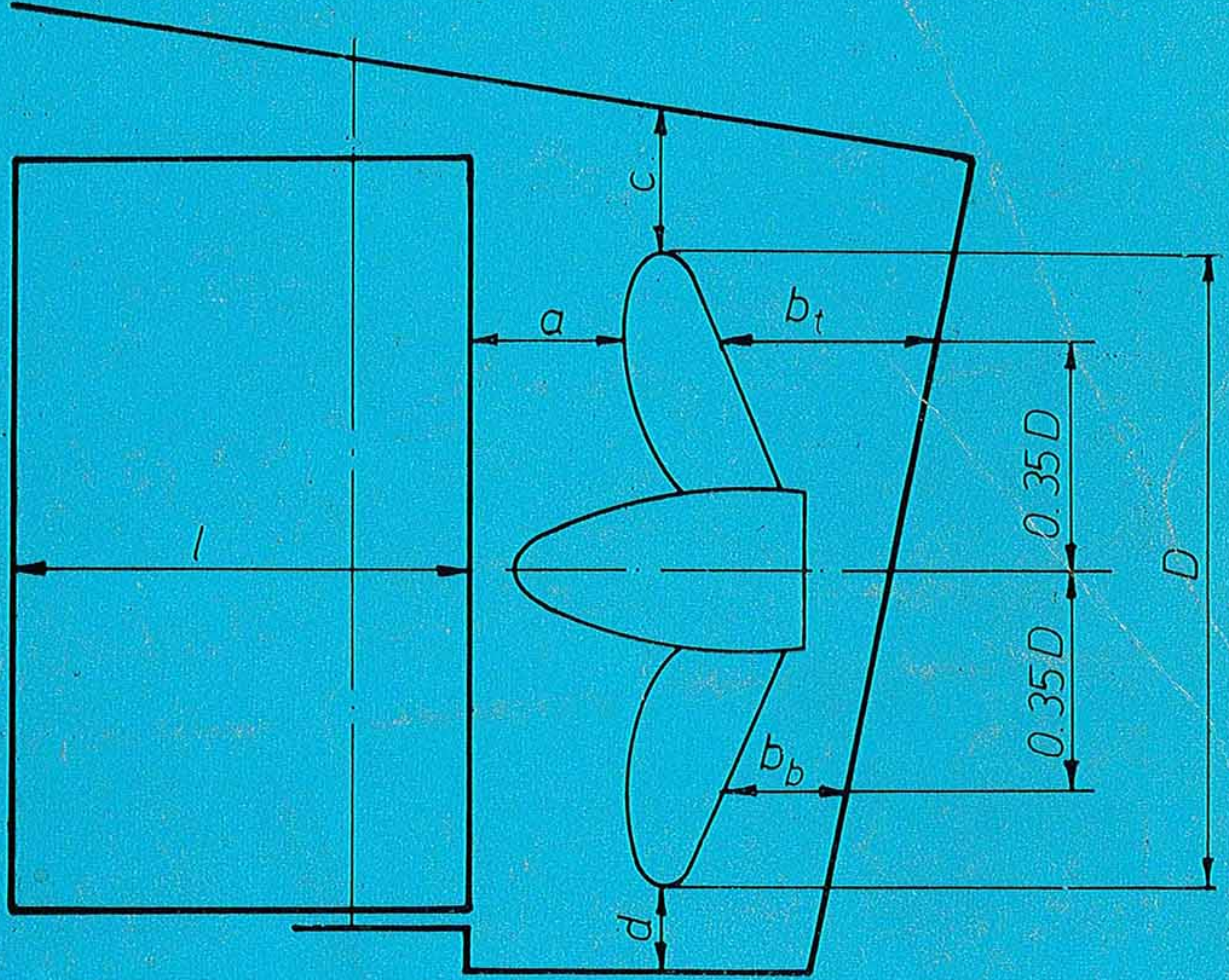


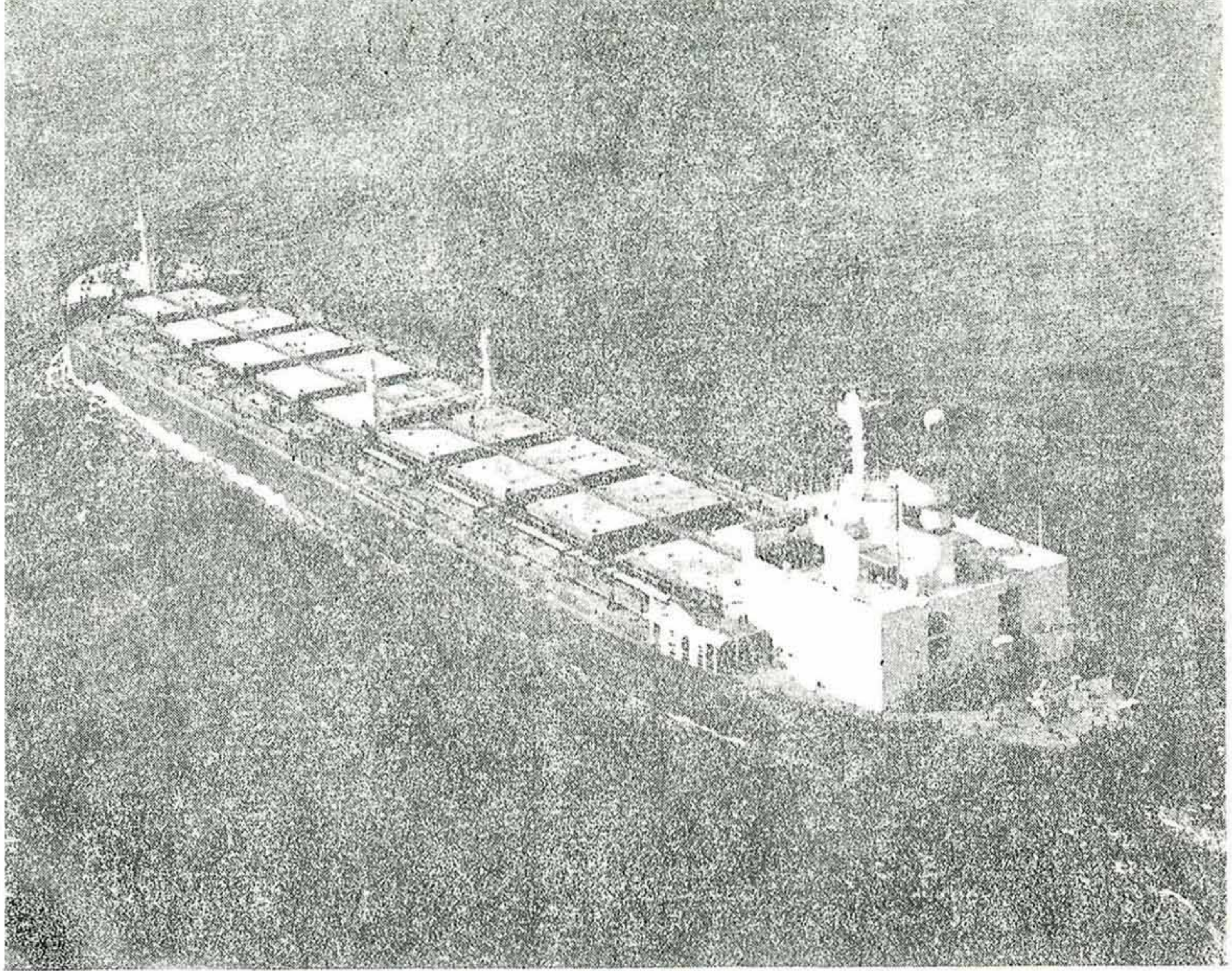
tmmob gemi mühendisleri odası yayın organı
Sayı 108-109 Nisan-Temmuz 1988



- ROMORKÖR PERVANESİ DİZAYNINDA PRATİK BİR YÖNTEM
- ALÜMİNYUM VE ALÜMİNYUM ALAŞIMLARININ KORUYUCU GAZ KAYNAĞINDA GÖZENEKLİLİĞİN NEDENLERİ
- KAYICI BİR TEKNEDE KALKINLI AÇISININ DİRENÇ VE KRİTİK HIZA ETKİSİNİN İNCELENMESİ
- ASİMETRİK KIÇ FORMARININ İNCELENMESİ
- ENDONEZYA ADALARI ARASI STANDART GEMİLER
- YORULMA DAYANIMININ BELİRLENMESİNDE DEĞİŞEN YAKLAŞIMLAR
- IMO'DAN HABERLER
- TÜRK LOYDUNDAN HABERLER
- ODADAN HABERLER

DENİZCİLİK ANONİM ŞİRKETİ

YILDIZ DENİZ TAŞIMACILIĞI ANONİM ŞİRKETİ



M/V ABANT

M/V "ABANT" 105.550 D.W.T

M/V "ARPAD": 37.565 D.W.T

İç ve Dış sularda akaryakıt ve kuru yük nakliyatı.

Deniz Nakliyatına Başlama Tarihi: 1948

DENİZCİLİK ANONİM ŞİRKETİ tesis tarihi: Şubat 1952

Adres : Meclisi Mebusan Caddesi No 55, Fındıklı Han Kat. 4 Fındıklı 80040-İstanbul
Telefon : 151 02 58 (9 hat)
Tr. faks : 151 02 67
Teleks : 24189 Haba Tr- 24478 Hyba Tr- 24479 Gen Tr
Telgraf : Habaran - İstanbul

GEMİ MÜHENDİSLİĞİ

SAYI : 108 - 109

NİSAN - TEMMUZ 1988

GEMİ MÜHENDİSLİĞİ

T.M.M.O.B.

Gemi Mühendisleri Odası

Adına Sahibi :

Naci ÇANKAYA

—0—

Yazı İşleri Müdürü :

T. Nezihi ÖZDEMİR

—0—

Yönetim Yeri :

T.M.M.O.B. Gemi Mühendisleri Odası

Meclisi Mebusan Caddesi

No. 115 - 117 FINDIKLI/İST.

Telefon : 143 63 50

—0—

Dizgi - Baskı :

Matbaa Teknisyenleri Basımevi

Telefon : 522 50 61

—0—

Kapak Grafiği :

Ateş AYDEMİR

—0—

REKLAM ÜCRETLERİ :

Ön iç kapak	:	100.000
Ön iç kapak karşısı	:	90.000
İçindekiler sahife karşısı	:	90.000
Arka kapak	:	100.000
Arka kapak içi	:	90.000
Arka kapak içi karşısı	:	90.000
Tam sayfa (normal)	:	70.000

Ücretler siyah - beyaz reklam içindir,
renk farkı ayrıca alınır.

Klişe ücretleri reklam sahiplerince
ödenir.

Fiati : 1000 TL.

Yıllık Abone : 4000 TL.

"Üç Ayda Bir Çıkar"

—0—

KURULUŞ : NİSAN 1955

İÇİNDEKİLER

	IMO'dan Haberler	5
Tarık Sabuncu	: Romorkör Pervanesi Dizaynında Pratik Bir Yöntem	10
Nişan Sönmez	: Alüminyum ve Alüminyum Ala- şımlarının Koruyucu Gaz Kayna- ğında Gözenekliliğin Nedenleri .	21
T. Nezihi Özdemir Ayhan Sert	: Kayıcı Bir Teknede Kalkıntı Açı- sının Direnç ve Kritik Hıza Et- kisinin İncelenmesi	28
Aydın Eken	: Asimetrik Kıç Formlarının İnce- lenmesi	32
Metin Koncavar	: Endonezya Adaları Arası Stan- dart Gemiler	40
Adnan Dikicioğlu Erol Akata	: Yorulma Dayanımının Belirlen- mesinde Değişen Yaklaşımlar ...	44
Ali Osman Adak	: Türk Loydundan Haberler	49
	Dünya Denizciliğinden	51
	Odadan Haberler	52

TMMOB GEMİ MÜHENDİSLERİ ODASI YAYIN ESASLARI

GEMİ MÜHENDİSLİĞİ dergisi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları mühendislerinin meslekle ilgili bilgilerini geliştirmeyi, Ulusal Gemi İnşaatı Teknolojisine katkıda bulunmayı, Gemi Mühendislerinin özgün meslek faaliyetlerini ilgililere ulaştırmayı ve üyelerini sosyal yaşamlarını zenginleştirmeyi amaçlayan, TMMOB Gemi Mühendisleri Odası 3 ayda bir çıkan yayın organıdır.

