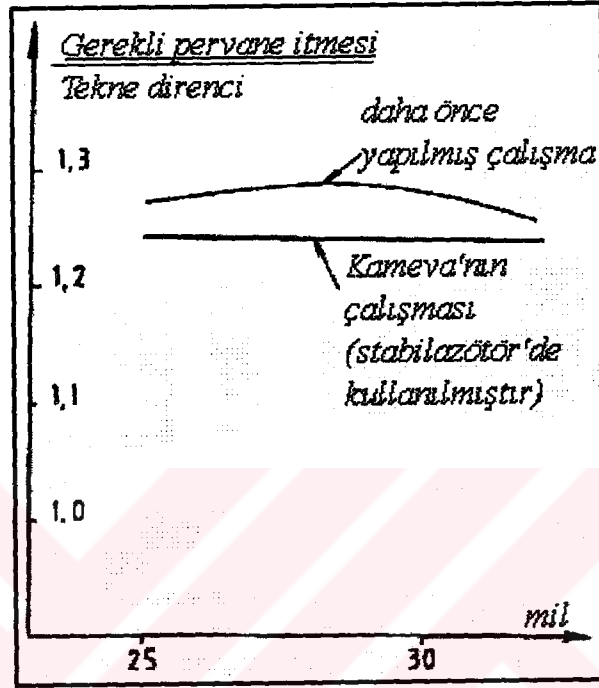
$$\eta_D = (R \cdot V_s) / P_e \quad (40)$$

Burada,

R: Jet takılmadan önceki tekne direnci

Pe: Deneylerle ölçülen impeller şaftında efektif güç

13 mil'de verimin % 51 olması su jetinin yakıt tüketimi bakımından düşük hızlarda bile sabit kanatlı pervaneyle yarışabildiğini göstermiştir.



Şekil 3.3

Bu teknede kullanılan ve yüksek hız için optimize edilmiş olan sabit kanatlı pervanenin çapı $D=1.18$ m ve kanat sayısı $z=3$ 'tür(şekil 3.2).

Pervaneler teknenin nominal deplasmanında yaklaşık olarak su jetiyle aynı dönüş hızında çalışacak şekilde dizayn edilmişlerdir.

Sabit kanatlı pervane kullanımının sağladığı düşük hız nedeniyle tekne direnci %3 kadar daha azalmıştır. Saftların, braketlerin ve dümenlerin eklenmesiyle tekne direncinin %7 kadar arttığı söylenebilir[20].

Tablo 3.1'deki değerlerden sabit kanatlı pervanenin tekne direncinden %24 daha fazla itme kuvveti verdiğini hesaplamak mümkündür.

Tablo 3.1 Aşağıdaki tabloda sabit Kanatlı Pervane İle Elde Edilen Sevk Faktörleri verilmiştir.

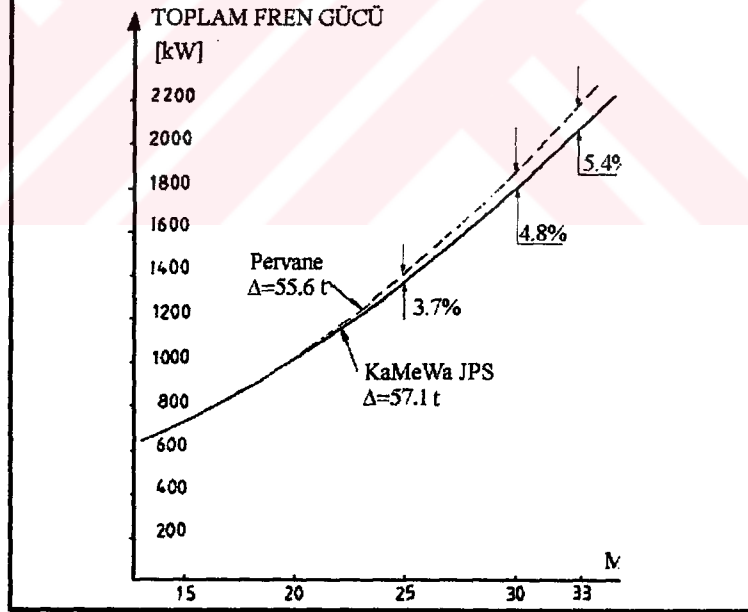
Hız (ml)	D	RR	t	w
13	0.577	0.953	0.082	-0.02
17	0.570	0.953	0.083	-0.03
22	0.600	0.950	0.073	-0.03
33	0.655	0.955	0.070	0.00

Kayıcı tekne $Lwl = 22.56$ m

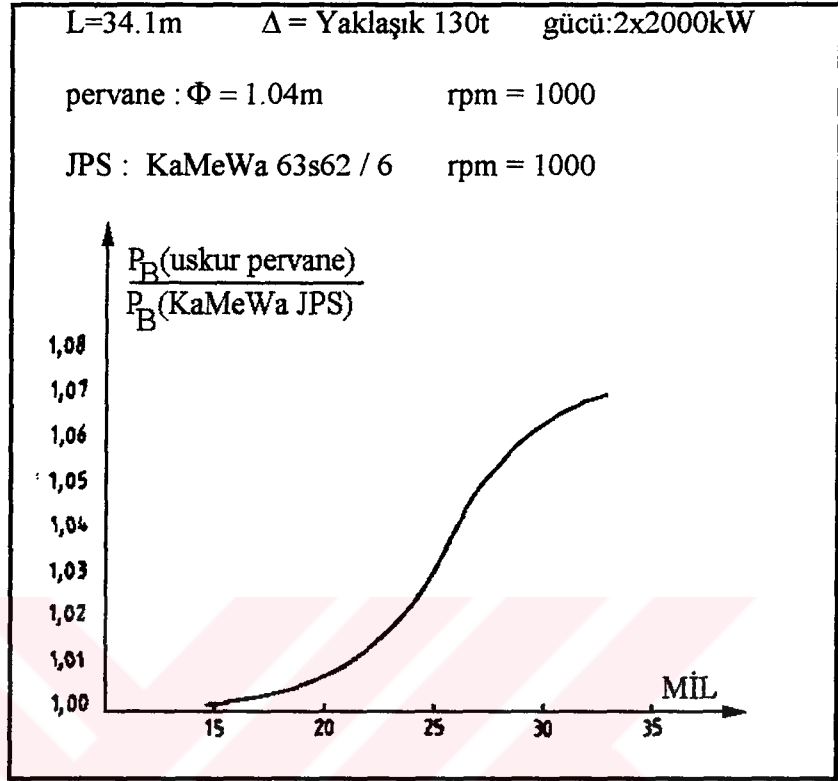
Çift pervane $=0.762$, Newton Roder SC pervane

Pervanenin devir sayısı :1455 d / d (2 x956kW)

Su jetinin devir sayısı :1180 d / d (2x956 kW)



Şekil 3.4 : 25m motoryat için su jetinin sabit kanatlı pervaneyle kıyaslanması



Şekil 3.5 : KaMeWa JPS, uskur pervane ile karşılaştırılması.

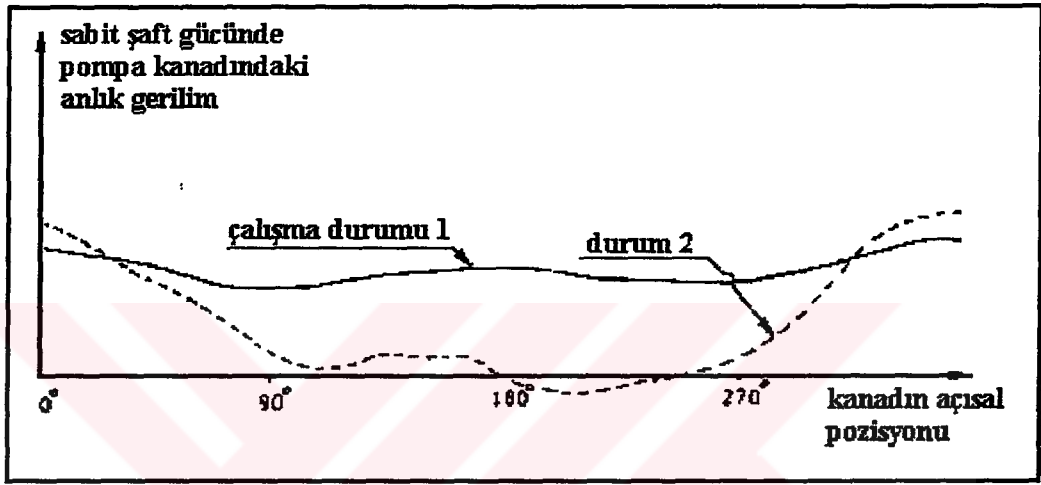
Şekil (3.3)'de yaklaşık 70 gemi üzerinde yapılmış deneylerle, Kamewa tarafından yapılan çalışmalar görülmektedir. Kamewa'nın yaptığı deneyde stabilizörler de kullanılmıştır.

Şekil (3.2)'te Kamewa-JPS'nin sabit kanatlı pervaneye tüm tekne hızlarında üstünlük sağladığı görülmektedir. Bu düşünce küçük ve hızlı gemiler için yapılan testlerle de kanıtlanmıştır(Şekil 3.4-3.5).

Hidro-Aküstik Gürültü:

Hidrodinamik gürültünün azalması için giriş dizaynının çok iyi yapılması gerekir. Bir kaviteasyon tüneline giriş için gerek yüklenme ve gerekse kaviteasyon durumları için test yapılabilir. Girişi terkeden, dolayısıyla pompaya gelen akış değişik çalışma durumları için detaylı olarak belirlenir. Akışların harmonik analizi bu harmonikler arasındaki manyetik

çekimleri gösterir. “İz”'lik harmonikler ilk önce aksel sırt yatağına daha sonra da aynalığa transfer edilirler. Böylece kanatlarda oluşan gürültüler ortaya çıkar. Birtek impeller kanadı tek başına düşünülecek olursa, bu kanadın girişe yaklaşan akıştan ne kadar etkilendiğini görmek mümkün olacaktır. Akıştaki düzensizliklerin kanatta titreşimler ile gürültüye neden olacağı açıktır.



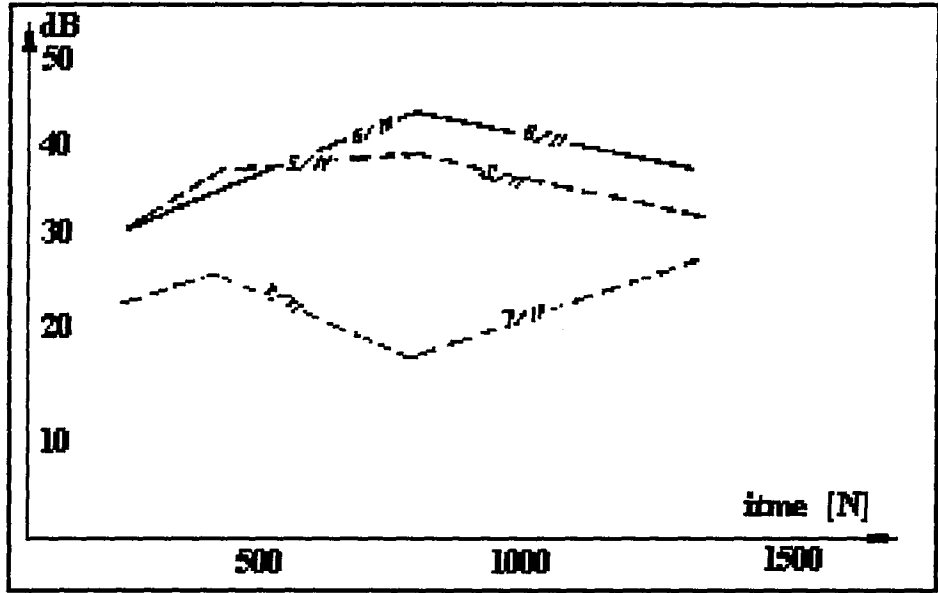
Şekil 3.6

Kamewa jet birimlerinin herbirinin lokal, tabii frekanslarına göre detaylı olarak analizleri yapılmıştır.

Dönen impellerden kaynaklanan basınç alanı pompa kutusunda ve giriş alanında (difüzörde) titreşimlere neden olacaktır. Bu titreşimlerin harmonik öğeleri ve dolayısıyla üretilen gürültü kanatlara gelen yükteki düzensiz değişimin sonuçlarıdır.

Giriş kanalının bu gürültüyü minimum seviyeye indirmek için sertleştirilmesi bir çaredir.

Kamewa'nın serbest yüzey kavitasyon tüneline su jeti modeli yardımı ile meydana gelen gürültü ölçülebilmektedir. Böylece giriş dizaynı ve diğer parametrelerin bu gürültüye olan etkisi belirlenmiş olmaktadır.



Şekil 3.7

Şekil (3.7)'de 5, 6, 7 kanatlı 3 değişik pompa dizaynının kıyaslanması yapılmıştır. Görüldüğü gibi 7 kanatlı dizayn gürültü bakımından çok uygundur. 6 ve 7 kanatlı impellerlerin arasındaki fark model jet üzerinde değil ana jet üzerinde yapılması planlanan deneylerle bulunabilecektir.

Pompa çarkı üzerindeki kavitasyon da gürültü için önemli bir kaynak oluşturabilir.

Kamewa'nın su jeti montajındaki hidrodinamik gürültü ile pervane montajındaki gürültü şu metodlarla saptanabilir.

- a - Kavitasyon tünelineki karşılaştırmalı ölçümler.
- b - Su jeti takılmış ana gemilerle, pervane ile çalışan benzer gemiler üzerindeki karşılaştırmalı ölçümler.

Bu çalışmalar hidroakustik gürültünün su jetinde 10 dB daha az olduğunu göstermiştir. Bu ölçümler düşük kavitasyon hızı için doğru olduğu gibi kavitasyon durumu için de doğrudur.

3.2.1.2 Büyük Askeri Teknelerde Kullanımı

75- 100 m'yi geçen gemilerde, 25-30 knotlık bir hız isteniyorsa 3'lü şaft montajı kullanılır. Bu üç şaft üzerindeki güç dağılımı daha önce küçük sahil güvenlik gemileri için söylediğimiz esaslar dahilindedir. Aynı büyüklükte 3 motor ve aynı büyüklükte 3 jet kullanmak avantajlıdır.

Bu kaniya İsveç Deniz Kuvvetleri için inşa edilmiş 4 korvette yapılan çok derin araştırmalar (Kamewa deniz laboratuvarındaki model deneyleri ve SSPA çekme tankındaki sevk deneyleri) neticesinde varılmıştır.

Genellikle 3000-4000 tonluk firkateynler büyük çaplı, yavaş dönüşlü piç kontrollü pervanelerle tahrik edilirler. Bu tip gemilerde su jetiyle çalışmada duyulacak güç ihtiyacı JPS'lerin daha önce küçük gemilerdeki uygulamalarından yararlanılarak bulunabilir[20].