G.M.O. YAYIN KURULU

Behçet Tuğlan	(Baş Editör)
Ömer Gören	(Koordinatör)
Haluk Kaya	(Üye)
Ahmet Ergin	(Üye)
Ali Murat Gökmen	(Üye)

Yazıların GEMİ MÜHENDİSLİĞİ dergisinde yayınlanmasını isteyen yazarlar, yazılarını - orjinal çizim ve resimleri de içeren - 2 kopya halinde Baş Editör adına Gemi Mühendisleri Odasına yollamalıdır. Orjinal çizim ve resimler, yazı dergide çıkmadan evvel yazarına geri verilmez.

Yazılar açık anlaşılır bir dille ve daktilo ile 2 satır aralığı bırakılarak yazılmış olmalıdır. Çizimler aydınca kağıdına siyah çini mürekkep ile çizilmeli ve aydınca üzerine kurşun kalem ile hangi şekil olduğu ve alt yazısı belirtilmelidir. Eğer varsa, fotoğraflar parlak kağıda çekilmiş olmalı ve açıklayıcı bilgi kurşun kalem ile resmin arkasında verilmelidir. Referans listesi, yazının sonunda alfabetik sıraya göre düzenlenmelidir.

Yayın kurulu Editörlüğü tarafından, yayınlanması uygun görülen yazılar için telif hakkı olarak - üniversiteler yayın yönetmeliği esaslarına göre saptan - «Standard sayfa» başına 2000 TL. ödenir. Tercüme yazılar için bu ödeme 1500 TL. dir. Yazarlar, yazılarının daktilo ve çizimlerini Oda aracılığı ile yaptırmak istediklerinde, daktilo ve çizim için harcanan tutar telif hakkından düşülür.

Değerli Üyemiz

Odamız, kurulduğu 1954 yılından itibaren meslek ve meslekdaş haklarının sağlanması ve korunması, mesleğimizin ülke çıkarları doğrultusunda uygulanmasının, yılmaz savunucusu olmuştur.

27 - 28 Şubat 1988 tarihinde göreve gelen Yönetim Kurulumuz da bu amaçla çalışmalarına başlamıştır.

Ülkemizde Gemi İnşa Sanayi zaman, zaman bazı olumlu gelişmelere rağmen yeterince önemsenmemiş, özellikle son yıllarda «Ulusal Denizcilik Politikası»nın olmaması nedeniyle durma noktasına getirilmiştir. Mesleğimizi uygulama olanağımız yok edilmiştir. On yıl önce yurtiçinde dizayn ve yapımı gerçekleştirilen gemiler, bugün yurtdışına proje ihalesine çıkmış; tersanelerimiz boş ve Deniz Ticaret Filomuz oldukça yaşlı iken Gemi Yapımı düşünülmemiş; 1988 yılı Teşvik Tedbirlerinde, daha önceki yıllarda mevcut

olan ithalde aranan tonaj sınırı da kaldırılmıştır.

Yine son yıllarda uygulanan ekonomi - politikalar sonucu, Gemi Mühendisleri de tüm çalışanların bir parçası olarak, içine düşürüldükleri zor koşullardan bireysel kurtulma çabalarını sürdürmektedir. Halbuki demokratik - ekonomik hakların sağlanması bir araya gelme, birlik ve dayanışma ile sağlanabilir.

Odamız, Türk Mimar ve Mühendisler Odaları Birliği'nin bir Odası olarak tüm meslekdaşların, biraraya gelmesini sağlayacak bir kurumdur.

Siz meslekdaşlarımızı, Odamız çevresinde biraraya gelmeye çağırıyoruz.

Saygılarımızla,

BAŞKAN

Naci ÇANKAYA

IMO HABERLERİ (*)

GMDSS : DAHA ÇOK TASLAK KARARI

Komite 1991 - 1997 yılları arasında yürürlüğe gireceği umulan «Yerküresel Denizde Tehlike ve Emniyet Sistemi» ile ilgili çok sayıda önemli kararlar aldı. (GMDSS - Global Maritime Distress and Safety System - GMDSS).

Sistemin oluşturulmasına yardımcı olacak şekilde tasarlanan çok sayıda çözüm, Kasım ayındaki IMO Kongresine yetiştirilebilmesi için geliştirildi. GMDSS'in geçici taahhüt taslağı üzerindeki ilave öneriler, Uluslararası Telekomünikasyon Birliğinin himayesi altında ilerde yapılacak MWAR (Mobile World Administration and Radio) Konferansında sunulmak üzere geliştirildi. Komite ayrıca, sistemin yerine getirilmesine yardımcı olacak bilgileri arayan üye ülkelere gönderilecek bir çok sayıda sirküler üzerinde anlaşmaya varmıştır.

Taslak Kongre kararları aşağıdaki gibidir.

- 1 — GMDSS'in gözden geçirilmesi: Taslak karar MSC'min muhtelif teknik istekleri, fiyatının ve efektifliğinin ışığı altında göz önüne almasını istemektedir. Bunu da temin edilebilen sistemlerle karşılaştırarak yapmaktadır.
- 2 — Arama ve Kurtarma Hedefleme Kabiliyeti (Search and Rescue homing Capability - SAR) Tasarı Karar SAR çalışmalarında kullanılan ünitelerin GMDSS'in istediği çeşitli frekanslar üzerinde hedefleme yapabilmesi için teçhiz edilebilmesini niyetlemektedir.
- 3 — Performans Standartları : Komite, GMDSS'in gerektireceği bazı ekip-

manlar için performans standartları onaylamıştır. Bunlar, ekipmanların güvenli ve kendinden umulanı yapabilecek şekilde olmalarını sağlama amacını gütmektedir.

Taslak kararlar aşağıdaki teçhizatlarla ilgilidir :

- a — Yüzer VHF dijital seçici çağırılmalı acil durum mevki bildirici radyo işaretleri (Emergency Position - Indicating Radio Beacons - EPIRB_s). Bunlar, emercensi bir durumda otomatik bir tehlike haberi gönderecek şekilde dizayn edilen cihazlardır.
- b — Kazazede botundaki sabit ve taşınabilir tesisler için iki yönlü VHF radyotelefon cihazları. Can Kurtarma Arama ve Kurtarma Alt Komitesi, gerekli görülen düzeltmeleri yapmak ve bunları Kongreye direkt olarak sunmak için yetkilendirildi.
- c — Dijital seçicili çağırılmalı (Digital Selective Calling - DSC), ses muhaberatını ve dar band direkt yazımını (Narrow Band Direct Printing - NBDP) üzerinde bulunduran Gemi MF/HF Radyo Donanımları.

Komite, üye ülkelerde dolaştırmak için NAVTEX Servisi için bir sirküleri onayladı. Bu, 27 üye ülkeden IMO'ya gönderilen bilgileri içermektedir. Mevcut ve de planlanmış NAVTEX servisleri üzerinde henüz bilgi vermeyen üye ülkelerden bunu mümkün olan en kısa zamanda yerine getirmeleri istendi.

(*) IMO'nun yayın organı «IMO News», No. 3, 1987 sayısından, Gemi Mühendisleri Odası IMO komitesince derlenmiştir.

NAVTEX, bir dar band direkt yazımlı telegrafik sistem olup Gemilere meteoroloji ve seyirle alakalı mesajları göndermede kullanılır.

Komite ayrıca, GMDSS içinde SOLAS Sözleşmesine uymayan gemiler için rehber kabul etti. Sistem, SOLAS 1974'ün 4. bölümündeki düzeltmeler vasıtasıyla yerine getirilecek. Bu, dünyadaki çok sayıda gemiye uygulanmasına rağmen, yine de bazı gemiler SOLAS kaidelerine uymamaktadır. Rehber, bu gemiler ve GMDSS arasında bir bağlantı hattı sağlama amacıyla ulusal tedbirlerini geliştirmeyi arzu etmekte olan İdareler için amaçlanmıştır.

Komite, dolaşım için ayrıca bir GMDSS Master planı veri kütüğü oluşturmuştur. Bu, GMDSS'i ilgilendirdiği derecede her hükümetin niyetlerini belirlemek amacıyla oluşturulan soru serilerini içermektedir. Verilecek olan cevaplar bir Master Plan'ın hazırlanmasına yardımcı olacaktır.

HUKUKİ İŞLEMLER : BİR SONRAKİ TOPLANTIDA UMULAN KARAR

Komite, bir sonraki toplantısında, GMDSS'nin yürürlüğe girmesi için hukuki işlemleri kararlaştırmak umudundadır.

Komitedeki görüşler farklı doğrultudadırlar. Bazı hükümetler, SOLAS'ın dördüncü bölümünü zımnen kabul işlemi ile düzeltmek taraftarıdır. Bu özellikle, belirli bir oranla reddedilmeksizin, bir diplomatik konferansla veya toplantıyla Tüm SOLAS kaidelerini içermesi için genişletilen MSC görüşmesiyle uyarlanan bir düzeltmenin seçilecek bir tarihte yürürlüğe girmesi demek olacaktır.

Bu metod, tüm taraflar için belirlenecek bir günde GMDSS'in şartlarının yürürlüğe girmesi demektir.

Diğer bazı ülkeler 4. Bölümde planlanan değişikliklerinin, doğal olarak sadece teknik olmaması nedeniyle çok önemli olduğuna inanmaktadırlar. Komite,

GMDSS'e girişin denizcilik haberleşmeleri için, tevakkuz bulunma ve emniyet dahil, idari, mali ve tatbiki aranjmanlarını içerdiğinden tümüyle yeni bir sistemle neticeleneceğini belirtmiştir.

Bu bir çok ülke için külfet demektir.

GMDSS'e, 1974 SOLAS'a bir protokol vasıtasıyla veya açık kabul işlemine maruz düzeltmeleri yaparak giriş yapılması önerildi. Bu muhtemelen, GMDSS'nin yürürlüğe girişinin senelerce gecikmesine sebebiyet verecekti.

Çeşitli alternatifleri oluşturabilmek için bir yönetim grubu kuruldu. Bunun raporu, kısaca tartışıldı ve Nisan 1988'de yapılması düşünülen Komitenin bir sonraki oturumunda uyarlanabilen hukuki işlemler üzerindeki kararın verilebileceği umulmaktadır.

'HERALD' FACIASINDAN SONRA SOLAS'DA DÜZELTME ÖNERİSİ

Herald Of Free Enterprise gemisi bir İngiliz Ro - Ro otomobil ferisi olup, Belçika'nın Zeebrugge limanında 6 Mart 1987'de alabora olarak batmış ve bu kaza 180'den fazla kişinin can kaybına yol açmıştı.

Kaza ile ilgili soruşturma devam etmesine rağmen, İngiltere kaza nedeninin şimdiden anlaşıldığını ve araç güvertesine baş kapaktan su girmesinin kazaya yol açtığını bildirmiştir.

Bu konuda SOLAS kurallarında yapılacak olan değişikliklerle önlem alınabileceğini savunan İngiltere'nin önermiş olduğu değişiklikler şunları kapsamaktadır :

a — Araç Güvertesi Yükleme Kapısı İçin Gösterge Sistemi :

İngiltere, yük kapısı ve büyük ölçüde su girişine yol açabilecek olan diğer açıklıkların, açık olduklarını bildiren göstergeler konulmasını, ayrıca gemi zabitanından bir kişinin yük kapılarının tam olarak kapatıl-

ması ve emniyete alınmasından sorumlu olmasını ve bu kişinin işini bitirdikten sonra gemi daha limandan çıkmadan önce, seyir güvertesine durumu rapor etmesi koşulunun SOLAS kurallarına eklenmesini önermiştir.

b — Araç Güvertesinin Uzaktan Televizyon İle Gözetimi :

Bu yöntem kullanılarak açık bir kapının hemen farkedilme olanağı sağlanacaktır. Bunun yanında, TV ile otomobil güvertesindeki diğer faaliyetler de denetlenebilir: Örneğin, ağır hava koşullarında araç, konteyner ve diğer yüklerin hareketleri, duman çıktığında veya yolcuların izinsiz olarak buralara girdiğinde farkedilmesi gibi...

c — Araç Bölmelerinin Havalandırma Düzenekleri ve Bunların Çalışması :

Araç güvertesinin egzoz gazlarından temizlenmesi önemlidir. Ro - Ro'lar da normal havalandırma düzeneklerinden daha hızlı havalandırma sağlanması için yükleme kapılarının bir süre açık tutulduğu ve gecikmeli olarak kapatıldığı ileri sürülmüştür. SOLAS sözleşmesi havalandırmayla ilgili gerekleri de içermektedir, ancak İngiltere bu gereklerin ağırlaştırılmasını önermektedir. İngiltere önerisinde, yükleme boşaltma sırasında araç güvertesinde saatte 20 kez hava değişiminin gerekliliğini savunmaktadır. Alt Kurul, oksijen yetmezliği veya zehirli gazların yol açtığı personel tehlike düzeyinin ve kabul edilebilir yanıcı gaz sınırlarının makul düzeyde tutulabilmesi için daha dikkatli gözlemlerin yapılmasının doğru olacağı düşüncesinde birleşmiştir. SOLAS kurallarının, yanıcı buhar oluşumunun kontrolü konusunu yeterince ele almış olmasına karşın, Alt Kurul, personel için kabul edilebilir bir çevre

sağlanabilmesi konusunda çalışmalarını yoğunlaştırmıştır.

d — Araç Güvertesinde Çalışma Esasları :

Çalışma ilkelerinin doğru olarak uygulanmasını sağlamak için, İngiltere, geminin limandan ayrılmasından önce, araç güvertesinde bazı kontrol ve testlerin geliştirilerek uygulanmasını önermiştir. Bu işlemler, araç bölümlerine giriş açıklıklarının kapatılması ve emniyete alınması, havalandırma sisteminin çalışmasının kontrolü, araçların güvenliğinin kontrolü, drenaj düzenlerinin kontrolü, sabit ve taşınabilir yangın söndürme araçlarının kontrolü gibi işlemlerdir.

Bu konuları tartışan alt kurul, Herald of Free Enterprise'in yaşadığı facia ile ilgili resmi soruşturmaların sürmekte olmasına karşın yine de, bazı önerilerin daha sonraki yayınlara koyulabileceğine karar vermiştir.

Alt kurul, İngiltere'nin önerilerinin dikkatle incelenmesi gerektiğinde anlaşmıştır. Üyeler, Deniz Güvenliği Kurulunun Nisan 1988 yapılacak olan toplantısına verilmek üzere, bir sonraki toplantıda önerileri belirlemeye karar vermişlerdir. Sekreterlikten bu tür gemilerin kazaya uğramasına yolaçan teknik eksiklikleri açıklayabilecek bilgileri toplaması, üyelere ise, Ro - Ro gemilerinin tasarımlarının temel çalışmaları ile ilgili bilgileri toplamaları istenmiştir.

Birçok delege bu tür teknelerin su aldıktan sonraki zayıflıklarına dayanarak, Ro - Ro'ların denizciliğini artıracak olan tedbirlerin ayrıntılarını vermiştir. Bir delege verilen ayrıntıların Ro - Ro'ların doğal zayıflıkları sorununu çözemeyeceğini, tasarım ve yapılarının derinlemesine ele alınması gerektiğini savunmuştur. Bir başka delege Denge ve Yükleme Sınırı ve Balıkçı Gemilerinin Güvenliği Alt Kurulu'nun yapmış olduğu çalışmanın Ro - Ro'la-

rın sorunlarına çözüm bulmada önemli katkılar sağlayabileceğini ileri sürmüştür.

Su geçirmez kapılarla ilgili kural değişikliği

Alt kurul SOLAS'ın 11 - 1 Bölümündeki 15. Kural metni değişikliğini kabul etti. Bu kural yolcu gemilerindeki su geçirmez perdelerdeki açıklıklara ilişkindir.

Bu kuralla ilgili değişiklik ilk olarak European Gateway adlı Ro - Ro gemisinin 1982'de batışından sonra tartışılmaya başlanmıştı.

Alt kurul tarafından ele alınan metinde geminin denize açıldığında, bölmeleme perdesi su geçirmez kapısının açık bırakılması sonucunda batmış olduğu belirtilmektedir. Bu gözden geçirilmiş metin su geçirmez kapıların genişliklerini sınırlamaktadır.

COLREG'de düzeltme tasarımları

1972 Denizde çatışmayı önleme sözleşmesinin 1 (e) sayılı maddesinde değişiklik ile ilgili taslak komite tarafından onaylandı. Bir sonraki toplantıda MSC tarafından 53. toplantısında onaylanmış diğer değişiklik tasarımları ile birlikte kuralın değiştirilmesi konusu ele alınacaktır.

DENİZ KİRLİLİĞİNİ KAPSAYAN IMDG CODE'A DİKKATE DEĞER İLERLEMELER KAYDEDİLDİ

Hali hazırda CODE sadece paketlenmiş tehlikeli maddelerin emniyetli görünümü ile ilgili olup, fakat amaca uygun olarak yaygınlaştırılmasının iyi olacağı konusunda mutabık kalındı.

Deniz Kirliliğini CODE'a dahil etmenin bir amacında MARPOL 73/78 Convention Ek II sinin yürürlüğe girmesini kolaylaştırmaktır. Bu ek paketlenmiş olarak taşınan ve deniz kirliticileri olarak adlandırılan zararlı maddelerce deniz kirlenmesinin önlenmesi ile ilgilidir. Bir kaç ülkenin halâ imzalamadığı düşünüldüğü ek ihtiyari olup henüz zorlayıcı değildir.

IMO Marine Environment Protection Committee (Deniz Çevresini Koruma Komitesi) Kirliliği kapsayan çalışmaların CODE'a dahil edilmesi için gerekli çalışmaların 1988 sonlarına kadar tamamlanmasını kararlaştırdı.

SINIF 1 VE 7'NİN DÜZELTİLMESİ :

Alt komite IMDG CODE'un patlayıcılar sınıfı ile ilgili düzeltmelerine devam etti. Şubat 1988 deki 40. oturumda tashih edilmiş metinle ilgili bir kararın alınabileceği umuluyor. 1 Temmuz 1990'da yürürlüğe girmesi için CODE'a 25 nolu tashih olarak benimsenerek eklenmesi için metinler 1989 da Martime Safety Committee'ye teslim edilecektir.

Alt komite Sınıf 7'ye ait tashihin 40. oturumda bitirilebileceğini ve Sınıf 1'e benzer muamelenin hüküm altına alınacağını umuyor.

KARA TANKERLERİ REHBERLİĞİ PLANLANDI :

Alt komite yüksek ağırlık merkezine sahip ve sıvı yük bulunduran tankerlerin taşınmasında daha fazla rehberlik verilmesi konusunda mutabık kaldı. Bu taşıtlar son IMO kongresinde benimsenen A 581 (14) nolu Ro - Ro taşımacılığının emniyet tertibatları ile ilgili kararın kapsamadıklarıdır. Üyeler mülahaza için 40. oturuma çağırılmışlardır.

Alev Tutucu Standartları Gözden Geçiriliyor

Alt Komite SOLAS 74, Bölüm II - 2, 59. Kaidenin Kimyevi Tankerlere de tatbik edilmesini incelemeye aldı.

Bu bölüm yangın önleme, tespit ve söndürmeyle ilgili olup 59. Kaide tankerlerin kargo tanklarının, havalandırılması, süpürülmesi, gazfri edilmesi ve havalandırılması ile ilgilidir.

Bu Kaideye 1981 ve 1983 de ilaveler yapıldı fakat kargo tanklarına alev geçmesini önleyecek standart alet dizaynla-

rına göre yine gözden geçirilecek. Bu aletler idare tarafından konulacak kuralları karşılamalı. Bunlar en azından IMO tarafından petrol tankerleri için kabul edilen ve 1984'te çıkarılan bir MSC sirkülerini içermelidir. (MSC/373 nolu sirküler).

Bu kuralların kimyasal tankerlere uygulanabilirliği konusunda bazı şüpheler ortaya çıkmıştır. Alt komitenin bazı üyeleri alev tutucuların polimerize/katılabilir ürünlerle kullanıldığında tutukluk yapabileceğini ifade etmişlerdir.

Alt komite Kural 59'un petrol ürünleri taşıyan kimyasal tankerlere uygulanabileceği konusunda hemfikirler fakat yanıcı kimyasal ürün taşıyan tankerlere uygulanıp uygulanamayacağı konusunda daha fazla bilgiye ihtiyaç olduğunu belirtiyorlar. Erken karar konusunda MSC'ye atıfta bulunarak herhangi bir düzenlemenin ekipmanı değiştirmeden petrol ürünlerinin ve tutuşabilir kimyasalların aynı anda taşınabilmesinin sağlanmasını istiyorlar.

Alt Komite IMO'ya danışman konumdaki birkaç endüstri kuruluşunun müşterek raporunu ele aldı. Alt komite tank havalandırmasının ve gaz-free sistemlerinin kullanılmasını sağlanması konusunda gemi tecrübeleri ve analitik çalışmaları da gözönünde tutmaktadır. Bunların 1987 sonbaharında tamamlanabileceği beklenmektedir ve öneriler IBCC (International Bulk Chemicals Code) ve MSC 373 şirkülerine ek haline getirilecektir.

IBC ve BCH Koduna ilave taslağı onaylandı

IBC (International Bulk Chemicals) Milletlerarası Dökme Kimyasallar ve BCH (Bulk Chemicals Code) Dökme Kimyasallar koduna yapılacak ilaveler alt komite tarafından onaylandı.

Yangın önleme alt komitesi nihai kararlarına ilave edildi ve MSC ye uygulanması gerçekleşecek. İlave taslaklar köpüklü yangınla mücadele tedbirleri ile ilgili idi.

Romorkör Pervanesi Dizaynında Pratik Bir Yöntem

Prof. Dr. Tarık SABUNCU (*)

Ö Z E T

Romorkör pervanelerinin dizaynı diğer gemi pervanelerine nazaran daha değişik ve teferruatlıdır. Zira romorkörler değişik yedek çekme hızlarında ve serbest seyir hızında çalışmak zorundadırlar. Bu yazıda pratik olarak K_T-K_Q-J pervane diyagramlarını kullanmak suretiyle, çeşitli dizayn koşullarına uygun sabit adımlı pervanelerin dizaynı hakkında bir metod önerilmiştir. Ayrıca bu metodu açıklayıcı nümerik örnekler verilmiştir.