Bu gemilerin ön dizayn aşamasındaki çalışmalar şu sonuçları vermiştir:

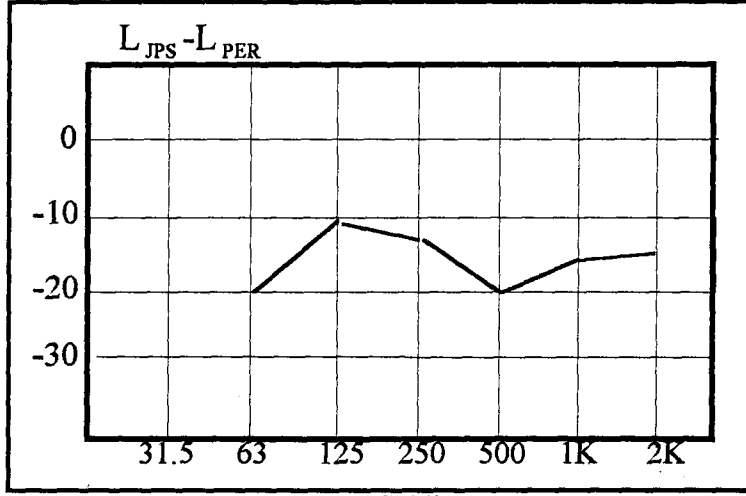
- a - Eğer su jeti minimum ağırlığa göre dizayn edilirse hıza bağlı olarak %5-10 arasında piç kontrollü pervaneden daha fazla güç ihtiyacı duyulacaktır. Toplam ıslak ağırlık iki alternatif için de hemen hemen aynıdır ve pompa dönüş hızı pervanenin dönüş hızından daha düşüktür.
- b - Eğer su jeti pervaneye aynı dönüş hızında çalışacak şekilde dizayn edilirse ihtiyaç duyulan güç gereksinimi farkı %0-5'lere kadar düşer. JPS'nin ağırlığı nedeniyle artan tekne direnci hesaba katılmaktadır.

BİR FIRKATEYN PROJESİ İÇİN HİDRO AKUSTİK GÜRÜLTÜ

Bir pervane ile su jetinin kıyaslanması amacı ile 15 knot hızda yapılan deney sonucunda aşağıdaki grafik elde edilmiştir.

Burada;

L- Spektrum seviyesi (dB re 1 PA) 1 m'de 1 Hz band kalınlığını gösterir.



Şekil 3.8

Bir fırkateyne su jeti takılmasının en önemli nedeni hidroakustik gürültünün azalmasıdır. Şekil (3.8)'de bir su jeti ile pervane arasındaki hidroakustik gürültü farkı görülmektedir.

Bu grafikten aşağıdaki metodla çıkarılmıştır.

- i . 15 knotta belirli bir itme değeri için değişken adımlı pervanenin neden olacağı gürültü, kanatların dizaynı esnasında belirlenmiştir.
- ii . Bir su jeti aynı itme değerinde pompa kanatlarının ucundaki hız ile pervane hızının aynı olacağı bir şekilde hazırlanmıştır.
- iii . Su jetindeki hidroakustik ses düzeyi 30 m'lik bir katamaran feribota takılan bir su jeti vasıtasıyla hesaplanmıştır. Ölçümler 15 knot jet hızında, ayrıca kanatların ucundaki hızda ve fırkateyndeki aynı kavitasyon sayısını verecek hızda yapılmıştır. Katamarana takılan su jeti fırkateyne takılan su jetinin $1/2.65$ 'i kadardır.
- iv . Hidroakustik gürültü dereceleri ölçek farkı hesaba katılarak fırkateyn için yeniden hesaplanmıştır.

Yukarıda bahsedilen üstünlüğün yanısıra, mükemmel manevra kabiliyeti ve çok uygun makina dairesi yerleşimi temin etmesi su jetinin fırkateynlerde ve buna benzer gemilerde kullanılmasına neden olmuştur[20].

3.2.1.3. DD 963 DESTROYERİNDE KULLANILAN ÇEŞİTLİ SİSTEMLERDE SEVK

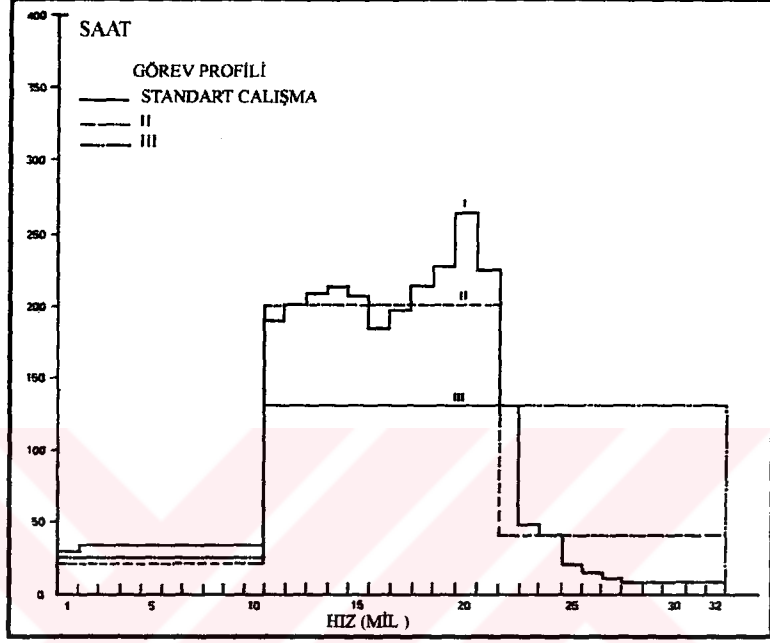
DD 963 tipi bir destroyerde yapılan incelemede gemiler günlük çalışma saatinin büyük bölümünde düşük hızda (10-20 mil) çalıştığından(Şekil 3.9) büyük bir oranda yakıt kaybı söz konusudur(tablo 4.2). Bu sorun sevk sistemine iki türbinin bağlandığı dişli sistemi bağlanarak (düşük hızlarda türbinün bir tanesini stop ederek) kısmen çözülmüşse de yine bir yakıt israfı söz konusudur. Şekil (3.10)'de LM 2500 türbinü için beygir gücü ve devir sayısının fonksiyonu olarak yakıt sarfiyatı görülmektedir[36].

Tablo 3.2:DD963 gemisinin yıllık görev süresive süratleri

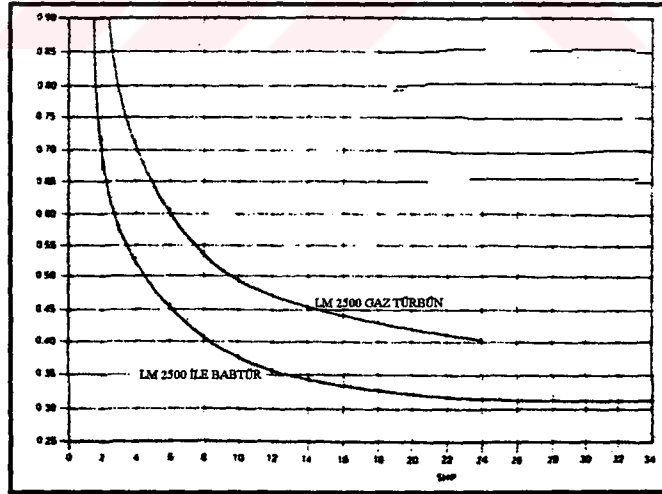
YILLIK ÇALIŞMA SAATI				YILLIK ÇALIŞMA SAATI			
MİL	1.DURUM	2.DURUM	3.DURUM	MİL	1.DURUM	2.DURUM	3.DURUM
0-10	357	200	270	21	225	200	130
11	189	"	130	22	129	200	"
12	201	"	"	23	45	40	"
13	210	"	"	24	39	"	"
14	213	"	"	25	21	"	"
15	204	"	"	26	15	"	"
16	183	"	"	27	12	"	"
17	198	"	"	28	9	"	"
18	216	"	"	29	9	"	"
19	231	"	"	30	9	"	"
20	267	200	130	31	9	"	"
				32	9	40	130

Diğer taraftan birçok alternatif sevk sistemlerinin DD 963 tipi bir gemide kullanılması ile yakıt tasarrufunda meydana gelen değişiklikler gösterilmiştir. Herman SCHLAPPI tarafından altı ayrı sistem oluşturularak deneyler gerçekleştirilmiştir. Bu sistemler şunlardır:

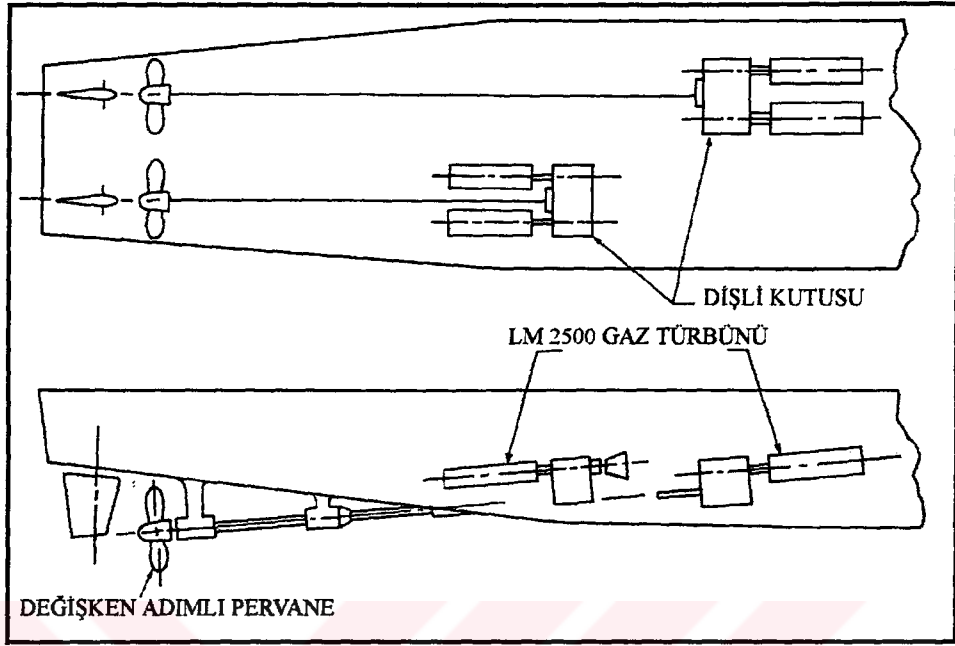
Sistem A : Sevk sistemi olarak kullanılan iki piç kontrollü pervanelerin herbirinde, bir yada iki adet LM 2500 tipi gaz türbün, dişli kutusu ile beraber kullanılmaktadır(Şekil 3.11). Bu sistemde DD 963'ün düşük hızlarda (0-20 mil) iki tür çalışma şekli vardır.



Şekil 3.9 : DD 963 destroyerinin görev durumu



Şekil 3.10 : LM 2500 türbünün spesifik yakıt sarfıyatı.



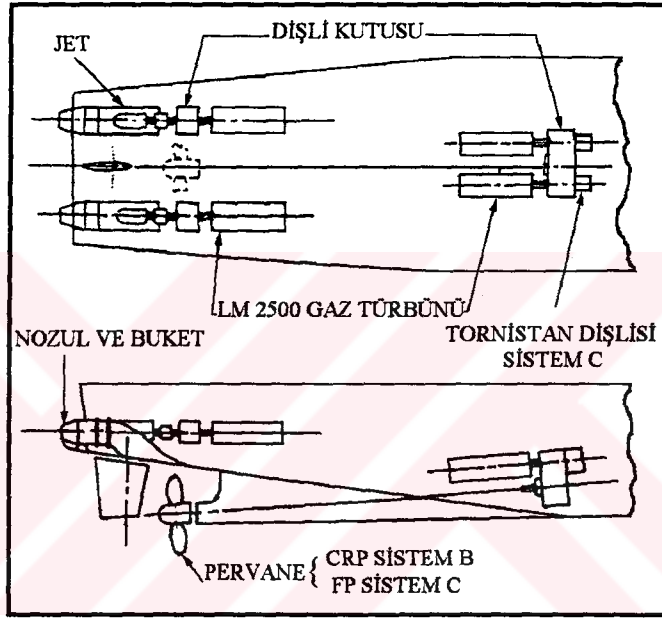
Şekil 3.12 : Sistem A

- a) İki türbünlü çalışma (İTÜRÇA) : Düşük güçlerde her iki şaftta da birer türbün vardır.
- b) Tek şaftla çalışma (TEŞAÇ) : Hareketli bir şaft üzerinden sağlanır, diğer şaft ise çalıştırılmaz.

Sistem B : Bu sistemde gemiyi düşük hızlarda çalıştırmak için bir pervane ve yüksek hızlarda çalıştırmak için ise iki jet kullanılmıştır. Şekil (3.13)'de görüldüğü gibi bu sistem iki adet LM 2500 türbünü tarafından kullanılan değişken adımlı pervane ve her biri tek LM 2500 türbünü tarafından çalıştırılan iki adet jet sevk sistemi ile donatılmıştır. Bu sistem oluşturulurken geminin çoğu zaman çalıştığı hız olan 10-20 mil arası bir hız göz önüne alınmış ve pervane tesbiti buna göre yapılmıştır. Su jetler ise en iyi etkiyi yapacak ve en iyi şekilde çalışacak üzere dizayn edilmiştir. Jetler, pervane dümen dairesinin bulunduğu alana ve pervanenin her iki yanına, yerleştirilmiş olup giriş kanalları maksimum hızda en yüksek

verimliliği sağlayacak şekilde dizayn edilmiştir. Jet giriş kanallarının (düşük hızla seyir yaparken) meydana getirdiği sürüklenme kaybını önlemek için giriş ağzına kapatılabilen kapaklar yerleştirilmiştir. Aynı zamanda bu kapaklar jetteki suyun boşaltılabilmesini sağlar ve sistemi korur[36].

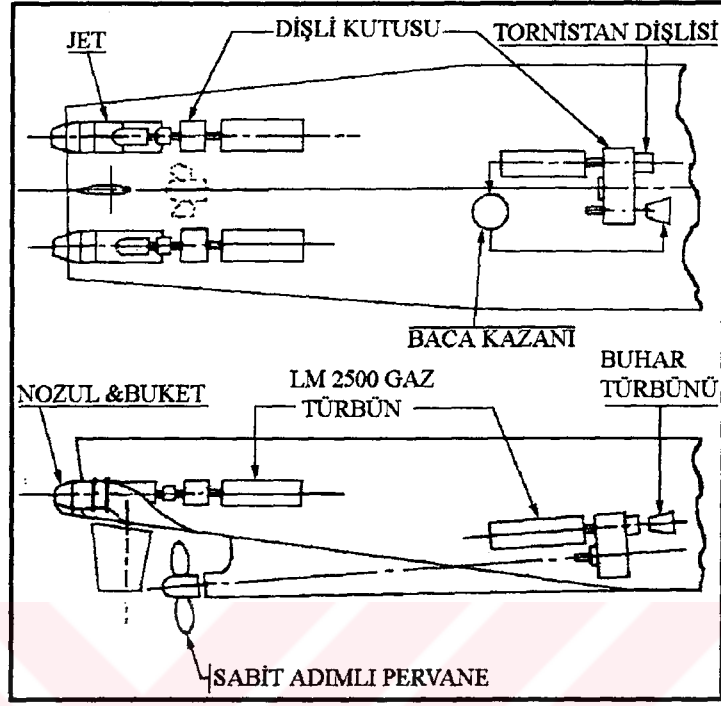
Sistem C : Sistem C, B'ye benzemektedir. Yalnız bu sistemin pervanesi sabit kanatlı pervanedir. Yani sistem tek pervane ve iki jetten oluşmaktadır(Şekil 3.13).