1. GİRİŞ

Romorkörler özellikle yüksek manevra kabiliyetine sahip stabilitesi fazla teknelerdir. Bunun yanı sıra romorkörlerde yedek çekme ve serbest seyir koşullarının en iyi şekilde en az beygir gücüyle sağlanması gerekir. Bu açıdan romorkör dizaynında pervanenin çok önemli bir yeri vardır. Romorkör, makina gücünün büyük bir kısmını yedek çekme için kullanmakla beraber aynı makina gücüyle serbest ilerleme hızını da temin etmek zorundadır. Yedek çekmede kullanılan gücün romorkördeki mevcut tam güce oranı ile romorkörün verimliliği tanımlanır. Bu oranın büyümesiyle romorkörden beklenen verimlilikte artmış olur. Sıfır hız dahil çeşitli hızlarda yedek çekme ve serbest seyir hızında seyredebilme koşullarının hepsini aynı bir pervaneden beklemek, tek maksatlı bir gemi pervanesine nazaran daha karışık bir problemin çözümü gerektirir. Sabit adımlı bir pervane, belirli bir gücü, belirli bir devir sayısında ve belirli bir ilerleme hızında tam

olarak kullanabilir. Eğer ilerleme hızı arttırılırsa devir sayısı arttırılmadığı sürece güç ve döndürme momenti düşer. Genellikle romorkörlerde güç temini bakımından Diesel motorları kullanılır. Bu tip makinalar, karakter itibariyle geniş bir devir sayısı aralığı içinde hemen hemen sabit kalabilen döndürme momenti temin ederler. Yani bunlar sabit moment makinalarıdır. Bu nedenle makinadan temin edilen güç tamamen motor devir sayısı ile orantılı olarak değişir. Ayrıca Diesel motorları üstten maksimum bir devir sayısı ile sınırlı olup, bunun üzerine uzun süreli olarak çıkmak olası değildir. Böylece, eğer pervane, maksimum gücü maksimum devir sayısında ve belirli bir ilerleme hızında kullanacak biçimde dizayn edilmişse düşük ilerleme hızlarında motorun müsaade edilen döndürme momenti değerini aşmamak için devir sayısı azaltılacaktır. Diğer taraftan yüksek hızlarda maksimum müsaade edilen devir sayısının üzerine çıkılamayacağından pervanenin kullandığı döndürme momenti motorunda mevcut olandan daha küçük olacaktır. Buna göre eğer pervane, sıfır ilerleme hızında tüm motor gücünü maksimum tavan devir sayısında kullanacak biçimde dizayn edilirse bu halde sıfır ilerleme hızındaki statik yedek çekme kuvveti mümkün olabilen en büyük değerini alacak buna karşılık artan ilerleme hızıyla birlikte pervane tarafından kullanılan güç sürekli azalarak serbest seyir hızında ise maksimum motor gücünün çok küçük bir

(*) İ.T.Ü. Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi Öğretim Üyesi.

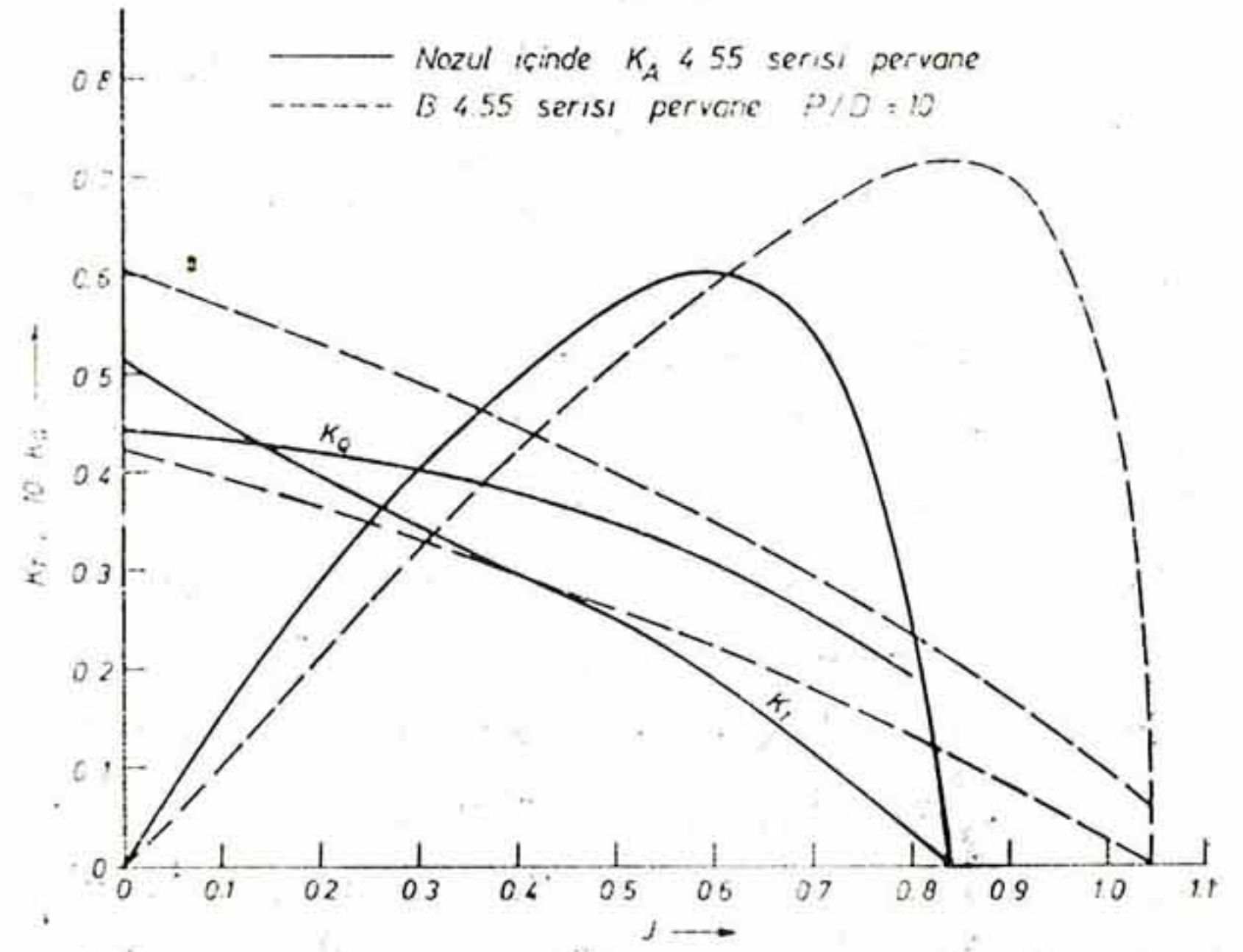
yüzdesinden yararlanılabilecektir. Bu nedenle de romorkörün serbest ilerleme hızı mümkün olabilenden daha küçük olacaktır. Diğer taraftan eğer pervane, motorun tüm gücünü maksimum müsaade edilen devir sayısında alacak şekilde romorkörün serbest ilerleme hızı için dizayn edilmişse, bu takdirde düşük yedek çekme hızlarında devir sayısı ve bununla orantılı olarak kullanılabilen güç düşecektir. Özellikle sıfır ilerleme hızında maksimum müsaade edilen döndürme momentinin aşılmasını nedeniyle daha da düşük devir sayısı ile kullanılabilen motor gücü daha da azalacak ve sıfır ilerleme hızındaki statik çekme kuvveti talep edilenin çok altında kalacaktır. O halde, pervanenin değişken ilerleme hızı ve devir sayılarında farklı güç absorbe edebilme özellikleri ile Diesel motorlarının sürekli maksimum güçlerini müsaade edilen maksimum döndürme momenti ve devir sayısında verebilme özelliklerini en uygun biçimde birbirleriyle bağdaştırmak gerekmektedir. Bunun için romorkör dizaynında bu problemi uygun biçimde çözümlenebilmek için bir takım metodlar önerilmiştir. Bunlar aşağıdaki gibi sıralanabilir.

1. Nozullu pervane dizayn etmek suretiyle pervane nispeten optimal koşullarda çalıştırılabilir.

Bilindiği gibi nozul içersinde sabit devir sayısında çalışan pervanede döndürme momenti ilerleme hızı değişimlerine karşı nozulsuz pervanelere nazaran daha az duyarlı ve sabit kalabilmektedir. Bu husus Şekil 1'den görülmektedir. Açık ve nozullu pervanelerin J - ilerleme katsayısı üzerine çizilmiş K_Q - katsayıları karşılaştırılacak olursa nozul içersinde çalışan pervanenin K_Q değerinin J 'ye göre değişimi daha az olmaktadır. Nozullu pervane kullanmanın diğer yararı da düşük yedek çekme hızlarında çekme kuvvetinin nozulsuz pervanelere göre daha büyük olabilmesidir.

2. Diğer bir alternatif de pervane ile makina arasına değişik hız kademe-

lerini içeren dişli donanımı koymaktır. Böylece maksimum devir sayısındaki maksimum motor gücü, iki veya daha fazla sayıdaki ilerleme hızı kademelerinde pervane tarafından tam olarak kullanılabilir.



Şekil 1.

3. Motordan pervaneye güç aktarma probleminin en optimal şekildeki çözüm şekli ise, pervanenin değişken adımlı olarak dizayn edilmesidir. Böylece sıfır hızda çekmede en küçük adımdan başlamak suretiyle ilerleme hızının artmasıyla orantılı olarak adım da artırılarak serbest seyir hızında bu maksimum değerine ayarlanır. Değişken adımlı pervanenin kullanılmasında diğer bir avantaj da kıça doğru seyirde pervane dönüş yönü değiştirilmeden adımı ters yönde ayarlayarak geriye doğru hareketin sağlanabilmesidir. Bu yararlarına karşılık değişken adımlı pervanelerin yapım fiyatlarının pahalı olması, adım değiştirme mekanizmasının karışık oluşu ve sistemin tam ayarında tutulmaması gibi mahsurlarının da göz önünde tutulması gerekir.

4. En son bir alternatif de romorkörlerde Diesel - elektrikli sistemin kullanılmasıdır. Bu sistemde pervane, bir elektrik motoru vasıtasıyla değişik ilerleme hızlarına uygun gelen devir sayısı kademelerinde tahrik edilmek

suretiyle optimum çözüme gidilir. Ancak diesel - elektrikli donanımın pahalı oluşu yanı sıra yüksek transmisyon kayıplarının da bulunması bu sistemin mahzurlu tarafını oluşturur.

Genellikle yukarıda sayılan çözüm şekilleri sonunda, Diesel motoru ve sabit adımlı bir pervaneden veya pervanenin nozul içinde çalıştırılmasından oluşan basit sistemlere dönüşür. Bu halde de pervaneler sıfır ilerleme hızında maksimumu çekme kuvvetini ve maksimum serbest seyir hızını temin edecek şekilde çift maksatlı olarak veya verilen bir seyir hızında istenilen yedek çekme kuvvetini sağlayacak biçimde dizayn edilirler. Çok defa romorkörler sıfır ilerleme hızında maksimum çekme kuvvetini ve serbest seyirde de maksimum ilerleme hızını temin edecek biçimde her iki maksada yönelik olarak dizayn edilirler. Pervane yönünden birbiri ile çelişen bu iki ekstrem halin motor ve pervane sistemi ile optimal bir şekilde çözümlenmesi gerekir. İşte yazımızın esasını da bu konu teşkil etmektedir.

2. DIZAYN İÇİN GEREKLİ VERİLER

Bir romorkör pervanesini dizayn edebilmek için aşağıdaki verilere gereksinim vardır.

a) Sıfır ile maksimum seyir hızı aralığında hızın bağılı olarak verilmiş efektif beygir gücü eğrisi (Bilindiği üzere $EHP = \frac{R_t \cdot V}{75}$ şeklindedir. Metindeki formüllerde kolaylık sağlaması bakımından $P_E = R_t \cdot V = 75 \cdot EHP$ efektif güç değeri tanımlanmıştır).

b) Sevk faktörleri. (İz, emme katsayıları, bağıl dönme verimi, şaft yataklarına ait transmisyon verimi). Romorkörlerde iz ve emme katsayıları hız ve yedek çekme kuvvetinin bağılı olarak oldukça karışık bir şekilde değişirlerse de pratik olarak hesaplamalarda iz katsayısının, hız ve yedek çekme kuvvetine bağılı olmadığı kabul edilir. Romorkörler için Caldwell [1] iz katsayısını

$$w = \frac{C_B}{3} + 0.01 \quad (1)$$

olarak vermiştir. Emme katsayısının pratik olarak hızla doğrusal olarak arttığı kabul edilebilir.

$$t = 0.04 + 0.02 V \quad (2)$$

formülü hesaplamalarda iyi bir yaklaşım olarak alınabilir. Burada V knot olarak romorkörün yedek çekme hızıdır. Genellikle bağıl dönme verimi 1 veya 1 den çok az büyük bir değerdir.

c) Standard pervane serilerine ait karakteristikler ve pervane dizayn diyagramları. Pervane karakteristiklerini belirleyebilmek için önce pervane kanat sayısı, kanat kesit tipi, kanat alanı oranı, kanat kesit oranlarının tespit edilmiş olması gerekir. Genellikle romorkörlerde aerofoil kesitli pervaneler (örneğin B-serisi) ileriye doğru seyirde iyi sonuç vermektedirler. Kanat alanı oranı kavitasyon hesaplarının sonucunda tayin edilmelidir. Pratik olarak kavitasyon yönünden kanat alanı oranı, aşağıdaki formüle göre de basit olarak hesaplanabilir.

$$\frac{A_E}{A_0} = 4.5 \frac{P_D}{\pi D^3 (p - p_v - 0.8 R \gamma)}$$

Kavitasyon yönünden A_E , en az formülden bulunana eşit veya daha büyük olmalıdır. Burada $P_D = 75 \cdot DHP$ ile tanımlanan pervanedeki gerekli güç miktarıdır. $DHP = 2\pi nQ/75$ ise pervanedeki gerekli beygir gücü miktarıdır. Kanat kalınlık oranı mukavemet yönünden tayin edilmelidir. Ancak kanat alanı oranı, kanat kalınlık oranı gibi değerlerin tayini ise, pervaneye verilen güç, pervane çapı, pervane adımı gibi çok sayıdaki diğer değişkenlerin bilinmesini gerektirir. Halbuki bunlar dizayna başlarken bilinmediklerinden başlangıçta bu değerler yaklaşık olarak kabul edilerek ileride doğrulukları tahkik edilmek suretiyle iteratif bir yaklaşımla sonuca gidilir.