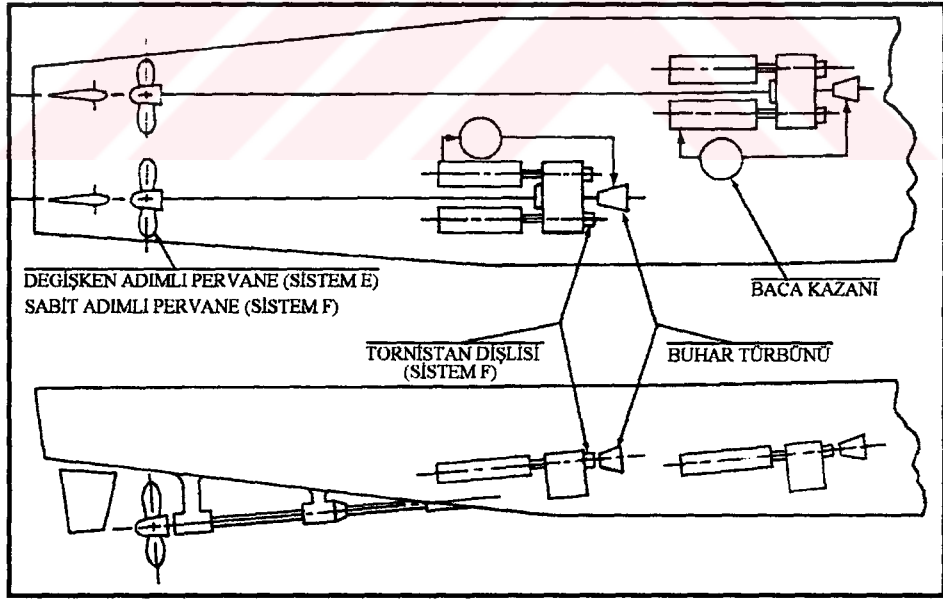
Şekil 3.13 : Sistem B ve C, pervane ve iki jet

Sistem D : Bir pervaneli olup pervane tahrik sistemi bir adet LM2500 türbinle bir adet baca kazanından elde edilen buharla çalışan buhar türbin'inden oluşmaktadır(Şekil 3.14). Ayrıca sistemde iki adet jet vardır. D,E ve F sistemlerinde amaç kayıp enerjiyi geri çevirmek olup, bunun için egzost gazından elde edilen buhar ile çalışan bir buhar türbünü sisteme ilave edilmiştir (BAPTÜR).

Sistem E : Her iki şaftta BAPTÜR'lü ikiz değişken adım kontrollü birer pervane vardır(Şekil 3.15).



Şekil 3.14 : Sistem D, yalnız sabit adım pervaneli babtür & iki jet.



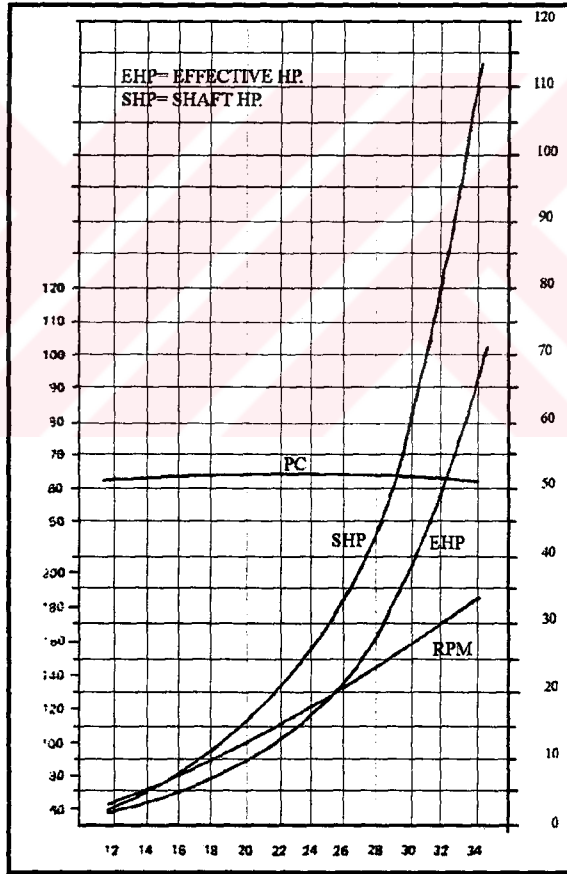
Şekil 3.15 : Sistem E ve F, her pervane babtürlü.

Sistem F : Her iki şaftta BAPTÜR'lü ikiz sabit birer pervane vardır(Şekil 3.15).

3.2.1.4. DD 963'de Kullanılan Sistemlerin Karşılaştırılması

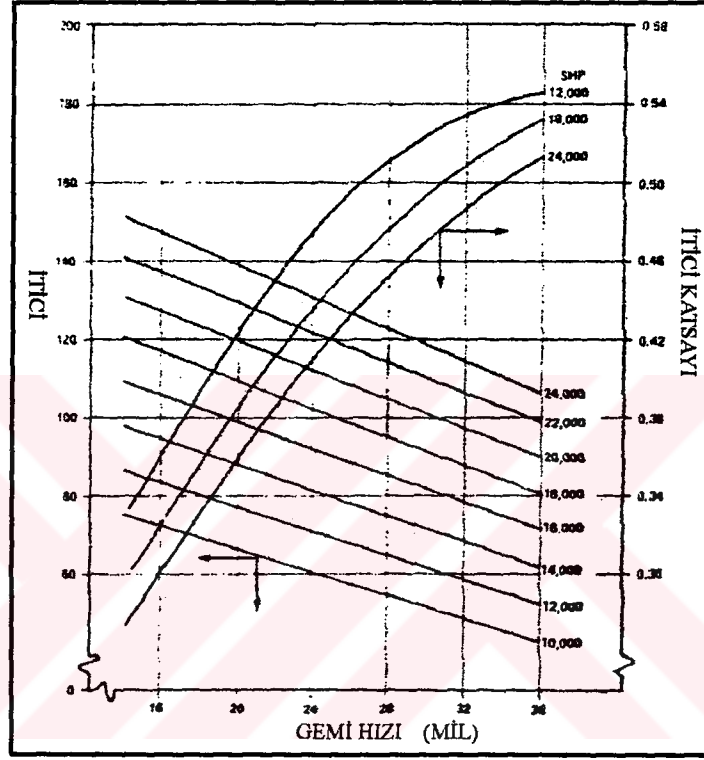
3.2.1.4.1. Yıllık Yakıt Tüketimi

Herman C. SCHLAPPI yukarıdaki sistemleri incelerken DD963'ye ait standart görev tablosundan (tablo3.2) yararlanmıştır. Bu tablo bir DD 963 tipi geminin yıllık yakıt tüketimini hesaplamak için kullanılmıştır. Sistem A ve B, tablo(3.2)'de gösterilen düzenlenmiş 3 görev çizelgesi çerçevesinde yüksek hızda iken gemilerin yüzde olarak sarfiyatındaki yakıt azalmayı hassas olarak analiz etmiştir[33].



Şekil 3.16 : DD 963'in devir, hız, güç bağlantıları.

Bütün sistemlerde sevk sisteminin ve yakıt ağırlığının aynı olduğu varsayılmıştır. Ağırlık ve hacimsel olarak karşılaştırma sırasında görüleceği gibi B,C ve D sistemlerinde jetlerin ağırlık ve hacminde olan önemli azalmalarnedeniyle gerçekte olan yakıt sarfiyatı hesaplanandan daha az olmalıdır.



Şekil 3.17 : jet performans eğrisi.

Şekil (3.10, 3.16 ve 3.17)'ten yararlanarak her bir sistem için yakıt tüketimi hesaplanmıştır. Tek uskur pervane ve iki jetli sistemlerin (sistem B,C ve D) endike gücünün her durumda aynı olduğu varsayılmıştır. İki değişken adım kontrollü ile tek değişken adım kontrollü ve iki jetli sistemlerde ilgili olarak yapılan örnek hesaplamalar tablo (3.3 ve 3.5)'te gösterilmiştir[33].

Yıllık yakıt tüketimindeki azalma sistem A için % 6 iken, sistem D de % 45'e kadar çıkmaktadır. Sistem B'de kullanılan çift su jetinde değişken kontrollü pervaneler kullanılarak

%23 oranında bir yakıt tasarrufu sağlamıştır. Sabit tip pervaneyle ise değişim % 27 oranında bir yakıt tasarrufu sağlar ve bu da oldukça büyük bir yakıt tasarrufu demektir.

Tablo 3.3 : Sistem A'nın yıllık yakıt sarfıyatı

	SAAT/	TOPLAM	HERBİR PERVANE				SAAT/	TOPLAM	HERBİR PERVANE		
	YIL	EHP	EHP	SHP	TON/YIL		YIL	EHP	EHP	SHP	TON/YIL
0-10	357	700	350	530	85	22	129	12700	6300	10000	288
11	189	1700	850	1290	108	23	45	14450	7200	11400	110
12	201	2170	1080	1700	153	24	39	16200	8100	12900	103
13	210	2790	1390	2400	202	25	21	18450	9200	14600	61
14	213	3410	1700	2700	218	26	15	20700	10000	15900	47
15	204	4240	2100	3300	240	27	12	24150	12000	19000	44
16	183	5070	2500	4000	229	28	9	27600	13800	22000	42
17	198	6100	3100	4900	282	29	9	33450	16700	26600	49
18	216	7140	3600	5800	341	30	9	39300	19650	33400	58
19	231	8420	4200	6700	401	31	9	46150	23070	37200	60
20	267	9700	4800	7600	498	32	9	53000	26500	43400	72
21	225	11200	5600	8900	465						
						TOPLAM	3000				4156
TOPLAM YAKIT SARFIYATI : 8312 TONYIL											

Tablo 3.4 : Yıllık yakıt tüketiminin karşılaştırılması

SİSTEM	GÖREV PROFİLİ					
	1.STANDART		2. STANDART		3.STANDART	
	TON/Y	%	TON/Y	%	TON/Y	%
SİSTEM A	8.312		10.544			
İTÜRÇA	7.797	6	9.977	5	15.951	5
TEÇAŞ						
SİSTEM B	6.383	23	8.470	20	14.841	11
SİSTEM C	6.030	27				
SİSTEM D	4.594	45				
SİSTEM E	5.898	29				
SİSTEM E	5.574	33				

Tablo.(3.4)'in incelenmesinden anlaşılacağı gibi yakıt fiyatında oldukça büyük bir kazanç sağlanmaktadır. Ton başına yıllık yakıt maliyetini 350 \$ olarak kabul edilirse bir kuyruk şaft

operasyonunda maliyetlerin yıllık 180.000 \$'dan başlayarak en pahalı sistem olan D sisteminde 1.300.000\$' a kadar çıkacağını söyleyebiliriz.

Tablo 3.4

	USKUR PERVANE					JET NO:1			JET NO:2		
	EHP	SHP	TON/YIL	EHP	SHP	TON/YIL	EHP	SHP	TON/YIL		
0-10	357	660	660	1000	159						
11	189	1600	1600	2400	202						
12	201	1800	1800	2900	208						
13	210	2600	2600	4000	262						
14	213	3100	3100	4900	303						
15	204	3900	3900	6200	333						
16	183	4600	4600	7300	334						
17	198	5500	5500	8700	400						
18	216	6400	6400	10200	482						
19	231	7600	7600	12100	586						
20	267	8700	8700	13800	740						
21	225	10100	10100	16000	707						
22	129	11400	11400	18100	448						
23	45	13100	13100	20800	205						
24	39	14700	14700	23300	191						
25	21	17100	17100	27100	117						
26	15	19000	19000	30200	89						
27	12	22500	22500	35700	82						
28	9	25800	25200	40000	67	600	1100	4			
29	9	31000	25200	40000	67	6200	11300	22			
30	9	36200	24800	40000	67	5700	10300	20	5700	10300	20
31	9	42500	24800	40000	67	8850	16400	29	8850	16400	29
32	9	48800	24400	40000	67	12200	23000	38	12200	23000	38
TOTAL	3000				6183			113			87
TOPLAM YAKIT SARFIYATI: 6383 TON/YIL											

3.2.1.4.2. Ağırlık Ve Alan

Tablo (3.6)'te DD 963 de kullanılan A ve B sevk sistemlerinin ağırlıklarının ve sarf ettikleri yakıt miktarının karşılaştırılması gösterilmiştir. Tabloda makine, devir düşürücüleri,

değişken adım kontrol sistemleri, şaft ve yataklar, dümen ve manevra sistemlerinin ağırlıkları karşılaştırıldığında jet sistemli olan sistem B'nin, sistem A'ya oranla 649 litre daha hafif olduğu gözükmetedir. Tablo (3.4)'e göre sistem B'nin sistem A'dan % 23 oranında daha az yakıt sarfiyatına sebep olduğu daha önce belirtilmiştir. Bu nedenle tablo (3.6)'te sistem A'da görülen 1600 litrelik yakıt ağırlığına karşı gelen su göz önüne alınarak sistem B'de 1232 litrelik yakıt alınmıştır. Geminin yüksek hızla çalışması sırasında ise (jetler de çalışacağından) sadece 615 litrelik bir yakıt ağırlığında azalma söz konusudur.

Tablo 3.6

	İKİ DEĞİŞKEN ADIM KONTROLLÜ PERVANE	DEĞİŞKEN ADIM KONTROLLÜ PERVANE VE İKİ JET
4 TÜRBÜN	80 LT	80 LT
DEVİR DÜŞÜRÜCÜ	140 LT	86 LT
PERVANA VE HİDROLİK	64 LT	32 LT
ŞAFTLAR VE YATAKLAR	188 LT	69 LT
HAVA GİRİŞ DEVRESİ	50 LT	45 LT
EKSOZ DEVRESİ	135 LT	90 LT
İKİ JET (KURU)	0	45 LT
(SULU)	0	34 LT
DÜMEN VE MANEVRA DON.	70 LT	35 LT
DİĞERLERİ	90 LT	54 LT
MEKANİZMA TOPLAMI	817 LT	570 LT
YAKIT MİKTARI	1600 LT	1232 LT*
TOPLAM	2417 LT	1802 LT
AZALMA MİKTARI		615 LT
		25%
*23% YAKIT TASARRUFU DÜŞÜLÜNCE		

Gemilerde kullanılan jetlerin kuru ağırlığı devir düşürücü dahil 60 ton'dur. İki jetin çalışması esnasında su 34 litrelik bir ağırlık yapar. Sistemler karşılaştırıldığında yüksek gemi

hızlarında yukarıda görülen 615 litrelik yakıt ağırlığının azalması sistem B, C ve D'de daha fazla olacaktır.

3.2.1.4.3. Dayanıklılık

Sistem B ve C'deki tek pervane ve iki jet'li sevk sisteminin DD 936'da kullanılan diğer sistemlere göre daha dayanıklı olmasının sebepleri şunlardır.

1. Bu iki sistemde de herbiri 19 mil hız oluşturan 3 sevk sistemi de ayrı ayrı kullanılabilir.

2. Sevk sisteminden iki tanesi olan jetler pervanede olduğu gibi gemi karinasının altında çıkıntı oluşturmadığı için yani sistem gemi bünyesinde olduğundan sığ alanlarda herhangi bir zarar oluşması söz konusu değildir.

3. Sevk sisteminde kullanılan jetlerin bakım-onarımı çok daha kolay bir şekilde yapılabilir. Daha önce de belirtildiği gibi gemiyi havuza almaya gerek yoktur.