Pervane kanat sayısı, pervane tipi, kanat alanı oranı, kanat kalınlık oranı, gibi unsurların saptanmasından sonra pervane karakteristikleri standard pervane serilerine ait dizayn diyagramlarından elde edilir. Bunlar K_T - K_Q - J diyagramlarıdır, Şekil 2.

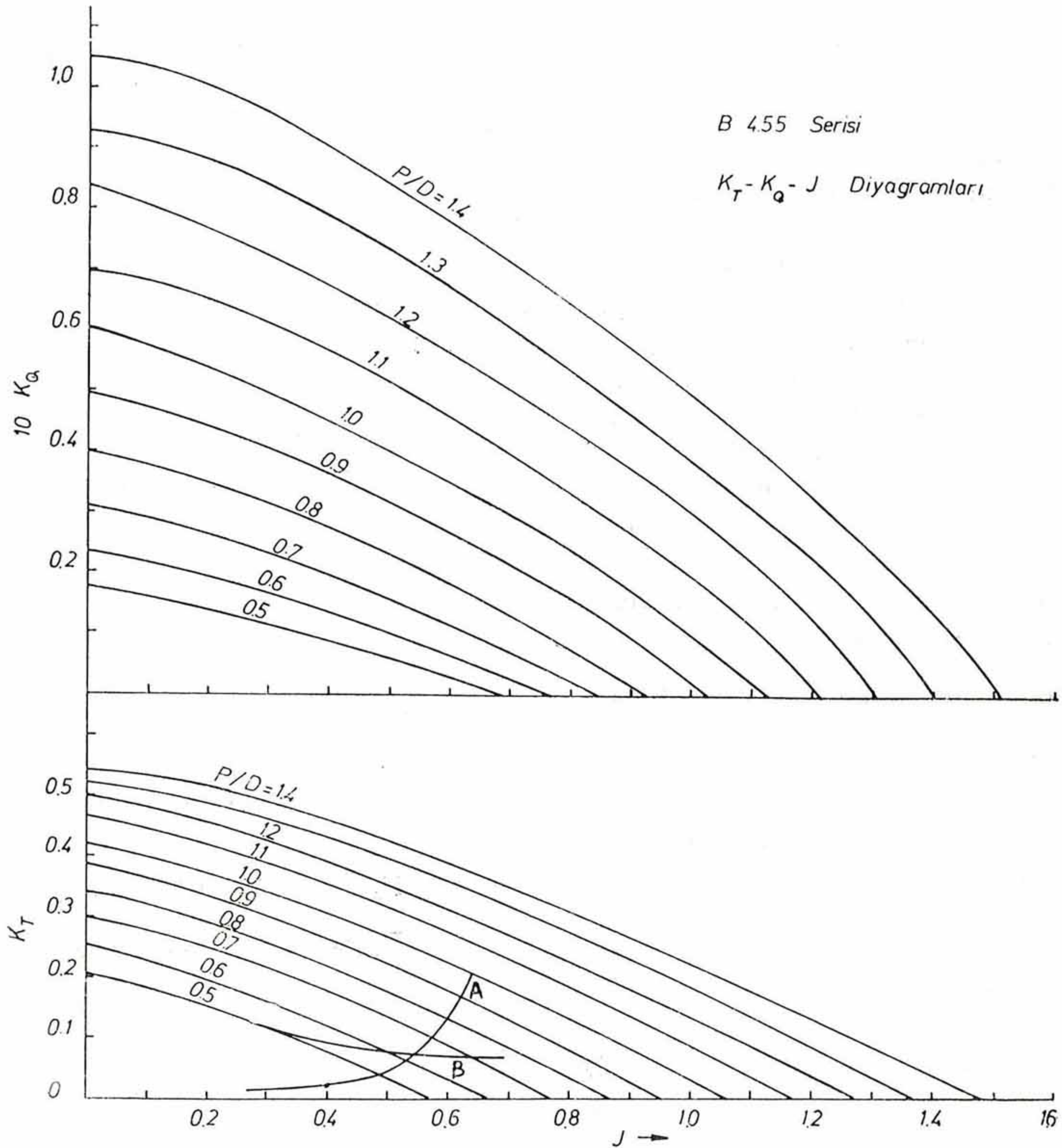
Standart pervane serilerine ait deney sonucu bulunan T itme kuvveti ve Q döndürme momenti değerleri K_T ve K_Q ile gösterilen itme ve moment katsayıları şeklinde boyutsuzlaştırılarak J ile gösterilen pervane ilerleme katsayısının bağılısı olarak P/D ile gösterilen çeşitli

adım oranları için eğriler halinde çizilirler. Ayrıca bu eğriler η_P ile gösterilen açık su pervanesine ait verimleri de içerirler.

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4}, \quad K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5},$$

$$J = \frac{V(1-w)}{nD}, \quad \eta_P = \frac{K_T}{K_Q} \cdot \frac{J}{2\pi}$$

Eğer dizayn için tespit edilen kanat alanı oranı, standart değerlerin arasına düşüyorsa K_T , K_Q değerlerinin bulunmasında enterpolasyon yapılması gerekir.



Şekil 2.

3. OPTİMUM DEVİR SAYISI VE GÜÇ TAYINI

Eğer, romorkör pervanesi dizaynında sıfır ilerleme hızındaki statik çekme kuvveti ve serbest seyirdeki hız için talep edilen değerler minimum koşullar olarak ortaya konmuşsa, bunların yardımı ile optimum devir sayısının ve buna karşıt gelen pervanedeki gücün hesaplanması mümkün olur. Bu sayede romorkör için uygun bir motor ve dişli redüktör donanımı seçilmiş olur. Burada dişli donanımının kullanılma nedeni, yüksek olan motor devrini optimal pervane devrine indirmek içindir. Daha önce de belirtildiği gibi bu hesapların yapılabilmesi için gerekli veriler, seçilen pervane serisine ait K_T-K_Q-J diyagramları ile sevk faktörleri yani iz ve emme katsayıları, bağ dönme verimi η_R ve şaft yataklarındaki toplam transmisyon verimi η_T dir. Bunlar hem statik çekme ve hem de serbest seyir hızı için verilmelidirler. Ayrıca romorkörün V_1 ile gösterilen serbest seyir hızına karşıt gelen efektif gücü P_{E1} de bilinmelidir. Motor gücünün küçük tutulabilmesi için, pervane çapı, pervane ile tekne arasında yeterli açıklıkların bırakılması koşuluyla, romorkör kıçına sığdırılabilen en büyük değerde olmalıdır. Pratik dizayn için şekil 3'de pervane ile tekne kıç arasında bulunması gerekli açıklıklar gösterilmiştir.

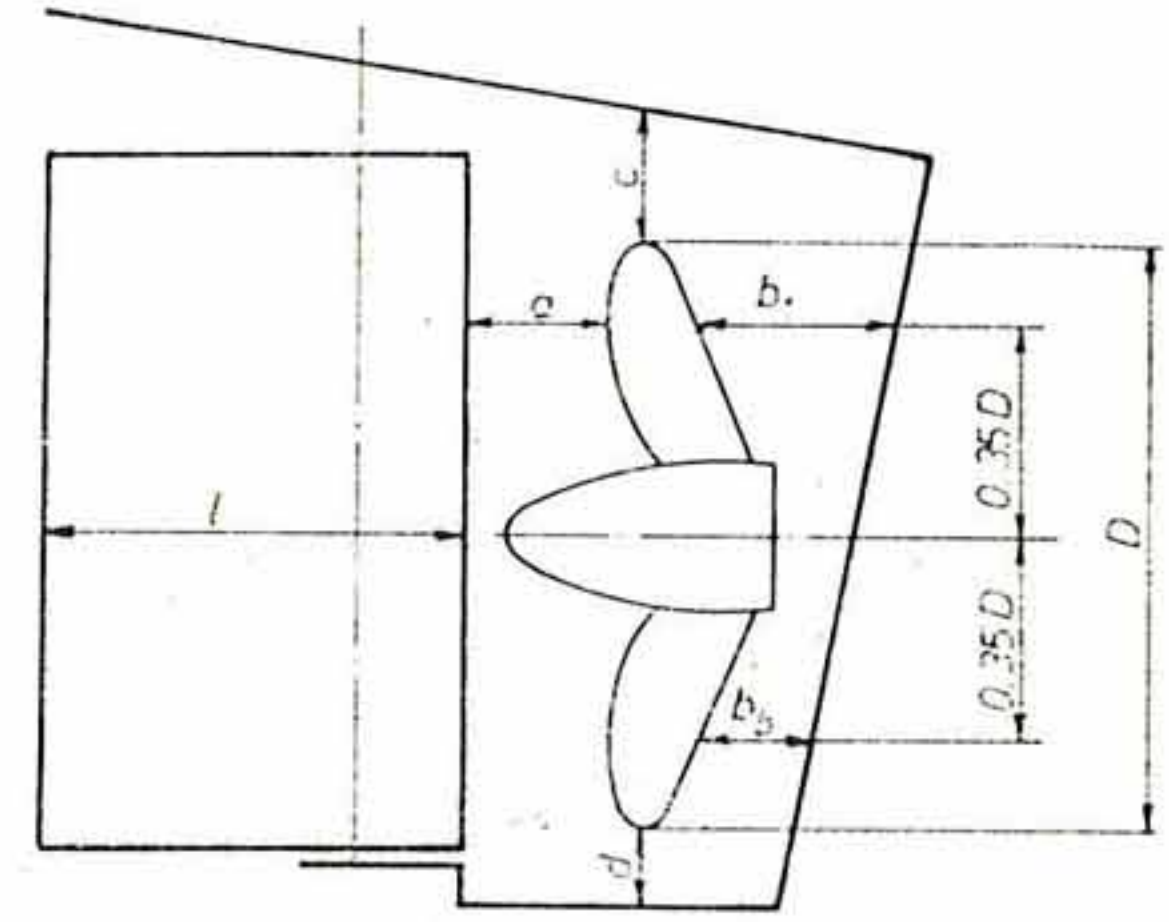
Romorkörün serbest seyir hızına karşıt gelen ve çeşitli P/D oranları için (yani 0.5, 0.6, 0.7, ... değerleri için) n_1 devir sayıları bulunmalıdır. Bunun için sıradan arttırılan değişken n_1 sayıları alınmak suretiyle hesaplanan

$$K_{T1} = \frac{P_{E1}/V}{(1-t_1) \cdot \rho \cdot n_1^2 \cdot D^4} \quad (4)$$

$$J_1 = \frac{(1-w_1) \cdot V_1}{n_1 \cdot D} \quad (5)$$

değerleri bulunur. Bunlar J nin bağılları olarak K_T-J diyagramına çizilir ve Şekil 2 deki A eğrisi elde edilir. Bu sonun-

cu eğriyle, P/D oranları sıradan artan K_T eğrilerinin kesim noktaları bulunur. Bu noktalara ait J apsis değerleri yardımıyla P/D lerin bağılları olarak n_1 devir sayıları elde edilir. Burada (1) alt endisi ile serbest seyir hızına ait büyüklükler karakterize edilmiştir. Sıfır ilerleme hızındaki statik çekmeye ait değerler ise (0) alt endisi ile gösterilmiştir. Statik çekme kuvveti Z_0 'ı hesaplamak için, $J=0$ değerine karşıt gelen K_{T0} , K_{Q0} ler sıradan artan P/D oranları için ayrı ayrı K_T-K_Q-J diyagramlarından okunur, Şekil 2. Böylece bu değerler yardımıyla sıradan artan P/D oranları için



	a	b	c	d
Ayre	0.08 D	-	-	-
Allen	0.08-0.15 D	0.20 D	0.08-0.10 D	0.02-0.03 D
Van Aken	0.10 D	0.15 D	0.08 D	0.03-0.04 D
Bunyan	0.08 D	0.15 D	0.10 D	0.03 D
Norske	0.72 D/l	$D(1+\phi)K_T$	0.10 D	
Veritas	0.08-0.15 D	0.15 D _{min}	(*)	
European Tank	0.165 D	$b_1=0.265 D$ $b_2=0.20 D$	0.17 D	0.05 D

$$(*) \text{ Norske Veritas} = C \cdot D \left[5.25 \sqrt{\frac{(DHP) \times N}{VLBTZ(2N+500)}} - 0.04 \right]$$