Pervane şaftlarının oluşturduğu alan kaybı asgariye indirilmiştir. Aynı zamanda uzun şaftın oluşturabileceği olumsuzluklar da azaltılmış olacaktır.

3.2.1.4.4. Tesisat Ve Bakım-Onarım

Sistem B ve C diğer sistemlere göre sevk sistemlerinin bozulma anında kolaylıkla tamir edilebilir. Deniz jetinin ağız ve kapakları, uyumu sağlanmış deşarj açılımla ve kurutulan üniteleriyle gemi kızağa çekilmeden rotorun onarımı ve araştırılabilmesi için devreye sokulabilir.

Kapakların kullanımı, pervaneler için gereken periyodik tamiratın çeşidini azaltma imkanına sahiptir.

Ölçü ve ağırlığı düşürülmesi, itme ünitesinin karmaşık olmayan yapısı, pervane sistemi ile kıyaslandığında montaj zamanı ve maliyeti azaltan önemli faktörlerdir.

3.2.1.4.5. Dümen Ve Tornistan Donanımı

Sistem B,C ve D' de gösterilen pervanenin, iki jet iticisine yerleştirilmesiyle geminin dümen tutma ve dönüş kapasitesinin etkilenmesi gerekir. Düşük hızdaki manevralarda etkili dönüş için baş ve kıç taraftaki jet motoru çok etkili ve önemlidir. Deniz jetleri o gemi hızında full SHP toplamak üzere dizayn edilmiş olup herbir ileri ve geri statik itmeleri 90.000 ve 180.000 pounds arasında değişmektedir. Çatışmayı önlemek için yapılan gemi manevrası sırasında çift deniz motorları 200.000 poundluk bir geri çekme gücü oluştururlar. Fakat bunlardan farklı olarak pervaneler ön taraftaki ivmeyle oluşan basınç karşısında kırılabilirler.

Pervanenin kıç tarafına konan tek bir dümen en uygun dönüş ortamını sağlar. (B, C ve D' de ki gibi)[33].

3.2.1.4.6. Güvenilirlik

Karmaşıklık münasebeti ile toplam sayı ve bölümlerin gerek toleransı, tamirat gereksinimleri ve zarar gördükten sonra operasyona devam edilebilmesi sistem B, C ve D' nin deniz jeti fırlatma sistemlerinin esasen konvansiyonel DD963 CRP pervane sisteminden daha güvenilir olmasını sağlar.

3.2.2. Ses Tipi Gemilere Uygulamalar

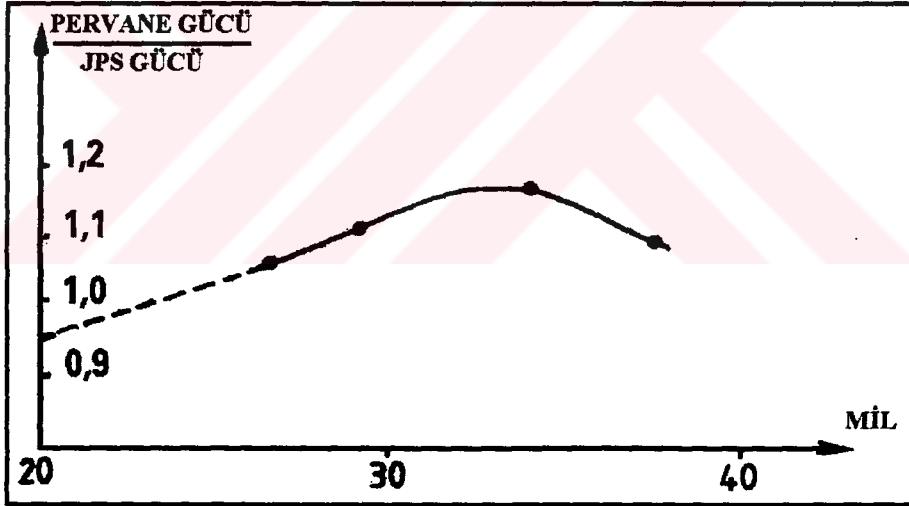
SES hem sivil hem de askeri alanda gittikçe büyüyen beğeni kazanmış bir gemi tipidir. Kamewa büyük boyutlu SES'ler için tek su jeti üreticisi olduğu için bu alanda çok büyük tecrübe kazanmıştır. 15 tane gemi için 9 değişik dizayn yapılmıştır ve bu gemilerden halen 10'u çalışma halindedir[21].

SES'lerin su jeti ile sevkinde en önemli risk girişe hava girmesidir. Kullanıcıların büyük çoğunluğu girişe hava girmesinin bir problem olmadığını ve jetlerin gemiler çalışırken sert hava koşullarında dahi herhangi bir sınırlamaya neden olmadığını belirtmektedirler. Jetler ayrıca gemilere direnci düşürecek optimum trimde çalışma imkanı sağlarlar.

SES gemilerinin karakteristikleri su jetinin bu tip gemilerde kullanıma uygun olduğunu göstermiştir. Bu, 100 tonluk 2 SES için Kamewa tarafından 2 yıl gibi uzun bir sürede yapılan testlerle kanıtlanmıştır. Bu gemilerden birinin sevk sisteminin değişken adımlı pervane yerine su jetine dönüştürülmesi ile bu iki sistem arasında doğrudan bir kıyaslama yapma imkanı doğmuştur.

Bir SES gemisi düşük ağırlıklı, yüksek güç sağlayan bir konstrüksiyondur ve bu da gürültü ve titreşim riskini beraberinde getirmektedir. Konvansiyonel pervane sevkiyle gürültü ve titreşimler pervane kanat frekansının katlarıyla orantılı olan frekanslarda oluşmaktadır.

Bu gibi frekanslarda su jetlerinde gürültü ve titreşim oluşması daha zordur. Testlerde yapılan çalışmalardan su jetinin 7-10 dB'lik bir gürültü ve titreşim azalmasına neden olduğu anlaşılmıştır. Şekil (3.18)'de görüleceği gibi 100 tonluk bir SES'te 36 knotta 37 dB kadar daha az gürültü frekansı elde edilmiştir.



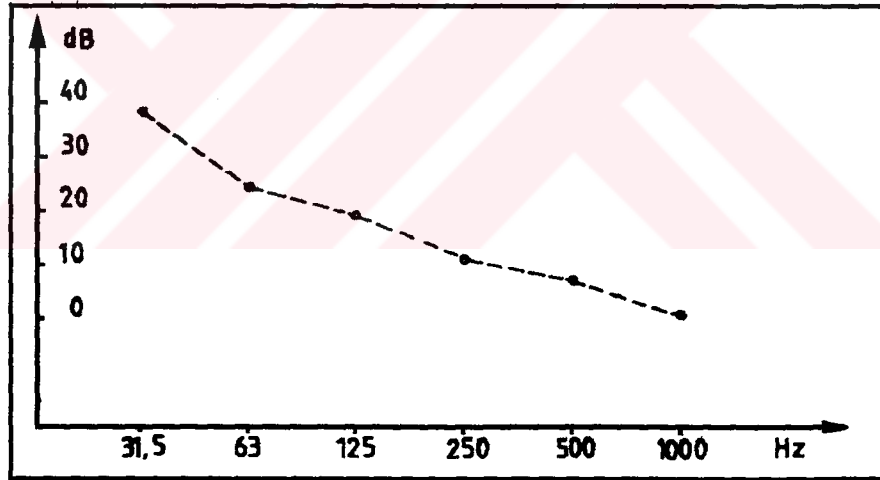
Şekil 3.18 : Eşit yüklemde JPS ve Pervanelerin güç ihtiyacının kıyaslanması

SES'lerin tekne direnci sevk sistemi üzerinde büyük bir etki yapan karakteristiklere sahiptir; yüksek hızda düşük direnç, orta hızlarda daha yüksek direnç bu gemilerde görülür. Ve sert deniz şartlarındaki direnç artışı oldukça yüksektir. Böylece maksimum gemi hızında ve

10-15 knotluk düşük hız seviyesinde motorun tam güç çekebilmesi istenmektedir. Bu ise diesel motorla tahrik edilen sabit kanatlı pervaneyle mümkün değildir. Performans bakımından Kamewa jet ek bazı avantajlara sahiptir(şekil 3.19). 29 knot civarındaki hızlarda su jetlerinin güç gereksinimi pervanede %10-17 daha azdır. 23 knotun altında ise pervaneler daha az güce ihtiyaç duymaktadır[21].

Bu teknede hava yastığının olması ve bu yastık çalıştığı zaman kaldırma kuvvetinde oluşacak artış nedeni ile su jetine hava girme riski artmaktadır. Çalışmalar uygun giriş dizaynlarında bu havanın jete girmesinin başarıyla önlenebileceğini göstermiştir.

Ana gemide yapılan kıyaslamalar sayesinde JPS'yle artan dönüş kuvvetlerine bağlı olarak manevra çapının %40'lık azalma gösterdiği anlaşılmıştır. Ayrıca herhangi bir acil durumda tek saftla manevra durumu da iyileştirilmiştir. Bu durumda tek saft üzerinde 20 knotluk bir hız elde edilmiştir.



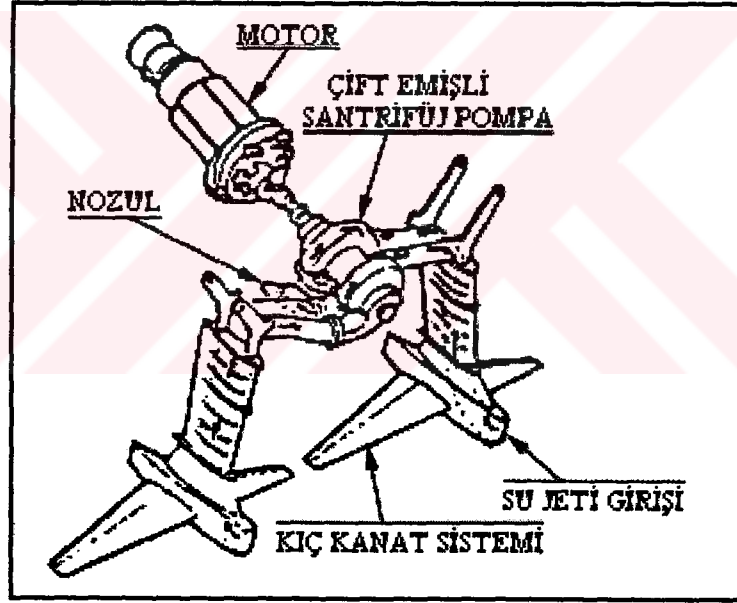
Şekil 3.19

3.2.3. Hidrofoil Uygumaları

Su jetinin kullanım alanlarından biri de hidrofoillerdir. 1968 yılında Amerika Birlesik Devletleri Deniz Kuvvetleri tarafından inşa edilen 58 ton, 40 knotluk hidrofoil 1972 Kasımına

kadar çalıştığı süre içinde su jetlerinin hidrofoillerde kullanılmasının uygun olduğunu göstermiştir. Ekim 1973'te bu geminin yüksek tamir masrafları nedeniyle kullanımı durdurulmuştur. Ancak özellikle Vietnam'daki savaşta ve Amerikan savaş filosunda yaptığı operasyonlarda 2'si askeri, biri ticari amaçlı dizayn edilmiş üç tane su jeti ile tahrikli hidrofoil önemli bir başarı göstermiştir.

635 tonluk İtalyan SWORDFISH gemisinde 2 adet geri çekilebilir ve komple su içinde çalışan kanatlarla donatılmış Byron-Jackson çift girişli santrifuj pompa mevcuttur. bu sistemde su her kanadın ucundan çekilip daha sonra pompa vasıtasıyla çift sabit alanlı nozulu takiben teknenin altına doğru püskürtülmektedir. Bu sistem TUCUMBARI adlı hidrofoilde de kullanılmıştır.



Şekil 3.20 : TUCUMBARI / SWORDFISH Su jeti sistemi yerleştirilmesi.

Her durumda tam olarak suyun içine batırılan ve ayrıca dalganın az olduğu denizlerde deniz yüzeyinde çalışan kanatlarda pervanenin tam olarak suyun içine girmesi için pervaneye çok geniş açılarının verilmesi gerekmektedir.

Ayrıca 45-50 knotluk hızlarda pervane kavitasyonu önemli ölçüde ortaya çıkmaktadır. Diğer taraftan çok onarım isteyen ve ayrıca saftın ve dişlilerle çalışma zorunluluğu bulunan pervanelerin yerine denizdeki döküntü maddelerden daha az zarar gören su jeti sevk sistemi tercih edilmektedir.

3.2.4 Yatlarda Uygulamalar

1981'de Kamewa su jetleri ilk olarak MY FORTUNA adlı yata takıldıktan sonra Çok sayıda seçkin yata da monte edilmiştir. Yatlarda su jetleri kullanılarak 15 knottan 60 knot'a kadar hızlar elde edilmiştir. 1000 tonluk deplasmana ve 20000 HP/şaft gücüne ulaşan su jetleri yatlara uygulanmıştır.

Yüksek hızla beraber sakin ve titreşimsiz bir seyir yatlarda aranan en önemli özelliklerdir. Bir su jeti iç gürültüyü 7-10 dB kadar düşürdüğü için yatlarda kullanımı oldukça caziptir.

Gürültüdeki azalmanın en önemli nedeni jetlerin çalışmadan doğan gürültüyü tekneye transfer etmemeleri ve jetlerde kavitasyonun daha rahat önlenbilmesidir.

Ayrıca tekne kullanılmasının artmasıyla sığ sularda da rahatça çalışabilmektedir. Sığ sularda, çalışıldığında jetlere giren kum ve çakıldan jet ünitelerinin hiçbir zarar görmediği anlaşılmıştır.

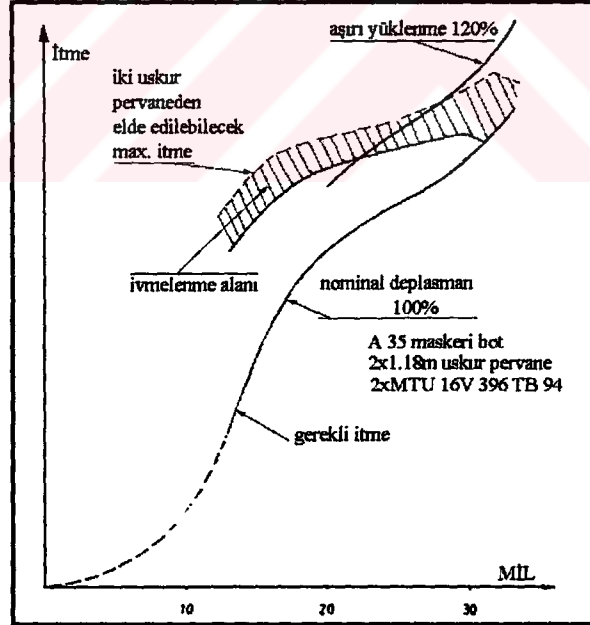
3.3. Motor Karakteristiklerinin Sevk Sistemine Etkisi

Sabit kanatlı pervanenin çektiği güç, sabit şaft hızında tekne hızından etkilenir. Örneğin tekne hızında bir düşme, pervane dönüş hızı sabitse, çekilen momentin ve dolayısıyla çekilen gücün artmasına neden olur. Düşük tekne hızında çekilen gücün artmasını önlemek için pervane hızı düşürülmelidir. Bu da çekilen gücün azalması demektir.