Z' = Pervane Kanat Sayısı

Şekil 3.

$$Z_0 = (1-t_0) \rho \cdot n_0^2 \cdot D^4 \cdot K_{T0} \quad (6)$$

$$P_{D0} = 2 \pi \cdot \rho \cdot n_0^3 \cdot D^5 \cdot K_{Q0} / \eta_R \quad (7)$$

hesaplanabilir. (6) denkleminde istenen statik çekme kuvvetine karşıt gelen ve sıradan artan P/D oranları için n_0 devir sayıları bulunur. Bu devir sayılarının (7) denkleminde yerine konması suretiyle P_{D0} ile gösterilen pervanedeki güç veya DHP ler sıradan artan P/D oranları ve n_0 de-

vir sayıları için elde edilir. Diğer bir anlatımla, istenen statik çekme kuvveti Z_0 'ı temin edebilmek için P/D oranına sahip pervane, n_0 devir sayısında P_{D0} gücüyle döndürülmelidir. İstenilen serbest seyir hızında ise, aynı P/D oranına sahip pervane bu defa n_0 dan daha büyük n_1 devir sayısında dönecektir. Statik çekmede, döndürme momenti maksimum müsaade edilen değerini aldığı halde, serbest seyir hızında pervane maksimum devir sayısı n_1 'e ulaşır ve gereken döndürme momenti de maksimum değerinin oldukça altında kalır. Bu halde motor dişli donanımı o şekilde seçilmelidir ki, pervanedeki maksimum döndürme momenti $P_{D0}/2\pi n_0$ ve serbest seyir hızında maksimum devir sayısı n_1 olmalıdır. Halbuki, Diesel motoru için maksimum döndürme momenti devir sayısına bağlı olmadığından, motor, maksimum devir sayısında maksimum $(P_D)_{Max}$ gücüne sahip olur. Bu da

$$(P_D)_{Max} = n_1 \cdot \frac{P_{D0}}{n_0} \quad (8)$$

dır. Sıradan artan P/D oranları için bu şekilde bulunan $(P_D)_{Max}$ değerleri karşıt

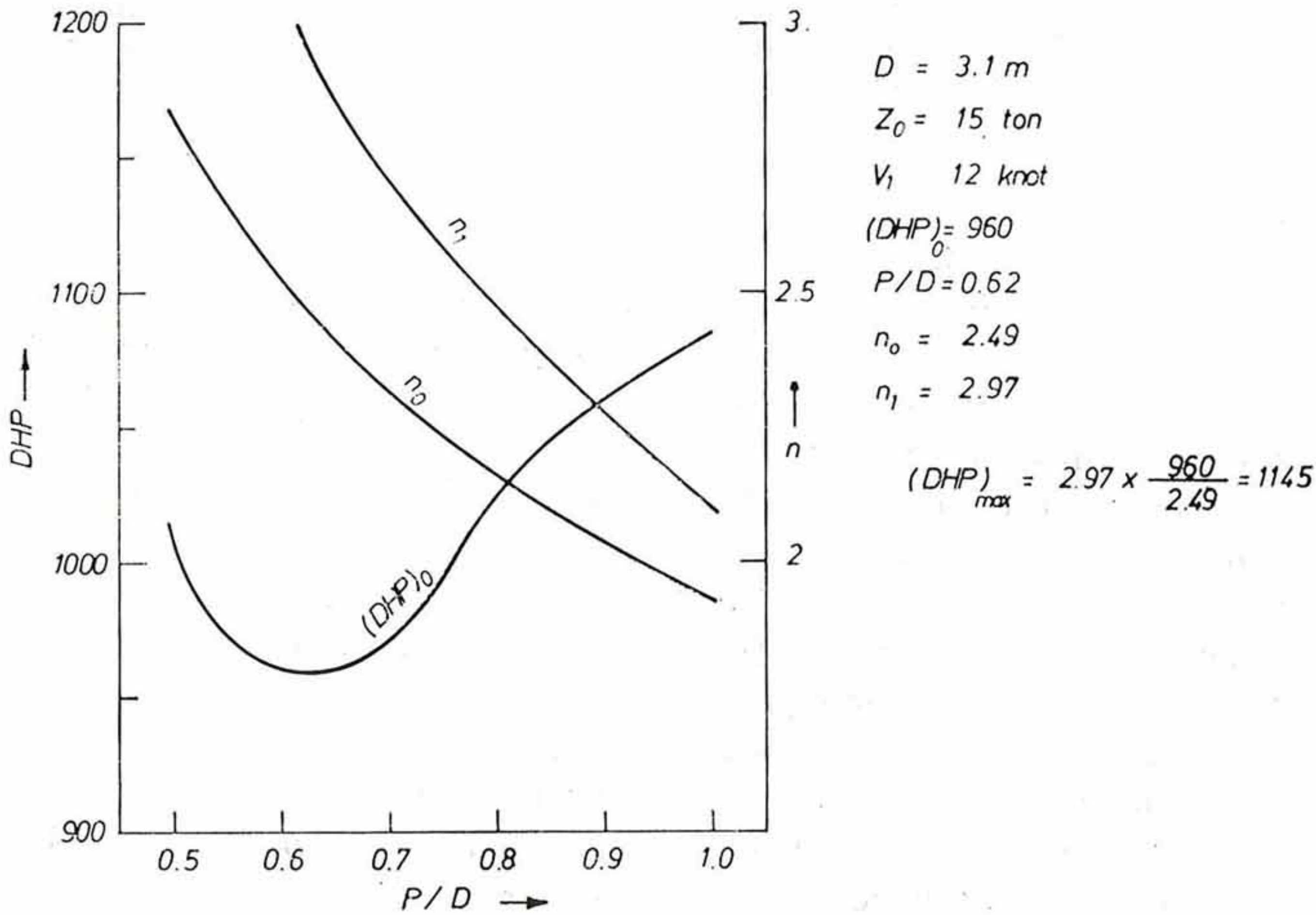
n_1 değerleri üzerine noktalanarak sürekli bir eğri çizilirse bu eğrinin minimum noktasına karşıt gelen $(P_D)_{Max}$, istenen statik çekme kuvvetini ve serbest seyir hızı V_1 'i sağlayan minimum motor gücünü belirleyecektir, Şekil 4. Bu güce karşıt gelen n_1 ve P/D değerleri ise optimum devir sayısı ve adım - çap oranı olacaktır.

4. PERVANE DİZAYNI

Bir romorkör pervanesi, tüm motor gücünü ya istenen statik çekme kuvvetini verecek şekilde ya da serbest seyir hızında veya herhangi bir ara yedek çekme hızında kullanacak tarzda dizayn edilebilir. Bundan başka, önceki bölümde de anlatıldığı gibi, romorkör pervanesi birbirleriyle çelişen yüksek statik çekme kuvvetini ve yüksek seyir hızını birlikte temin edecek biçimde de dizayn edilebilir.

Eğer pervane statik çekme koşuluna göre dizayn edilecekse, iki hal gözönünde bulundurulmalıdır.

1. Mümkün olabilen en büyük statik çekme kuvvetini temin edecek biçimde devir sayısı seçilmelidir. Bu halde pervane



Şekil 4.

çapı pratik olan en büyük değerini alır. Gerçekten

$$Z_0 = (1 - t_0) \rho \cdot n_0^2 \cdot D^4 \cdot K_{T0} \quad (9)$$

veya n_0 'ı yok etmek suretiyle

$$Z_0 = (1 - t_0) \left(\frac{\rho}{4 \pi^2} \right)^{1/3} \cdot \frac{K_{T0}}{K_{Q0}^{2/3}} \cdot (\eta_R \cdot P_{D0} \cdot D)^{2/3} \quad (10)$$

yazılabileceğinden $K_{T0}/K_{Q0}^{2/3}$ oranı maksimum olacak biçimde

$$n_0 = \left(\frac{P_{D0} \cdot \eta_R}{2 \pi \cdot D^5 \cdot K_{Q0}} \right)^{1/3} \quad (11)$$

bağıntısından n_0 bulunur.

2. Genellikle verilen bir motor - re-düktör dişli donanımına bağlı olarak maksimum motor gücü ve maksimum devir sabit kalacağından statik çekme kuvvetini maksimum yapabilmek için

$$Z_0 = (1 - t_0) \rho \cdot n_0^2 \cdot D^4 \cdot K_{T0}$$

veya D çapını yok etmek suretiyle

$$Z_0 = (1 - t_0) \left(\frac{\rho}{16 \pi^4} \right)^{1/5} \cdot \frac{K_{T0}}{K_{Q0}^{4/5}} \cdot (\eta_R \cdot P_{D0} \sqrt{n_0})^{4/5} \quad (12)$$

yazılabilir. Buradan görüldüğü üzere, $K_{T0}/K_{Q0}^{4/5}$ değeri maksimum olacak şekilde P/D oranı seçilirse statik çekme kuvveti maksimum olur.

tabii pervane çapı

$$D = \left(\frac{P_{D0} \cdot \eta_R}{2 \pi \rho \cdot n_0^3 \cdot K_{Q0}} \right)^{1/5} \quad (13)$$

olacaktır. Eğer pervane devri çok düşükse (13) den bulunan pervane çapı pratik olarak kıça sığdırılabilecek çaptan daha büyük çıkabilir. Pervanenin statik çekme kuvvetine göre dizayn edilmesindeki tek yarar, motorun, döndürme momenti yönünden aşırı yüklenmesinin önüne geçilebilmesidir. Ancak statik koşul dışındaki diğer seyir hızlarında ve özellikle serbest seyir koşulunda pervane, motordaki mevcut döndürme momentinin çok altındaki değerleri alacağından, mevcut motor gücü seyir koşulunda boşa harcamış

olur. Pervanenin statik çekme koşuluna göre dizaynında diğer bir sakınca da, hesaplanan adım oranının çok küçük çıkmasıdır. Böylece serbest seyir hızında kanat uçlarındaki kesitlere su, negatif hücum açılarında girer. Bunun sonucu olarak bu kısımlarda yüz kavitasyonunun oluşması, güç düşmesi ve titreşim olayları meydana gelir. Eğer pervane serbest seyir hızı koşuluna göre dizayn edilirse, bu halde motorun devir sayısı, döndürme momenti ve DHP maksimum sabit değerini alacağından

$$B_P = \frac{N \sqrt{P_0}}{V_A^{2.5}}$$

veya aynı anlama gelen K_Q/J^5 sabit kalacaktır. B_P veya K_Q/J^5 nin sabit değeri için maksimum verime göre çap ve adım oranı bulunmalıdır. Böylece

$$P_{D1} \cdot \eta_P \cdot \eta_H \cdot \eta_R = P_{E1} \quad (14)$$

denklemini sağlayan maksimum hızda romorkör ilerleyecektir. Ancak seyir hızı koşuluna göre dizayn edilen pervane ile yedek çekme kuvveti çok küçük olacaktır. Zira maksimum müsaade edilen döndürme momentinin üzerine çıkılmaması nedeniyle devir sayısı çok düşecektir. Devir sayısının artırılması halinde belki de motorun aşırı yüklenmesi tehlikesiyle karşılaşılacaktır. Eğer romorkörün belirli bir hızda yedek çekme şartlarına uygun olarak pervanesinin dizaynı isteniyorsa yine K_Q/J^5 in sabit değeri için maksimum verime uyan pervane adım oranı ve çap bulunur. Bu halde

$$P_D \cdot \eta_P \cdot \eta_H \cdot \eta_R - P_E = P_C \quad (15)$$

burada P_C , yedek çekme için harcanan güçtür.

Genel maksatlı bir romorkörde pervane, talep edilen yüksek yedek çekme kuvveti ve yüksek serbest seyir hızı koşullarını bir arada sağlayacak biçimde optimal olarak dizayn edilmelidir. Bu hesaplamalar için hızın bağılı EHP nin verilmesi, (EHP - hız diyagramı) ayrıca romorkörün çalışma hız sınırları içine düşen aralığa ait sevk faktörlerinin bilin-

mesi ve seçilen pervane serisine ait K_T-K_Q-J diyagramlarının mevcut olması gerekir. Bunlara ek olarak motor gücü ve dişli oranı seçilmiş olmalı böylece DHP ve buna karşıt gelen müsaade edilen maksimum devir sayısı bilinmelidir. Daha önce de değinildiği üzere Diesel motorları sabit moment makinaları olduklarından, maksimum gücün maksimum devir sayısına bölümü sabit olup bu da döndürme momentine eşittir. Eğer seçilen motor-redüksiyon dişli donanımındaki devir sayısı Bölüm 3'e göre hesaplanan optimal değerinden daha büyükse pervane çapı, pratik olarak kıça yerleştirilebilecek maksimum çaptan daha küçük olacaktır. Bölüm 3'deki metoda göre statik çekme ve serbest seyir koşullarına göre çeşitli P/D oranları için yapılan hesaplamalar sonucu optimum adım oranı elde edilir. Her bir adım oranı için statik çekme kuvvetini hesaplamak için K_{T0} ve K_{Q0} değerleri K_T-K_Q-J diyagramından elde edilmek suretiyle

$$P_{D0} = 2\pi\rho \cdot n_0^3 \cdot D^5 \cdot K_{Q0}/\eta_R = \frac{n_0}{n_1} (P_D)_{Max} \quad (16)$$

$$n_0 = \left[\frac{(P_D)_{Max}/n_1}{2\pi\rho D^5 K_{Q0}/\eta_R} \right]^{1/2} \quad (17)$$

ve

$$Z_0 = (1 - t_0)\rho \cdot n_0^2 \cdot D^4 \cdot K_{T0} \quad (18)$$

Eğer çok ufak adım oranı kullanılmışsa statik çekmeye karşıt gelen devir sayısı motor için belirtilmiş maksimum müsaade edilen devir sayısından büyük çıkabilir. Yani n_0, n_1 den büyük olabilir. Bu halde $n_0=n_1$ olacak şekilde devir sayısı sınırlandırılmalıdır. Serbest seyir hızını elde etmek için umulan serbest seyir hızları için K_T ve J değerleri hesaplanır. Yani

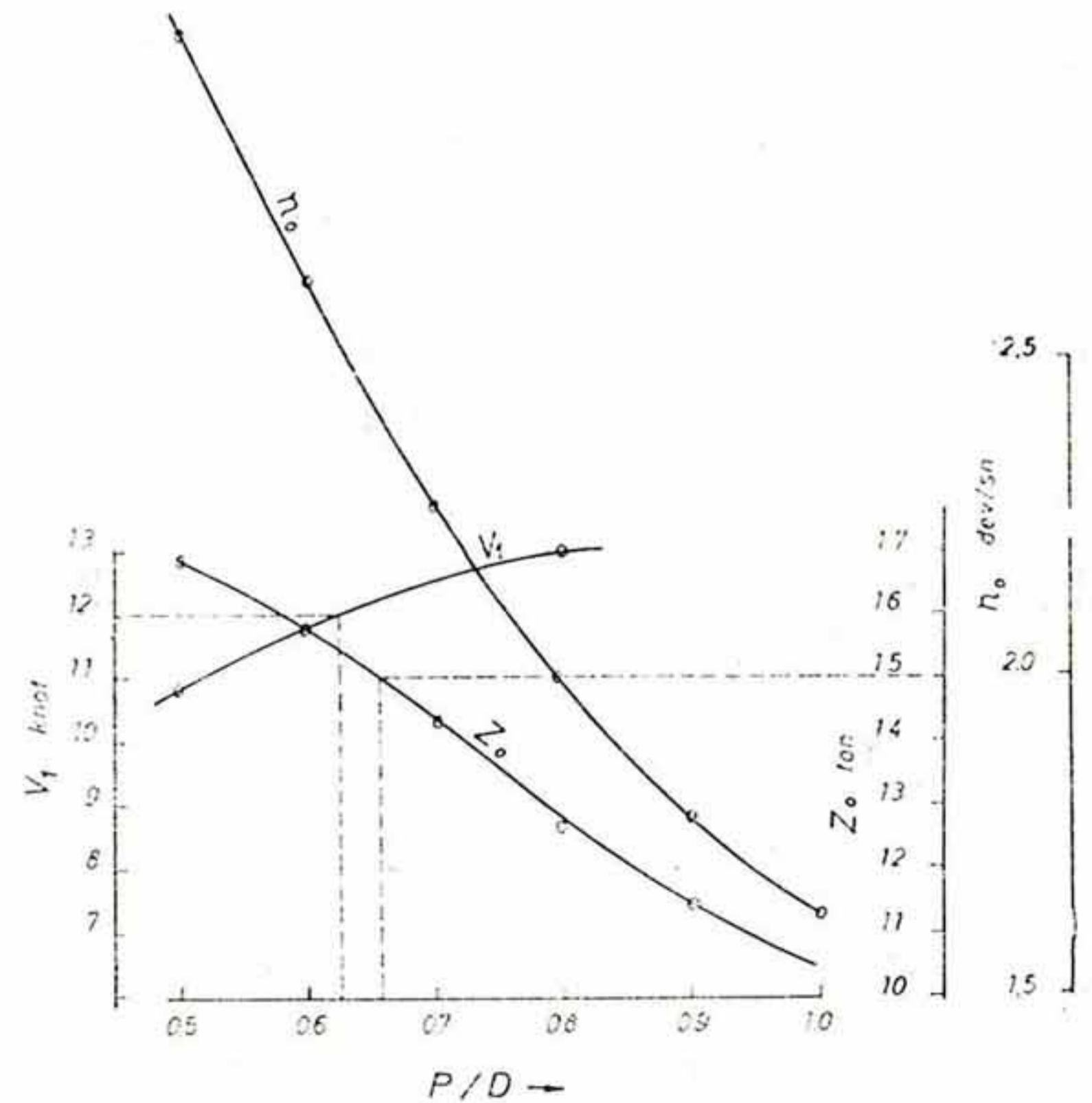
$$K_T = \frac{P_E V}{(1 - \tau)\rho \cdot n_1^2 \cdot D^4} \quad (19)$$

$$J = \frac{(1 - w) V}{n_1 \cdot D} \quad (20)$$

denklemlerini kullanarak elde edilen değerler J tabanına göre bir eğri olarak çizilir, Şekil 2'deki 'B' eğrisi elde edilir. Bu eğrinin çeşitli adım oranlarına ait K_T eğrileriyle kesim noktalarına ait J değerlerinden serbest seyir hızları bulunur. Bu hızlara karşıt gelen pervanenin dönmesi için gereken güç ise

$$P_D = 2\pi\rho \cdot n_1^3 \cdot D^5 \cdot K_Q/\eta_R \quad (21)$$

bulunur. Bu sonucu değer, $(P_D)_{Max}$ 'ı geçmemesi koşulu ise adım oranı için üstten bir sınır getirir. Sonuçlar şekil 5'de gösterilmiştir. Görüldüğü üzere gerek statik çekme kuvveti ve gerekse serbest seyir hızı için koşulan değerlerin üzerinde kalacak biçimde bir P/D aralığı tanımlanmıştır. Bu aralık içine düşen büyük adım oranları talep edilen çekme kuvvetine üstten daha yakın olduğu halde küçük adım oranları da talep edilen serbest seyir hızına üstten daha yakın olmaktadır. Bu nedenle bu aralıkta öyle bir adım oranı seçilebilir ki gerek statik çekme ve gerekse serbest seyir için yeterli bir margin kalabilsin. Böylece yapılan tahminlerden doğabilecek hatalar pervane performansını etkilememiş olur. Örneğin eğer efektif gücün gerçeğinden daha küçük tahmin edilme endişesi varsa bu halde aralık içinde adım oranını üst sı-



Şekil 5.

nıra daha yakın seçmek uygun olur. Eğer motor - dişli sisteminde devir sayısı optimum devir sayısından daha büyük seçilmişse bu halde pervane çapını mümkün olabilen maksimum değerinden daha küçük seçmek gerekir. Doğal olarak bu da beraberinde daha küçük bir statik çekme kuvveti getirir.

5. PERFORMANS HESAPLARI

Pervane hesapları tamamlandıktan sonra sıfır ilerleme hızından başlamak suretiyle maksimum seyir hızına kadar tüm romorkör ilerleme hızları için yedek çekme kuvveti ve gücü hesaplanarak diyagram halinde çizilmelidir, Şekil 6. Eğer romorkör pervanesi belirli bir yedek çekme hızı için maksimum motor gücü ve devir sayısını kullanacak şekilde dizayn edilmişse, bu halde pervane, bu hızın altında ve üstünde olmak üzere iki farklı rejimde çalışır. Alt hız bölgesinde motorun döndürme momenti sabit kalıp buna mukabil motor devir sayısı - maksimum döndürme momentinin aşılmasını nedeniyle - aşağıya doğru düşer ve bu bölgede pervane tarafından kullanılan güç maksimum değerinden daha küçük kalır. Üst hız bölgesinde ise, devir maksimum müsaade edilen değerinde sabit kalıp buna karşın pervane döndürme momenti ve pervanedeki güç $K_Q - J$ diyagramlarına uygun olarak düşer. Performans hesaplarının yapılabilmesi için gerekli olan veriler, hızın bağılı olarak efektif güç eğrisi ve sevk faktörleri, pervane karakteristikleri, motor gücü ve devir sayısıdır. Hesapların yapılabilmesi için aşağıdaki formüllerden yararlanır.