Nozulun hidrolik servolar yardımıyla hareket ettirilmesiyle yapılan manevra.

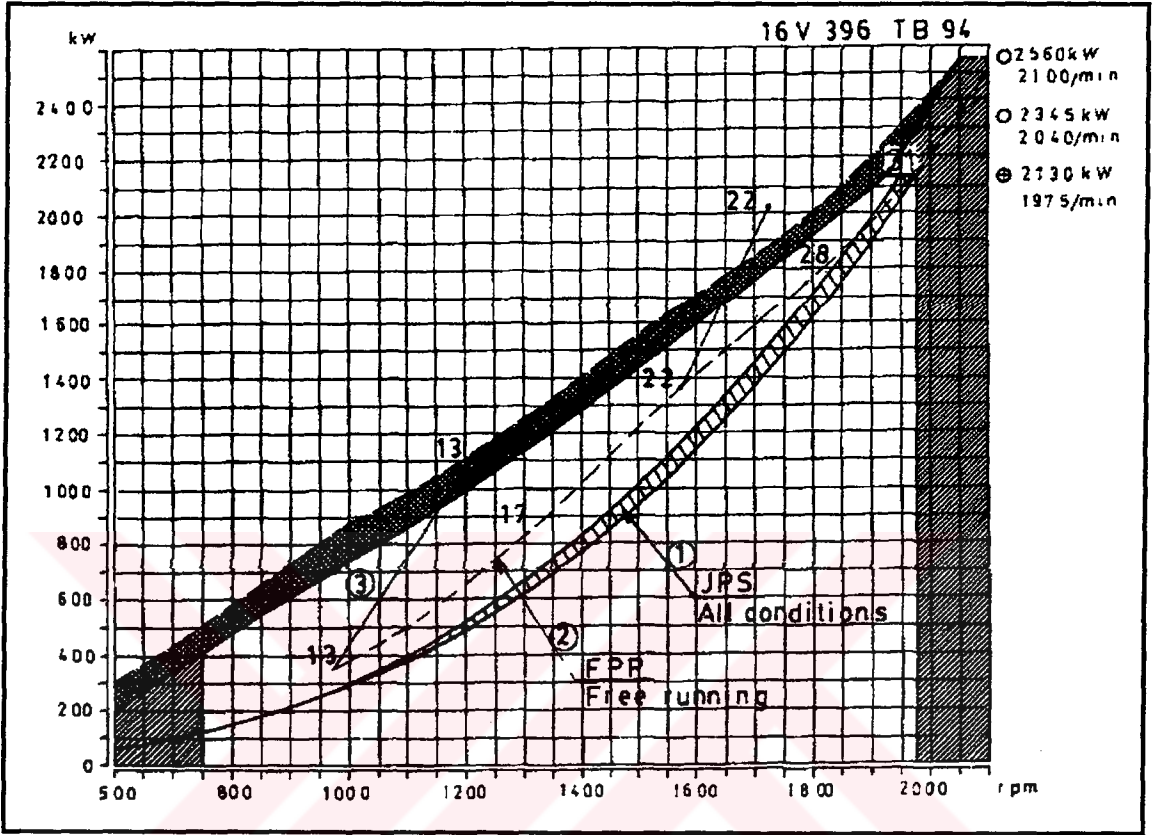
Serbest çalışan bir deplasman teknesinde bu çok sorun çıkarmaz. Fakat tahrik makinası bir diesel motoruysa değişik deplasman ve manevralarda, sabit kanatlı pervane bazı sınırlamalara neden olur. Bu özellikle kayıcı ve yarı kayıcı tekneler için doğrudur. Daha önce

de bahsedildiği gibi Kamewa JPS gemi hızından bağımsızdır. Bu yüzden JPS tekne üzerinde sınırlamalara neden olmaz. Şekil (3.23)'de değişik gemi hızlarında Fpp ve alternatifi için gerekli güç gösterilmiştir. Dişli oranı 2130 kW'ta motora 1975 d/d verecek şekilde seçilmiştir. Bu değer de şekil (3.2)'de görüldüğü gibi 31 knotluk gemi hızına karşılık gelmektedir. Tekne hızı düştüğü zaman motor 2 no'lu eğriyi 13 knota kadar takip edecektir. Daha sonra eğer 13 knot'ta güç ani olarak ivmelenme için artarsa motor artık 2 no'lu eğriyi değil de daha dik olan 3 no'lu eğriyi takip edecektir. Yani 1120 kW'ta Fpp motoru sınır değerine çıkaracaktır, bu da 13 knot'tan sonra ivmelenme için maksimum gücün yalnızca %44'ünün kullanılabilir olduğunu göstermektedir. 960 kW'ta motor aşırı yüklenmiş olacaktır. Tekne hızı yükselince çekilecek güç te artacaktır. 22 knot'ta 1820 kW (maksimum gücün %70'i) güç çekmek mümkündür. Maksimum çekilebilecek güç şekil (3.21)'de görüldüğü gibi maksimum uygun pervane itmesine karşılık gelir. Aynı zamanda bu şekilde sürekli çalışmada dieselleri aşırı yüklemekten elde edilecek maksimum itme ve normal deplasmanda ve yüklü durumda tekne direncini yenmek için gerekli güç gösterilmiştir[20].



Şekil 3.21

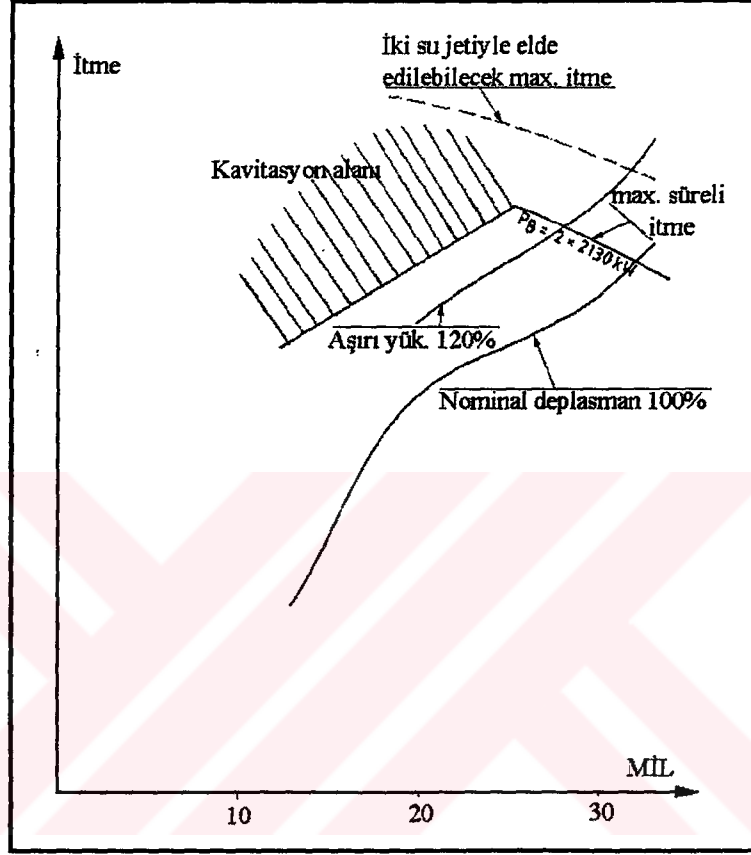
Makina Performans Diyagramı



Şekil 3.22 : FPP ve su Jeti için makina çalışma karakteristikleri

Daha önce de bahsedildiği gibi (JPS) hiçbir zaman diesele aşırı yükün gelmesine neden olmaz. Bütün çalışma durumlarında, tek ve iki şaftlı çalışma, ivmelenme ve çekme durumunda motor her zaman (3.22)'nolu şekildeki 1 no'lu eğriyi takip edecektir. Bu da sabit kanatlı bir pervaneye nazaran JPS'de makinadaki yıpranmanın ne kadar az olduğunu göstermektedir. Aynı zamanda JPS'nin bütün çalışma durumlarında tam gücü kullanmak mümkündür. Eğer dizayn aşamasında impellerdeki kaviteasyon ihtimali hesaba katılırsa motorun tam gücü çekmesi devamlı çalışma durumunda mümkündür. Bunun nedeni şu şekilde açıklanabilir. Belirli bir kaviteasyon derecesinde pompa verimi etkilenmektedir. Aynı zamanda pompanın üzerindeki

kavitasyonun neden olduğu erozyon riski bu durumda çalışmanın çok uzun sürmesiyle artar. Ancak dizaynda geminin çalışma durumları iyi hesaplanırsa bu risk durumlarından kaçınılabılır.



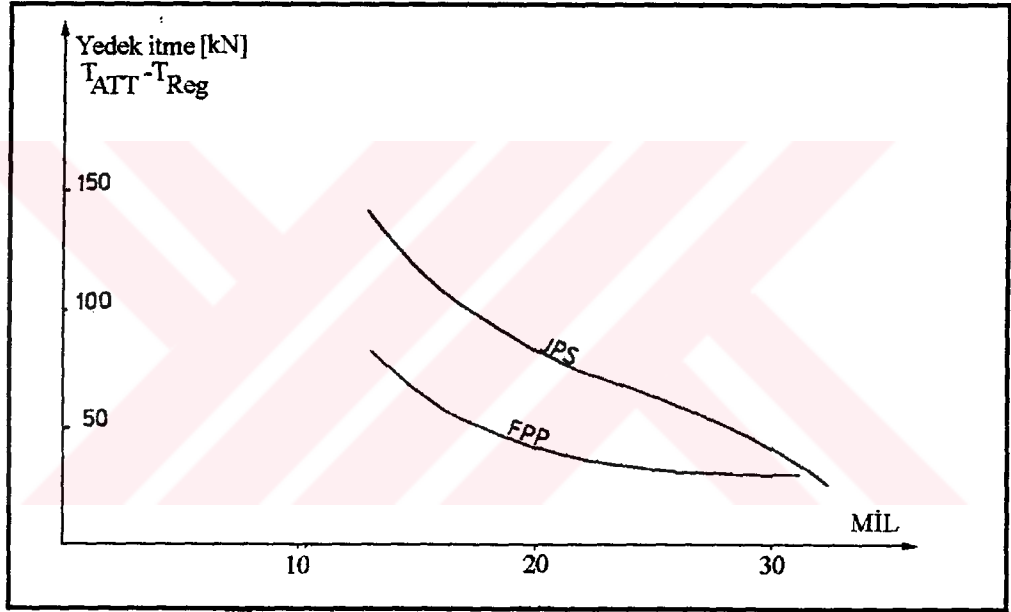
Şekil 3.23

Bunun en iyi örneği Kamewa'nın şimdiye kadarki su jetlerinden hiçbirinin parçaları kavitasyon hasarına uğramamıştır[20].

Şekil (3.23)'de Kamewa JPS ile donatılmış bir 35 m'lik sahil güvenlik gemisinin hız-güç diyagramı görülmektedir. Maksimum sürekli çalışma hızında (MCR: maximum continuous rating) ve maksimum çalışma hızında hiçbir sınırlama yoktur ve geroinin tam yüklü durumdaki maksimum sürekli hız, sabit kanatlı pervanede 22,3 knot olduğu halde JPS kullanıldığında bu

hız 28.3 knota çıkmaktadır. Tam yüklü durumdaki elde edilebilecek maksimum hız FPP(sabit kanatlı pervane)'de 28 knot olmasına rağmen JPS'de 32 knot olmaktadır.

Maksimum elde edilebilecek itme kuvvetiyle tekne direncini yenebilecek itme kuvveti arasındaki farkı "yedek itme" olarak adlandırabiliriz. Bu itme kuvveti ivmelenmede herhangi diğer bir geminin veya başka bir şeyin seçilmesinde ya da deplasmanın artması veya ağır deniz şartları gibi durumlarda artan tekne direncini karşılamak için kullanılır. Şekil (3.24)'te bu "artık itme" Fpp ve JPS için gösterilmiştir. Bir su jeti sabit kanatlı pervaneye nazaran yaklaşık %80-%100 arasında daha yüksek artık itme sağlamaktadır.



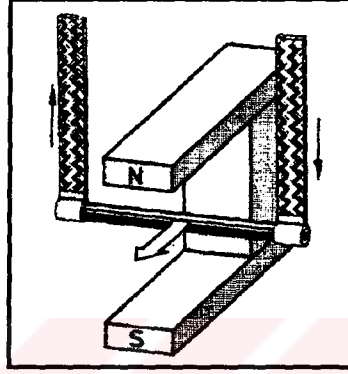
Şekil 3.24

3.4. Su Jetinin Değişik Uygulamaları

3.4.1. Elektromanyetik Jet

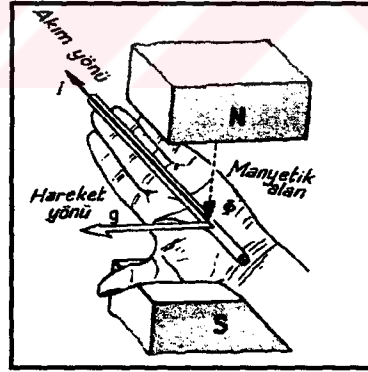
Elektromanyetik jet sistemide su jeti prensibine göre çalışır. Bu sistem temelde sol el kuralına dayanır.

Şekil (3.25)'de bir mıknatısın kutupları arasında her iki ucu metal bantlarla asılmış bir alüminyum çubuk bulunmaktadır. Metal bantlar ayarlı bir doğru akım kaynağının kutuplarına bağlanıp şekilde görülen yönde bir akım geçirildiğinde, alüminyum çubuğun dışarı doğru itildiği görülür. Aynı sınaama akım yönü değiştirilmek, yada mıknatısın kutuplarını çevirmek suretiyle tekrarlandığında alüminyum çubuğun bu kez içeri çekildiği izlenir[22].



Şekil 3.25 : Manyetik alan içinde akım geçiren bir iletkenin sapması.

Alüminyum manyetik metal sınıfından olmamasına rağmen, mıknatıs alanından bu değin etkilenmesi, üzerinden geçen elektrik akımının bir sonucudur.

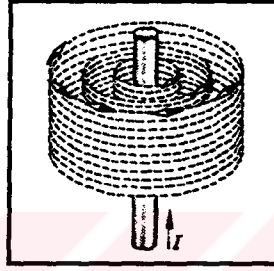


Şekil 3.26 : Sol el kuralı.

Akım geçirilen bir iletken manyetik alan içinde saptır. Saptırma kuvvetinin yönü, manyetik alanın ve elektrik akımının yönüne bağlıdır. Bu sol el kuralı ile bulunur, bu kuralda sol elin

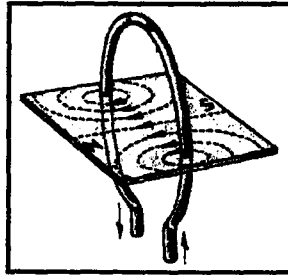
avuç içi N-kutbuna bakacak şekilde tutulduğunda açılmış baş parmak iletkenin hareket yönünü gösterir(Şekil 3.26).

İletkeni hareket ettiren kuvvetin oluşumu ve yönü yanı sıra, bu kuvvetin şiddeti de göz önüne alınması gereken bir unsurdur. Şekil (3.25)'te iletkenden geçen akım yükseltildiğinde, sapmanın daha büyük olduğu; buna karşılık mıknatıs kutupları arasına bir demir plaka kapatıldığında, sapmanın küçüldüğü izlenecektir. Buradan manyetik alan içinde akım geçiren iletkene etkiyen kuvvet manyetik akı yoğunluğu ve akım şiddeti ile birlikte artar[22].

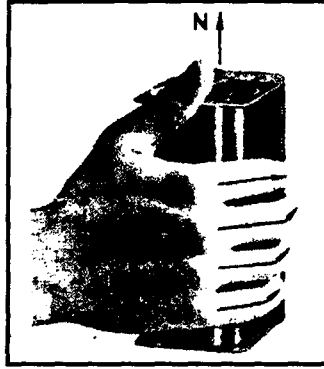


Şekil 3.27 : Akım geçiren bir iletken iletken çevresinde oluşan manyetik alan.

Elektromanyetik alan ise şu şekilde anlatılabilir. Şekil (3.27)'de görüldüğü gibi akım geçiren bir iletkenin çevresinde dolaştırılan bir pusula ise, iletken çevresindeki hayali dairelere teğet olacaktır. İletkenden geçen akımın yönü değiştirildiğinde pusula aksi yöne dönecektir. Akım geçiren halka incelendiğinde şekil (3.28)'deki gibi manyetik alan oluşacaktır. Bu durum bir birine bağlı birkaç halka yani bir bobin ile tekrarlandığında, çubuk şeklinde bir mıknatısın karakteristiğini verecektir(şekil 3.29).

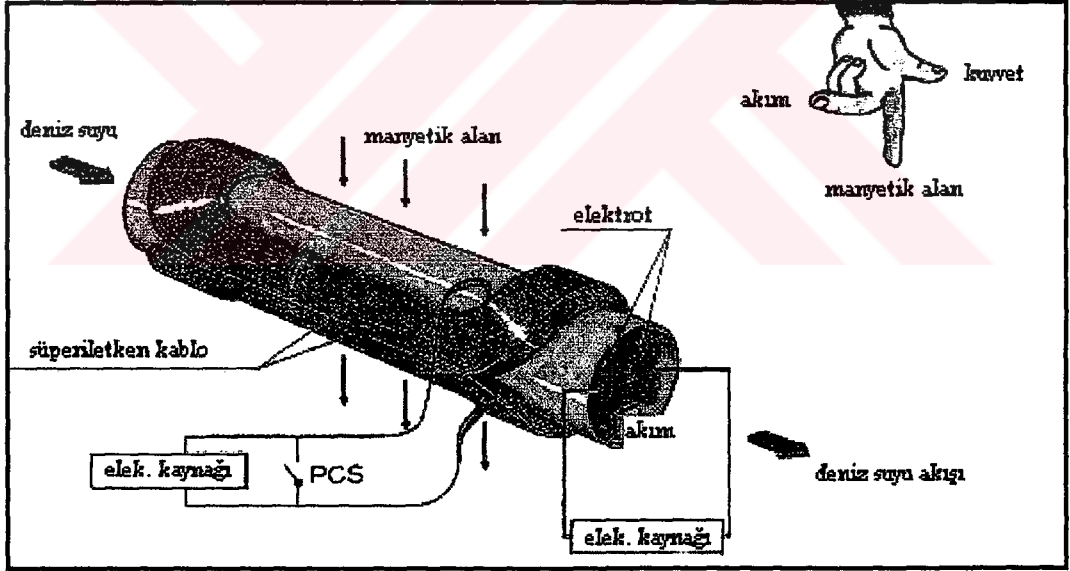


Şekil 3.28 : Bir halka iletkenin manyetik alanı.



Şekil 3.29 : Başparmak kuralı.

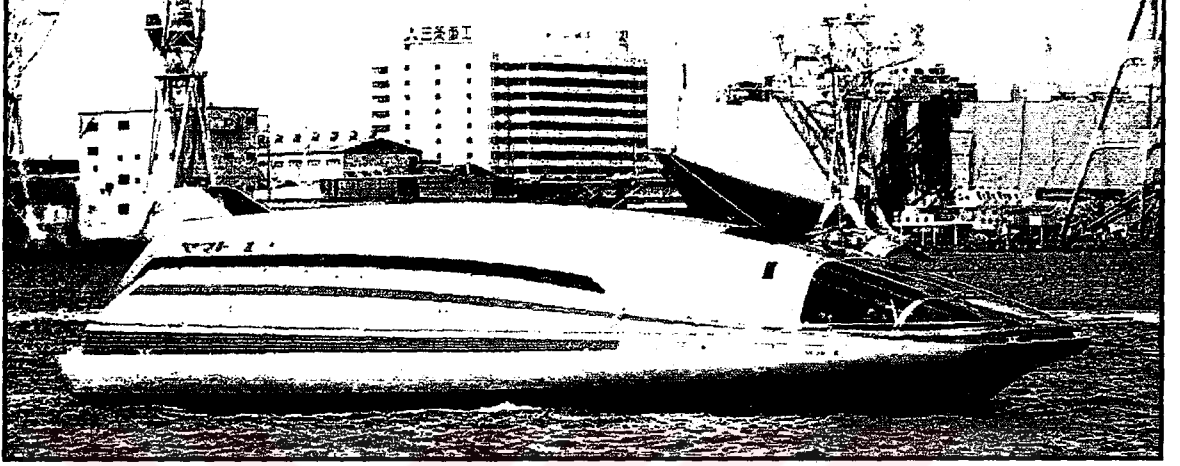
Elektromanyetik jetin temel çalışma prensibi yukarıda kısmen değindiğimiz sol el kuralıdır. Süperiletken mıknatıslar tarafından deniz suyunda oluşturulan elektro manyetik alan ve deniz suyu içindeki elektrotlar arasından manyetik akı yönüne dik elektrik akımı verildiğinde deniz suyu elektromanyetik kuvvet tarafından itilir(Şekil 3.30)[22].



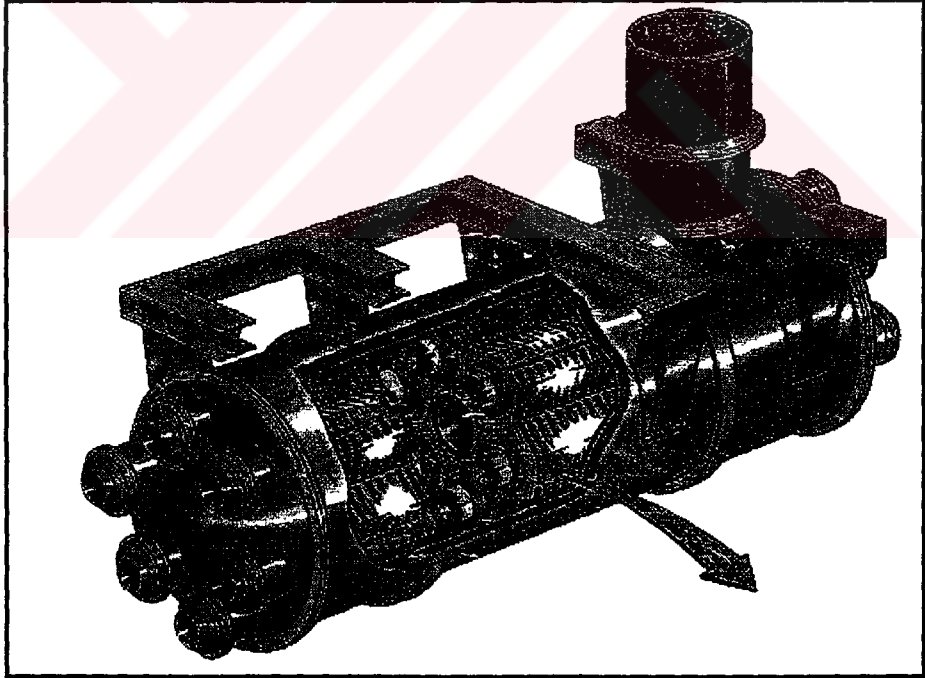
Şekil 3.30 : Elektromanyetik jetin temel prensibi.

Yukarıdaki düşünciyi gerçekleştirmek için küçük boyutta, hafif ve güçlü manyetik alanı olan mıknatıs kullanılmalı idi. Bu nedenle deney gemisinde süperiletken tekniği uygulanmıştır.

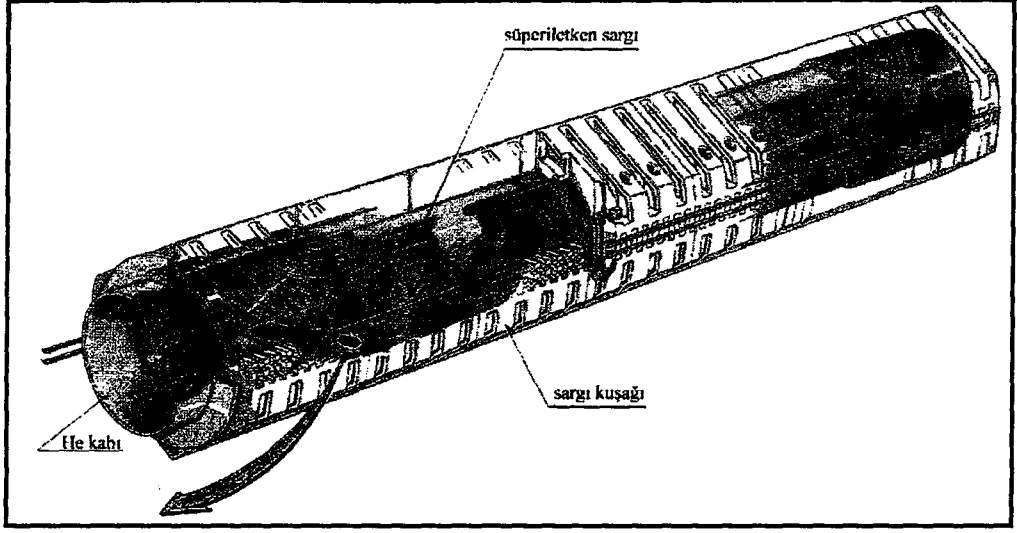
Deney gemisi YAMATO-1 kendine has şekli ile tek tekneli ve 2 çıkıntı içine sevk sistemi yerleştirildi(Şekil 3.31). Bu sevk sisteminin her biri 6 adet süperiletken mıknatıstan meydana gelmektedir(Şekil 3.32)[23].



Şekil 3.31 : Deney gemisi YAMATO-1.

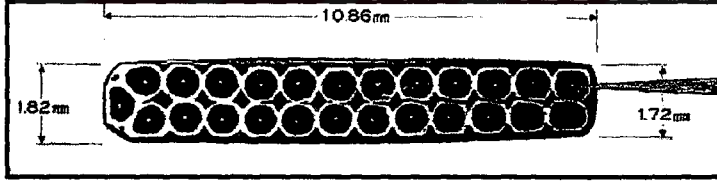


Şekil 3.32 : 6 sargının bulunduğu sevk sistemi.

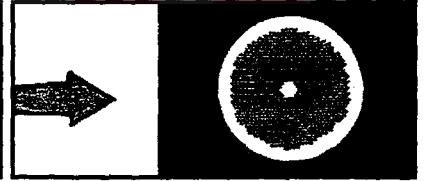


Şekil 3.33 : Helyum ile soğutulan superiletken sargı kanalı.

Bu 6 kanaldan her biri süperiletken sargılar ile donatılmıştır(Şekil 3.33). Bu süperiletken sargılar 25 kablo ve bu ise etrafı güvenli bir şekilde alışımla kaplanmış tellerden oluşur(Şekil 3.34-3.35). Bu tellerin meteryali NbTi(Niobium Titanium)'dur. Bu sargıların manyetik alan oluşturması, deniz suyunun geçmesi ve elektrodun gerçekleşmesi için; her bir sargının merkezine tüp yerleştirilmiştir. Aynı zamanda oluşan ısıdan sargıları kollamak için helyum gazından faydalanılmıştır[23].

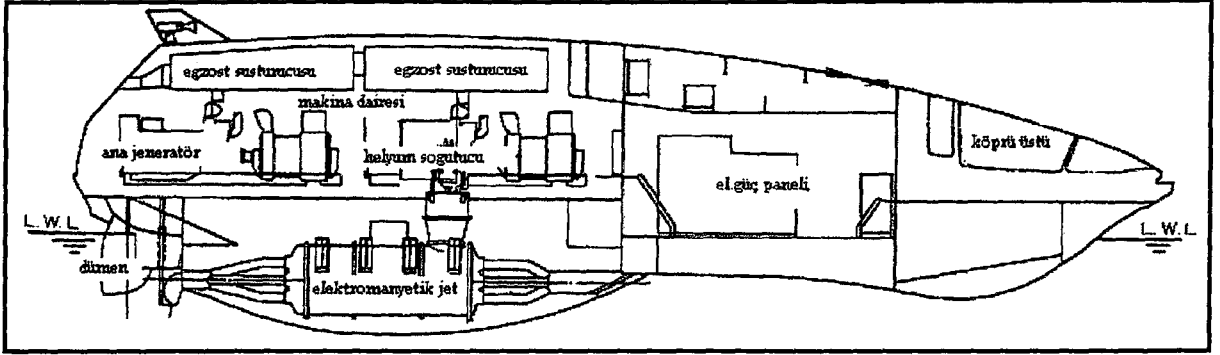


Şekil 3.34



Şekil 3.35

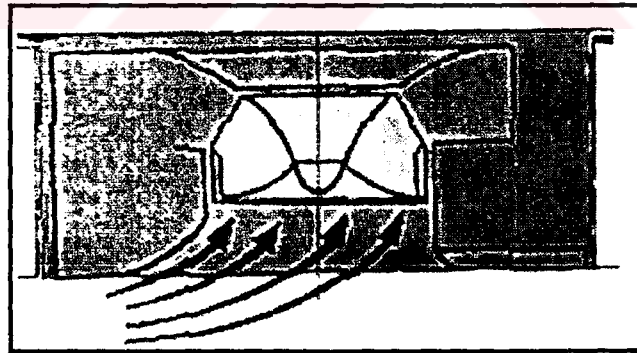
Geminin tornistanı ise deniz suyuna uygulanan elektrik akımının yönü tersine çevirmek suretiyle elde edilir. İlave olarakta 2 adet buket yerleştirilmiştir(Şekil 3.36). Deney gemisi inşa edilirken manyetik alanın etkisi düşünülerek tekne meteryali alüminyum alışımlı kullanılmıştır.



Şekil 3.36

3.4.2. Pomp Jet

Pomp jet'te su jet prensibine göre çalışan bir sevk sistemidir. Bu sistem denizden aldığı suyu püskürtmek suretiyle teknenin hareketi sağlanmış olur. Pomp jet sarmal tek kabuklu deniz böceği kabuğunun (Volute casing)(helezoni) bir kıvrımından esinlenilerek düşünülmüş bir sevk sistemidir. Teknenin altına yerleştirilen sarmal kıvrımın kullanılarak efektif itme sağlanır. Su kanatların (impeller) arasından geçirilerek elde edilen enerji helezoniden geçirilerek 18 'lik açı ile çıkıştan dışarı atılır. Bu helezoni dümen dişlisi vasıtasıyla düşey eksenini etrafında dönebilir, böylece jet yönü 360 'lik yatay boyunca kontrol edilebilir[26].

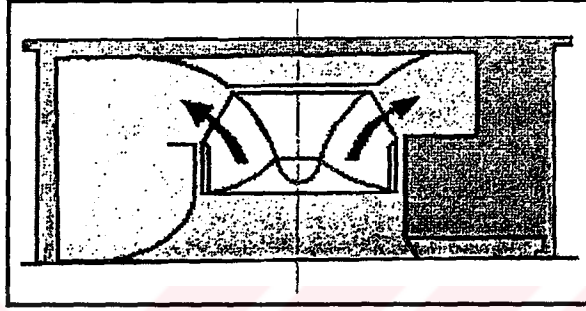


Şekil 3.37 : İmpeller emiş kanalı boyunca suyu emer.

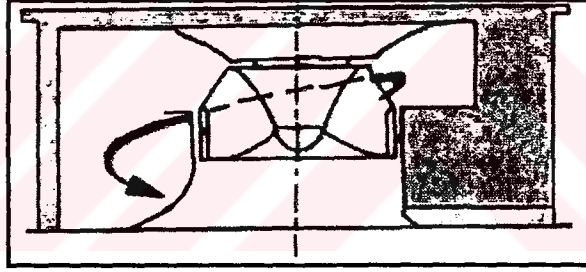
Pomp jet sevk sistemi 360 'de yüksek manevra kabiliyetine sahip olduğu gibi sığ sularda da kullanma özelliğine de sahiptir. Teknenin karinasına yerleştirilen ve pervane gibi bir çıkıntısı

olmayan bu sevk sistemi oturma olaylarına karşı düşünülmüştür. Bu sistem istenilen dümen açılarında suyu püskürttüğü için ayrıca bir dümene ihtiyaç yoktur.

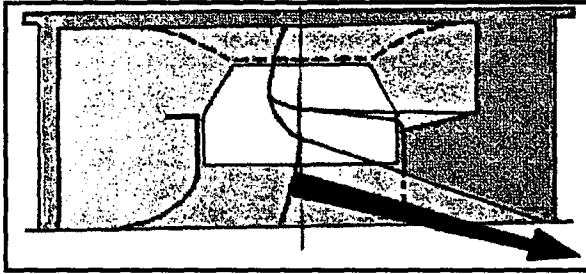
Deney teknesi 38cm draftlı 5,8m uzunlukta bir bottur. Sevk sistemi ise Fort marka 86Hp'lık dizel yardımı ile 2 adet SPJ 22 pomp jet ünitelerinden oluşturulmuştur. Bu teknenin sevk sistemini gösteren resimler aşağıda verilmiştir.



Şekil 3.38 : Su impeller tarafından enerjilendirilerek helozoni'de basınç oluşturulur.



Şekil 3.39 : Helozoni çıkış nozuluna doğru suya klavuzluk eder.



Şekil 3.40 : İtme helozoni'nin ucundaki çıkış nozulunda üretilir.

Pomp jet kullanılan ticari tekneler arasında, Mısır'da Nil nehrinde çalışan lüks otel botları ile Almanyadaki Elbe'dekiler dahil olmak üzere yolcu tekneleri çoğunluğu teşkil etmektedir. Bu sevk sistemi 250Hp-1600Hp arasındaki güçlerde üretilmiştir[26].



Şekil 3.41 : Pomp jetin alttan görünüşü

3.5. Değişken Adımlı Pervane (Cpp) Avantajları

3.5.1. Esneklik

Maksimum gücün gerekli olduğu romörkör ve buzkıran gemileri ile kötü hava, gövde de oluşan hasar ve sığ sular gibi nedenlerle tekne direncinin azaldığı kargo gemilerinde maksimum gemi hızını sağlayabilecek bir şekilde bu sistem kullanılabilir. Bütün bu koşullarda pervane adımının ayarlanarak adapte edilmesi nedeni ile bu sistem makine tam yolda her zaman kullanılabilir. Böylece, yakıt ekonomisinden çok zamanın önemli olduğu durumlarda bu sistem, sabit adımlı(FPP) pervane sisteminden daha fazla ortalama bir gemi hızı elde edilmesini sağlar[29].

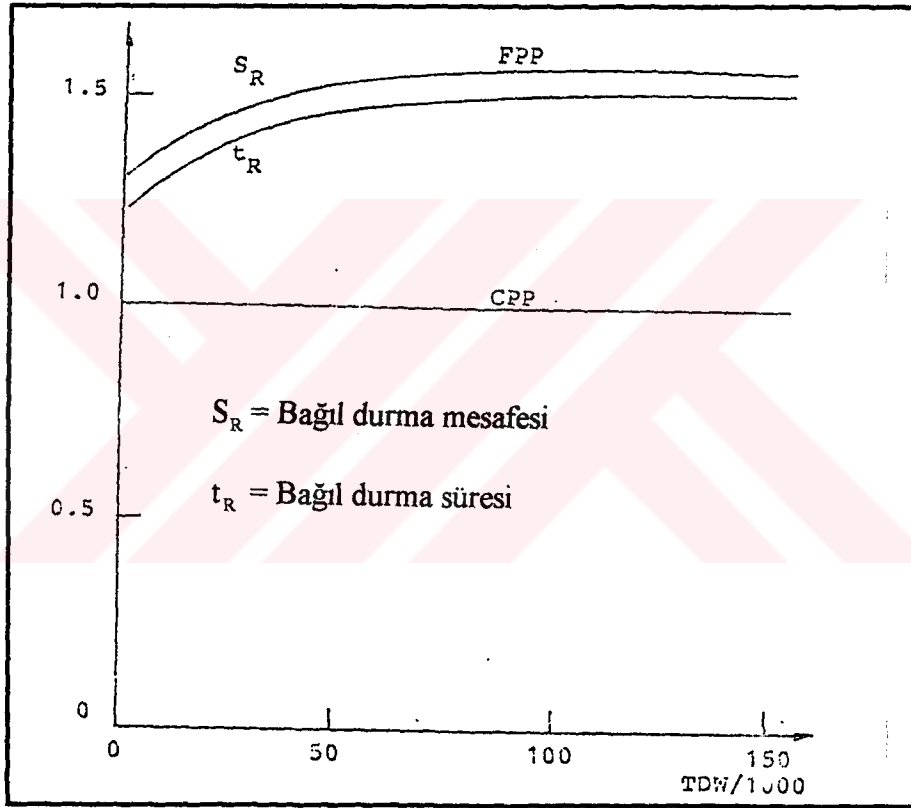
3.5.2. Yakıt Ekonomisi

Bir CPP sisteminde, daha ucuz elektrik üretebilen ve sabit hızda çalışabilen şart jeneratörü kullanılabilir. Bu ise özellikle, büyük elektrik ihtiyacının olduğu soğutmalı konteyner taşıyan gemilerde çok önem taşır.

Yukarıda söylendiği gibi, bu sistem özellikle gemilerde yakıt tasarrufuna katkıda bulunan bilgisayarlı yakıt ekonomi sisteminin kullanılmasını da mümkün hale getirmektedir.

Yalnızca o pervanelerden birinin düşük hızda çalıştırılabildiği çift pervaneli gemilerde bu sistemde tam devir durumu ayarlanabilir. Bu durumda, diğer boş pervanenin iticiliği azaltılabilir.

3.2.1.3. Emniyetli Manevra



Şekil 3.42

Diğer taraftan şartlar gereği ileri ve geri manevraların tekrarlanması gerekli olan durumlarda, ilk hareket havasının azalması nedeniyle, FPP sistemi ile çalışmada bir risk oluşurken CPP sisteminde makinanın durdurulması gereksizdir. Düşük hızda manevra için

CPP sisteminin 0'den tam yol ileri veya tam yol geriye kademesiz geçmesi avantajı vardır. FPP sisteminde ise makinenin sürekli olmayan bir şekilde ileri geri çalışması sabit pervane sisteminin bir dezavantajıdır[29].

3.2.1.4. Alçak Vibrasyon

Yolcu gemisi gibi yüksek konfor istenen gemilerde CPP kanatlarında FPP kanatlarına oranla daha az ses ve vibrasyon seviyesi elde edilebilir. Farklı adım-devir kombinasyonları arasında her hızda ki gemiye uygulanabilmeleri nedeniyle kritik shaft hızlarından CPP, FPP'den daha avantajlıdır[29].

3.2.1.5. Güvenilirlik

Farklı pervane sistemlerinin güvenilirliği hakkında gerçek bir karara varabilmek için, "büyük arızalar arasında geçen süre" gibi konularda elde edilmiş istatistiklerden yararlanılmalıdır. Bu tür istatistiki bilgiler Klas kuruluşlarında mevcuttur.

Güvenirlik yönünden FPP ile CPP karşılaştırıldığında aralarında önemli bir fark yoktur. Hem CPP hem de FPP sistemlerinde arıza tipleri birbirinin aynıdır. Bu arızalar çalışma veya karaya oturma nedeniyle kanat hasarı ve kontrol sisteminin bozulmasıdır. CPP'de göbeğin sızdırmazlığıyla ilgili hiç bir arızayla karşılaşmamıştır. Göbeğin içerisindeki adım ayarlama mekanizmasının fonksiyonunda yada kanat donanımlarında da hiçbir arıza bulunmamıştır.

İlave olarak, CPP'deki kanat hasarı ortaya çıktığında hasarlı kanatlar, kuru havuzlamayla birkaç saat içinde yedek bir kanatla değiştirilebilirler. CPP pervane göbeği, istenildiği zaman kuru havuzlamaya hiç gerek olmadan su altında kanatların değiştirilebilmesine imkan verecek şekilde yapılmıştır. FPP'de ise bazen kanat hasarları kuru havuzlamayı gerektirir. Bütün pervanenin sökülmesi veya yedek bir pervane ile değiştirilmesi ya da tamir için atölyeye gönderilmesi gereklidir.

3.2.1.6. Bakım-Onarım

Pratikte CPP sisteminin kullanılmasında en büyük tasarruf makine aşırı yüklemesi olmaması nedeni ile elde edilir. İlave olarak bu sistemin çalıştırılması ve durdurulması (sıcak silindirlerin içerisine soğuk havanın girmesi) sırasında FPP'ye göre daha az sürtünme oluşur. FPPve CPP ile donatılmış aynı tip gemilerde yapılan onarımların istatistik sonuçları, silindir gömleklerinde olan aşınmanın %40 oranında azaldığını göstermektedir.

CPPsistemi için gereken düzenli bakım-onarım konusu burada incelenmeyecektir. Adım ayarlama mekanizması gibi hareketli parçalar üzerindeki normal çalışmada görülen mekanik aşınmalar, hareketin küçük olması nedeniyle pratik olarak sıfırdır. Çok sık olmayan şekilde ve nispeten az miktarda aşınma da görülebilir. Gereken düzenli bakım-onarım çalışması, sadece sistem yağının temiz olarak kalmasını sağlamak amacıyla hidrolik sistem içindeki filitreyi değiştirmekten ibarettir. İstatistiksel olarak, orta büyüklükteki bir CPP sisteminin ortalama bakım-onarım gideri yaklaşık 10.000 SEK/YIL'dır[29].

3.6. İtiş Yönü Değiştirilebilir Sevk Sistemi İle Konvensiyonel Sistemlerin Karşılaştırılması:

- a) Sevk sistemi değişken adımlı uskur pervaneyi içerir.
- b) Bu sistem gerekli yataklar, keçeler ve devir düşürücüleri içerir.
- c) Değişken adım kontrolü ile kademesiz olarak kullanabilme durumu vardır.
- d) Dümen ve manevra fonksiyonları yardımıyla sevk kontrolü yapılabilir.
- e) İtme yönünün değiştirilebilmesiyle 90° zıt istikamete sevki mümkündür.
- f) Sistemi 180° döndürmek veya adım yönünü değiştirmek suretiyle tornistan yapabilmektedir.

g) Gemi hareketi için devir sayısının ve adımını kombine şekilde kontrolü gerçekleştirilebilir[33].

3.7. Gemi İnşa Yönünden Avantajları

1. Makine dairesi uzunluğu önemli ölçüde kısılır. Yani gemi navlun bölümlerinin uzunluğu artacaktır. Bu nedenle yük kapasitesinin artması % 5-10 oranında artması sözkonusudur.
2. Teknelerin basit kış tipinde olanlara, mesela genellikle barç(mavna) kış diye adlandırılanlara rahatlıkla takılabilir. Aynı zamanda başka tiplerde takılabilir. Bu şekilde üretim maliyetlerinin düşürülmesi yanında deplasmandan kazanılır ve stabilite iyileştirilir.
3. Üst dişli kutusu sevk ünitesi ünitesi kışta karşılıklı olarak flaşlar yardımı ile dairesel yada dik dörtgen bir konteynere monte edilir. Bu düzenlemeler kadar sevk sistemi inşa programının son safhasında yerleştirilir, hatta tekne denize indikten sonra yapılabilir.

Özetle, truster'la donatılmış tekne konvansiyonel tekneden daha az mühendislik hizmeti ve daha az kalifiye gemi inşa tekniği gerektirmektedir. Böyle teknelerin imalatı genellikle daha kolay bir şekilde tersanelerde gerçekleştirilmektedir.

IV . TARTIŞMA VE SONUÇ

Çalışmanın bu bölümünde oynatılan ve ilgili deney verilerin tartışıldığı tahrik sistemlerin secimine destek verecek karşılaştırmalara yer verilmiştir. Amacımız, tahrik sistemlerin seçiminde ilgili kişilere ön bir tasarım bilgisi vermektir.

4.1. Sahil Güvenlik Gemilerinin Sevk Sistemlerinin Karşılaştırılması

Korvetlerin herbiri MTU 16V 396 TB 94 motorlarıyla tahrik edilen 3 tane 80 S JP su jetleriyle donatılmıştır. Bunlara alternatif olarak 1.3 m'lik sabit kanatlı bir pervane üzerinde de çalışmalar yapılmış ve bu iki sistemin mukayesesi neticesinde şu sonuçlara varılmıştır.

- * Bir su jetindeki hidroakustik ses düzeyi 10 dB daha az çıkmıştır.
- * Manyetik malzemelerden meydana gelen parçaların teknenin içine yerleştirilmesi nedeniyle su jeti teknenin üzerindeki manyetik alana daha az katkıda bulunur.
- * Su jeti çok yüksek ivmelenme ve durma performansına sahiptir.
- * Sabit kanatlı pervane deplasmanı yaklaşık %2 kadar düşürür.
- * 15 knotta 2 su jeti sabit kanatlı pervaneye göre %4 daha fazla yakıt harcar. Motorun aşırı yüklenmesi durumunda maksimum sürekli hız pervanede 2 knot daha düşük olacaktır.
- * 22 knotta JPS ve sabit kanatlı pervane eşit yakıt tüketimi sağlar.
- * 28 knotta JPS, sabit kanatlı pervane(Fpp)'ye göre %8 daha az yakıt harcamı verir.
- * Teknenin bu aralıktaki hız değerlerinde ortalama olarak JFS %1- 2'lik daha az yakıt harcamı sağlar.
- * Sabit kanatlı pervane kullanımı makinanın aşırı yüklenmesi nedeniyle teknenin çalışmasında bazı sınırlamalara neden olur.
- * Su jeti motordaki yıpranmayı ve dolayısıyla tamir ihtiyacını azaltır.

- * Su jeti düşük ve orta hızlarda 2-4 kat daha yüksek dönme kuvvetleri meydana getirir. Yüksek hızda dönüş hızı sabit kanatlı pervanedekinin 2 katıdır.
- * Pervaneler yaklaşık olarak gemi omurgasının 0.55 m altına taşar durumda monte edildiği için yüksek hasar riski altında çalışırlar.
- * Su jeti kullanımı iç gürültü ve titreşim düzeylerinin azalmasına neden olur ki bu da mürettebatın rahatına büyük katkı yapar.



Şekil 4.1

Ayrıca şu noktalara değinmekte de yarar vardır.

- Su bilinen bir gerçektir ki yuvarlak karinalı teknelerdeki metasankrik yükseklik: GM, yüksek hızlarda (Froude) düşme eğilimindedir.
- SSPA'daki model deneylerinde teknenin düşük hızda yeterli stabiliteye sahip olduğu anlaşılmıştır. Bu yüzden “stabilite kanatları” kullanmaya gerek yoktur[20].

4.2. DD 963 Destroyerindeki Deney Sonucu

Geleneksel DD 963 çift CRP pervaneli itici güç sisteminin yerine tek CRP pervaneli çift jetten oluşan B yapısıyla (Sistem B) yer değiştirdiğinde şu gelişmelerle sonuçlanır.

- %23' lük yıllık yakıt kullanımı masraflarında tasarruf
- %7' lik sürüklenmede azalma
- İtici kuvvet makinelerinin ağırlığında %30 oranında azalma
- Su altında yayılan seste azalma
- Makinelerin kapsadığı alanda azalma
- Hayatta kalma operasyonlarında artış (Ömrün uzaması)
- Ara itici kuvvet gereksiniminde artış
- Kolay montaj
- Tamirde azalma
- Kullanım boyundaki masraflarda azalma

Üstteki sonuçlardaki sürüklenme ve ağırlık gibi azalma oranları tutucu olup, makina artışı ve yakıt ağırlığıda hesaplarda göz önünde bulundurulseydi daha iyi olurdu.

Ana hat DD963 ile aynı hacimdeki bir gemi için, jetlerin sağladığı ağırlık ve kapsadığı alanda azalma silahlanma ya da yakıt yükünün arttırılması için kullanılabilir. Teknoloji, DD963 tipi gemilere jet itici sistemlerinin montaj yapılmasını kolaylaştırmıştır. İstenilen hidrolik ve mekanik dizayn donanma için yeterli olup işlemeye hazırdır.

4.3. Sonuç:

Gemi işleticisi(adamı) açısından, bu tip pervanelerle inşa edilmiş gemileri kullanma kolaylığı vardır.

- * Değişken adımlı(Piç kontrollü) pervaneye inşa edilmiş bir gemide gemiyi sevk eden kişi makine özelliklerini göz önüne alması gerekmez.

- * Gemi hangi makine olursa olsun, “makina stop” komutu verilir verilmez, makinenin çalışmasına bağlı olmaksızın itme kuvveti anında durdurulur. Pervaneden istendiği anda ileri veya tornistan güç elde edilebilir. Dolayısı ile bu tiplerde komut verdikten sonraki boş bekleme zamanı bulunmaz.
- * Makinenin normalden daha geç alması veya almaması gibi sorunlar yoktur.
- * Tüm kontroller köprü üstünden denetlenebilir.
- * İstenilen hıza elinin altındaki kumanda koluyla rahatça sağlanabilir.
- * Makine tipi ne olursa olsun ileri veya tornistan tokatlamalar başarıyla uygulanır.

Yukarıda sıralanan kullanım avantajlarının yanı sıra aşağıdaki dezavantajlar söz konusudur.

- ◆ Çok çabuk hız arttırıldığında aşırı yüklenmeye maruz kalacağından makinenin stop etme riski vardır.
- ◆ Kontrol sisteminde bir arıza olması halinde kanatların konumu takılı kalır.
- ◆ Bazen köprü üstünden sıfırlama yapıldığında kanat açısının tam sıfır olması temin edilemiyor olması.
- ◆ Manevra sırasında(halat alma-verme) pervanenin devamlı dönüyor olması.

Yukarıdaki karşılaştırmalardan, ağır devirli dizel makineleriyle tahrikli birçok yük gemisinde, CPP sisteminin, işletme masrafları göz önüne alındığında ise, geleneksel FPP donanımlı sistemin avantajlı olduğu anlaşılmaktadır. Böylece büyük çaplı CPP sistemi, esnekliği, yüksek verimli olması daha küçük ve hafiflik gibi nedenlerle, makinelerde çok sık kullanılır. Ayrıca FPP'ye göre % 4-6 yakıt tasarrufu sağlar. CPP sistemi güvenlik, manevra özelliği, düşük vibrasyon ve ses, düşük bakım-onarım giderleri, uygulama kolaylığı, ekonomik bir shaft jeneratör işletimi gibi avantajları olan bir sistemdir[29].

V. ÖZET

GEMİLERDE PERVANELİ SİSTEM YERİNE SU JETİNİN VE DİĞER SİSREMLERİN KULLANILMASI.

Bu çalışmada uskur pervaneye (sabit kanatlı) alternatif olarak ortaya çıkan diğer sevk sistemleri geniş olarak incelenmiştir. Bu alternatif sistemlerin avantajlı bir şekilde teknelerde uygulanabilmesi için bazı faktörler göz önüne alınmıştır. Diğer taraftan yüksek hızlarda uskur tipi pervanelerde artarak ortaya çıkan kavitasyon tehlikesinin azaltılması isteği de bu alternatif sistemlere yönelişi zorunlu kılmıştır.

İlk olarak, tahrik sisteminin ana prensibi sabit pervaneliden çok farklı olmayan bir sistem olarak, su jeti ele alınmıştır. Bu sistem geminin kıç tarafında oluşturulan itme kuvvetinin suyu ivmelendirmesi prensibine dayanır. Bu sistemlerde yüksek hızlarda kavitasyon tehlikesi düşer, manevra kabiliyeti oldukça artar ve geminin su içersinde kalan kısmı (su çekimi) azalır.

Diğer alternatif sistemlerden olan değişken adımlı pervanelerde göbeğe yerleştirilen bir hidrolik donanım vasıtasıyla pervanenin şaft ekseni ile yaptığı açı değiştirilebilir. Böylece ileri ve geri(tornistan) hareketleri şaft yönü değiştirilmeksizin yapılabilir. Suyun debisi kontrol edilerek, gemi sevk, çeşitli yönlerde daha avantajlı bir şekilde yapılabilir.

İtişi dönebilir alternatif sevk sisteminde pervanenin sabit sistemlerde 360° , değişken adımlı sistemlerde ise 180° döndürülmesi yeterli olmaktadır. Böylece bu sistemlerde suyun istenilen açıda ivme kazanması sağlanabilmektedir.

Çalışmanın son kısmında, tekne sevk sistemlerinin seçiminde göz önünde tutulması gereken faktörler her bir sistem için ayrı ayrı verilmiştir. Bu faktörler tekne kullanımına bağlıdır. Ancak tekne işletim politikasının değişmesi ile farklılıklar gösterebilir. Bu faktörlerin en önemlilerinin yakıt tüketimi, manevra kabiliyeti, vibrasyon durumu, tekne sürati, güvenli işletim, bakım ve tutum masrafları olduğu söylenebilir.

Örneğin bir yolcu gemisi söz konusu olduğunda güvenli işletim ve manevra kabiliyeti en önemli faktör olup, değişken adımlı pervane en uygundur. Yine bu gemilerde süratin daha fazla olması istenirse bu defa su jeti kavitasyon, vibrasyon ve yakıt tasarrufu yönüyle daha avantajlıdır. Eğer romorkör, ağ gemisi veya petrol arama tekneleri gündeme gelirse itiş dönebilir sevk sistemi manevra ve güç ön planda olduğu için tercih edilmelidir.



SUMMARY

THE USES OF WATER JET AND THE OTHER PROPULSION SYSTEM INSTEAD OF FIX PITCH PROPELLER TO THE SHIPS.

In this study the other alternative propulsion systems to the fixed pitch propeller are investigated. For the applications of this systems into the ships some factors are taken into account. In this applications the cavitation problem is smaller than the applications of the fixed pitch propeller.

First of all, jet propulsion system, which is similar with fixed pitch propellers as the principal, is discussed. The main principal in this system is the acceleration of the ship.

The advantages of the jet propulsion system are as follows;

- The cavitation problem is decreased.
- Manoeuvrability is quite good.
- The shipsdraft is minimum.
- Vibrations levels and noise are very low.

As an alternative propulsion system controlable pitch propeller has a hub with the hydraulic system. By means of this hydraulic system the angle between the propeller and the axes of the propeller's shaft is changable. There is no need to change the direction of the shaft for ahead and astern of the ship. This movements of the ship is easily possible by controlling the means flow rate of the water.

In the rotatable thruster systems the angle of the propeller is 360° for fixed pitch propellers and 180° for controlable pitch propellers. Thus, the acceleration of the water in any direction could be possible.

At the end part of the theses, for each systems the factors to the selection of the propulsion system are described. The most important factors are given above;

- The speed of the ship
- The cost of maintenance
- Vibration
- The consumption of the fuel
- Manoeuvrability
- Safety operation

The factors given above are also depend on the policies of the operation to the ship.

As an example if we consider a passenger ship, safety operation and Manoeuvrability are the most important factors and the most suitable system is controlable pitch propeller. If the high speed is desired, the vibration, the consumption of the fuel and cavitation are the main factors and the more advantageous one is jet propeller. On the other hand for tug boats, fishing vessels and offshore, manoeuvrability and power must be taken into account and the better one is rotatable thruster system.

VI. KAYNAKLAR

- [1] SABUNCU, T.(1983) : Gemi Sevki, S. 1-11.
- [2] HARVALD, SV.AA. (1988) :Propulsion Of Ship, S186-190.
- [3] ŞAYLAN, Ö.(1970) : Çeşitli Sınır Yüzeylerinin Pervane Üzerindeki Etkileri (Nozullu Pervaneler), S 3-14, Uyar, İstanbul.
- [4] TÜRK LOYDU ULUSLARASI 1. SEMPOZYUM BİLDİRİLERİ, 1991, İstanbul
- [5] KARHAN, K. (1961) : Girdap Teorisine Göre Optimum Pervane Hesabı, S 163-170.
- [6] KAFALI, K. (1957) : Yüksek Süratli Tekneler, S 107-116.
- [7] BULDURU,Ö.,TEMUR,B.,(1993) : Denizati, Ocak, S 29-33.
- [8] KAMEWA Broşürü.
- [9] TOPKAYA, H,(1974) : Teknik Hidrolik, Hidrodinamik ve Hidrostatik.
- [10] KAMEWA Water Jet Kurs Notları.
- [11] M/C KAPTAN PAŞA Instruction Book.
- [12] KRUPPA, F.L.,(1969) :High Speed Propellers Hydrodynamics And Design, S 2-62.
- [13] JOHNSON, V. E., (1964) : Waterjet Propulsion For High-Speed Hydrofoil Craft, S 64-306.
- [14] M/V AKŞEMSEDDİN FFJET Instruction Book.
- [16] SVESSON, R.,(1994) : WJ Propulsion Latest Developments, 1-2 dec.
- [17] WOODYARD, D. (1996) : Waterjet Increase Their Position Of Power, Speed At Sea, Vol.2.

- [18] GEARHART, W.S. ,FREDLEY, J.E. (1983) : Estimate Of Hydraulic Efficiency For Preliminary Pompjet design, S 607-640.
- [19] ETTER, R.J. ,KRISHNAMOORTHY, V., SCHERER, J.O. (1985) : Model Testing Of Waterjet Propelled Craft.
- [20] SVESSON, R., (1987) : Water Jets Propulsion For Naval Vessels, NAVY July.
- [21] SVESSON, R., (1988) : Water-jets Propulsion For Ferries, Shipbuilding technology international 1988.
- [22] ERNA, H., (1979) : Pratik-Elektrik ve Uygulamalarıyla modern Elektronik, S140-180,İnkılap,İstanbul.
- [23] HASHIL,M. ,TAKEZAWA, S., MATSUYAMA, C., IMAICHI, K., SHIMAMOTO, K.,(1992) : Research On Superconducting Electro Magnetic Propulsion Ship E-5-23-27.
- [24] Superconducting Electromagnetic Propulsion For Ships, DIESEL & GAS TURBINE WORLDWIDE, March 1990.
- [25] Star Wars In The Engine Room, MARINE LOG, April 1990.
- [26] Schottel Shows Off Its Pomp-jet In New York, MARINE LOG, January 1992.
- [27] EROL, A. (1987) : Gemi Kullanma, S 42-49, Güryay, İstanbul.
- [28] COMMANDER, E.R., MAY, R.N. (1981) : The Theory And Practice Of Controlable Pitch Propellers, S 1-25, ISBN: 0 900976 62 4, London.
- [29] BJÖRHEDEN,O. (1988) : The Advantages Of CP Propellers On Ships With Low Speed diesel Engines, S 36-70.
- [30] KAMEWA XF3 TIP CCP Instruction Book.
- [31] KAMOME Controlable Pitch Propellers 1-2.

- [32] KAMEWA EF TİPİ CCP Instruction Book M/V İskenderun.
- [33] KAMEWA Rotatable Thruster For Propulsion.
- [34] KAWASAKI Rotatable Thruster El Kitabı.
- [35] KAWASAKI Side Thrusters El Kitabı.
- [36] SCHLAPPI,H.C.1982 : An Innovative Energy saving propulsion system for naval ships, Naval engineers Journal, April .



VII. TANIMLAR

- P : Adım.
- r : Yarıçap.
- ϕ : Pervane sabit adım açısı.
- b : Helis egrisinin boyu.
- V_m : M noktasındaki hız.
- P_m : M noktasındaki basınç.
- P_b : Buharlaşma basıncı.
- σ : Kavitasyon sayısı.
- ρ : yoğunluk.
- Re : Reynold sayısı.
- d : çap.
- ν : Kinematik viskozite.
- H_m : Basma yüksekliği.
- h_e : Emme yüksekliği.
- n_s : Pompa özgül hızı.
- n : Pompa devir sayısı(dev/dak).
- Q : Debi.

ω : Pompa açısai hızı(rad/s).

Y : Pompa özgül enerjisi(J/kg).

n_{ss} : Özgöl emme hızı.

NPSH: Emmedeki net pozitif yükseklik.

t : Emme katsayısı

R : Tekne direnci.

A_2 :Çıkış nozul alanı

D : Nominal su jeti boyutu.

B : Taban plaka genişliği.

ξ : İç kayıp faktörü.

ψ : Çıkıştaki kayıp faktörü.

C_p : Basınç katsayısı.

V_G : Gemi hızı.

P_{atm} : Atmosfer basınç.

F : İtme kuvveti.

P_e : Efektif güç.

SES : Hava yastıklı katamaran gemi.

CAT : Katamaran gemi.

HYD : Hidrofoil gemi.

VIII .ÖZGEÇMİŞ

1966 yılında Turgutlu'da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Turgutlu'da tamamladıktan sonra 1984 yılında Dz.K.K. Denizcilik Yüksek Okuluna girdi. 1989 yılında İ.T.Ü. Denizcilik Yüksek Okulunun makina bölümünden mezun oldu. Aynı yıl D.B. deniz nakliyatında 3. mühendis olarak göreve başladı ve burada 1993 yılına kadar değişik gemilerde görev yaptı. Daha sonra İstanbul Deniz Otobüsleri(İ.D.O.)'da baş mühendis olarak değişik gemilerde görev yaptı. 1995 yılında İ.T.Ü. Denizcilik fakültesinde araştırma görevlisi görevine atandı ve halen bu göreve devam etmektedir. Evli ve bir çocuk babasıdır.