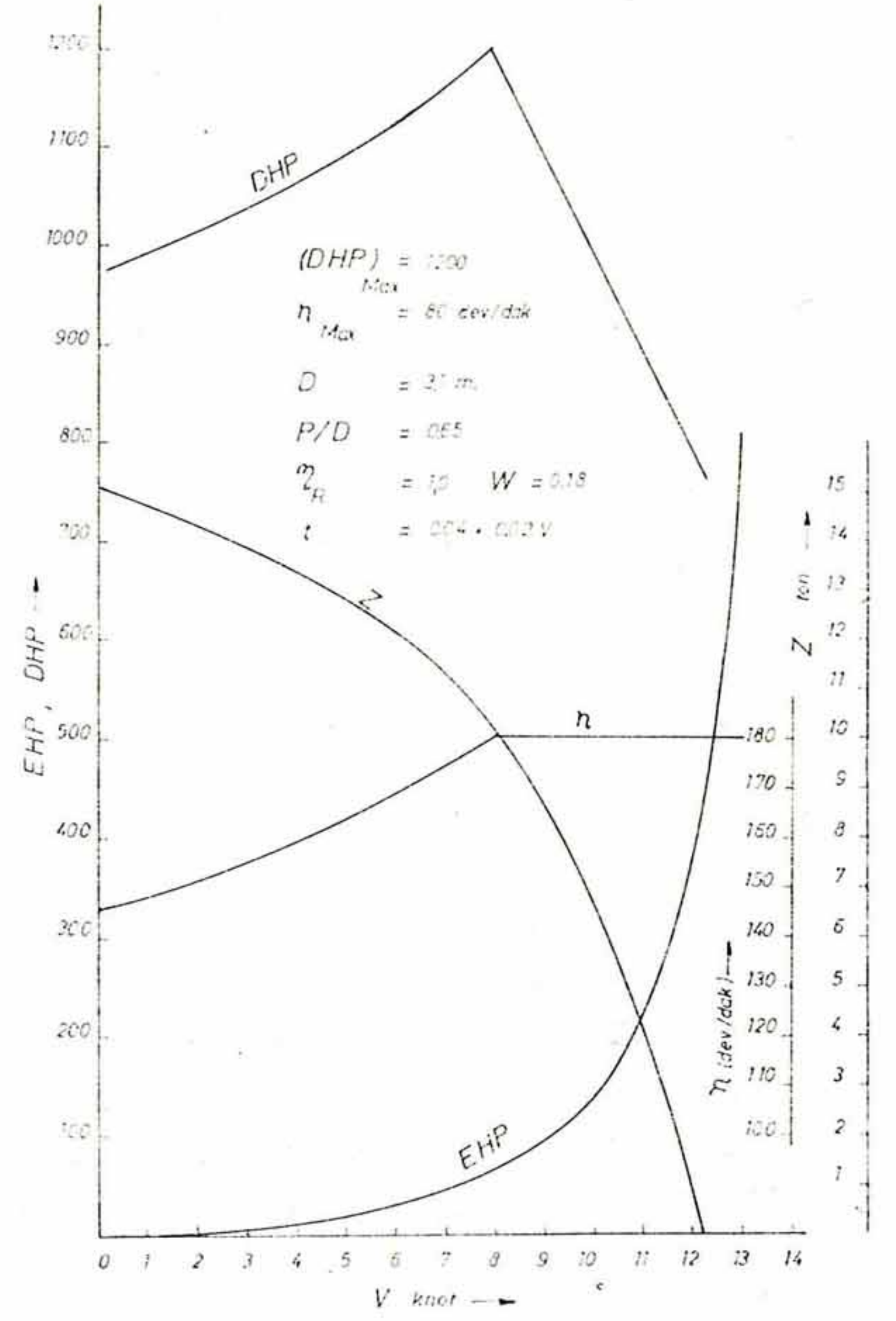
$$P_D = 2 \pi \cdot n^3 \cdot D^5 \cdot K_Q / \eta_R \quad (22)$$

$$J = \frac{(1 - w) V}{n D} \quad (23)$$

$$Z = (1 - t) \rho n^2 \cdot D^4 \cdot K_T - R_T \quad (24)$$

$$P_C = (1 - t) \rho \cdot n^2 \cdot D^4 \cdot K_T \cdot V - P_E \quad (25)$$

Maksimum motor gücü ve n_1 devir sayısına karşı gelen yedek çekme hızı ilk önce hesaplanmalıdır. Bunun için (22)



Şekil 6.

denkleminde K_Q hesaplanarak buna karşı gelen J ve K_T değerleri $K_T - K_Q - J$ diyagramından bulunur. (23) denkleminde hız elde edilir. Bu hıza karşı gelen çekme kuvveti ve gücü (24) ve (25) denklemlerinden elde edilir. Alt hız bölgesinde önce sıfır ilerleme hızına karşı gelen devir sayısı, pervanedeki gerekli güç, statik çekme kuvveti hesaplanır. Bunun için (16), (17) ve (18) denklemlerinden yararlanır. Bundan sonra, n_0 ve n_1 devir sayıları arasında çeşitli devir sayıları alınarak önce pervanedeki güçler hesaplanır. Yani

$$P_D = \frac{n}{n_1} (P_D)_{Max} \quad (26)$$

(22) denkleminin yardımıyla K_Q değeri ve buna karşı gelen J ve K_T değerleri (23), (24), (25) denklemlerinde kullanılmak suretiyle hız, yedek çekme kuvveti ve yedek çekme gücü bulunur. Üst hız bölge-

sinde ise n_1 maksimum devir sayısı sabit kalacağından bu bölge içinde maksimum hıza kadar artan çeşitli hızlar alınır. (23) denklemi yardımıyla bu hızlara bağlı bulunan J ler ve bunlar yardımıyla K_T-K_Q-J diyagramlarından K_T ve K_Q ler elde edilir. Bundan sonra pervanedeki güç, (22) denkleminde yedek çekme kuvveti ve yedek çekme gücü, (24), (25) denklemlerinden elde edilir. Serbest seyir hızını tam olarak tespit etmek için tahmin edilen ilerleme hızını içine alacak şekilde çeşitli hız değerleri seçilir. (19) ve (20) denklemleri yardımıyla J ve K_T değerleri bulunur. Bunlar K_T-J diyagramına eğri şeklinde çizilerek bu eğrinin, P/D oranı için diyagramdaki mevcut K_T eğrisiyle kesim noktası bulunur. Böylece J değeri ve dolayısıyla serbest seyir hızı tanımlanır. Aynı J değeriyle K_T-J diyagramına girilerek K_Q değeri okunur. Bunun (21) de yerine konmasıyla pervanedeki gerekli P_D gücü hesaplanır.

Hesap sonuçları, tüm performans karakteristiklerini, seyir hızının bağılı olarak gösterecek tarzda Şekil 6 da verilmiştir. Romorkörün bir gemiyi hangi hızda çekebileceği bu gemiye ait efektif beygir gücü (veya toplam direnç) eğrisinin Şekil 6 daki diyagrama süperpoze edilmesiyle kolaylıkla bulunur. Gemiye ait eğrinin yedek çekme gücü (veya yedek çekme kuvveti) eğrisiyle kesim noktasına ait apsis değeri geminin yedek çekilme hızını verir.

6. ÖRNEK HESAPLAMALAR

Statik çekme kuvveti $Z_0=15$ ton ve serbest seyir hızı $V_1=12$ knot olarak tespit edilen bir romorköre minimum motor gücünü gerektirecek şekilde bir pervane dizayn edilmesi istenmektedir. Pervane ile romorkör kığı arasında bırakılması gereken açıklıklar da gözönünde bulundurulmak suretiyle romorkör kığına sığdırılabilen maksimum çap $D=3.1$ m dir. Bu şekilde elde edilen problem, 3. Bölümde açıklanan duruma uymaktadır. Buna göre, motorun optimum devir sayısı ve gü-

cü tayin edilecektir. 3. Bölümde anlatılan dizayn yöntemini uygulamak suretiyle, hesaplar yapılırsa Şekil 5'de gösterilen eğriler elde edilir. Buradan motora ait optimum devir sayısı $n_1=2.97$ dev/sn ve optimum güç $(DHP)_{Max}=1145$ olarak bulunur. Yine Şekil 5'in apsis ekseninden okunmak suretiyle, pervane adım oranı $P/D=0.62$ bulunur. Şimdi bu verilere uygun şekilde romorkör motorunun sipariş edilmiş olduğunu ve gelen motorun istenenden biraz farklı olarak $(DHP)_{Max}=1200$, $n_1=180$ dev/dak olduğunu varsayalım. O halde bu duruma göre veriler aşağıdaki gibi olacaktır.

$$Z_0 = 15 \text{ ton}$$

$$D_1 = 3.1 \text{ m}$$

$$V_1 = 12 \text{ knot}$$

$$n_1 = 180 \text{ dev/dak} = 3 \text{ dev/sn}$$

$$(DHP)_{Max} = 1200$$

Bu örnekte romorköre monte edilecek motorda, gerek devir sayısı ve gerekse beygir gücü ilk örnekte hesap edilen optimal değerlerinden farklı olduğu için bu yeni koşullara uygun düşecek şekilde pervanenin adım oranının bulunması gerekir. Yani talep edilen statik yedek çekme kuvveti ve serbest seyir hızını veya bunlardan daha büyük değerleri bir arada temin edecek şekilde pervanenin dizaynı gerekmektedir. Hesaplar 4. Bölümde açıklandığı gibi yapılırsa Şekil 5'te görüldüğü gibi gerek statik çekme ve gerekse serbest seyir hızı için yukarıda talep edilen değerlerin üzerinde kalacak şekilde bir P/D aralığı tanımlanır. Bu aralıkta P/D oranı üst sınıra yakın olarak 0.65 seçilmiştir. Böylece serbest seyir hızının 12 knot veya daha büyük olabilmesi garanti edilmiş olmaktadır ve ayrıca pervane statik çekme kuvveti 15 ton değerini de sağlamaktadır. Bundan sonraki aşama, - Pervane tipi, çapı, adım oranı, maksimum devir sayısı ve motor gücü ile romorkörün EHP eğrisi - verildiğine göre performans hesaplarının yapılmasıdır. O halde

$$(DHP)_{Max} = 1200$$

$$n_{Max} = 180 \text{ dev/dak}$$

$$D = 3.1 \text{ m}$$

$$P/D = 0.65$$

$$\eta_R = 1.$$

$$w = 0.18$$

$$t = 0.04 + 0.02 V$$

ve $EHP=f(V)$ şeklinde bilinmektedir.

Bölüm 5'te anlatıldığı gibi hesaplar yapılırsa Şekil 6'da gösterilen eğriler elde edilir. Şekilden görüldüğü üzere sıfır ilerleme hızında romorkör 15100 kg. statik çekme kuvveti sağlamakta hızın artmasıyla yedek çekme kuvveti azalarak 12.2 knot maksimum hızda sıfır olmakta yani romorkörün 12 knot serbest seyir hızı garanti edilmiş olmaktadır. Yine aynı şekilden görüldüğü üzere, statik yedek çekme koşulunda pervane devir sayısı $n_0=2.445 \text{ dev/sn}$ ve pervanenin gerektirdiği güç

$$DHP = \frac{(DHP)_{Max}}{n_0} \cdot n_1 = \frac{1200 \times 2.445}{3} = 978$$

beygir gücü olmaktadır. Romorkör 8 knot hızda yedek çekerken tüm motor gü-

cünü kullanmakta ve $Z=10.2$ tonluk yedek çekme kuvveti uygulayabilmektedir. Bu hızdan daha büyük hızlarda pervanenin gerektirdiği güç sürekli azalmakta devir sayısı 180 devir de sabit kalırken pervaneyi döndürmek için gereken güç azalmaktadır. Serbest seyir hızında pervanedeki gerekli güç $DHP=760$ olmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] CALDWELL, A., «Screw Tug Design», Hutchinson's Scientific and Technical Press, London, 1946.
- [2] ARGYRIADIS, D.A., «Modern Tug Design with Particular Emphasis on Propeller Design», Trans. SNAME, Vol. 65, 1957, S. 362.
- [3] MANEN, J.D., van, «Effect of Radial Load Distribution on the Performance of Shrouded Propellers», Trans. RINA, Vol. 105, 1963, S. 53.
- [4] HARVALD, S.A., «Tug Propulsion», European Shipbuilding, Vol. 12, no. 3, 1963, S. 51.
- [5] MANEN, J.D. van, «A Review of Research Activities at the Netherlands Ship Model Basin», International Shipbuilding Progress, Vol. 10. no. 111, 1963, S. 433.
- [6] SABUNCU, T., «Gemi Sevki», İ.T.Ü. Kütüphanesi, Sayı: 701, 1967.

Alüminyum ve Alüminyum Alaşımlarının Koruyucu Gaz Kaynağında Gözenekliliğin Nedenleri

Y. Doç. Dr. Nişan SÖNMEZ (*)

1. GİRİŞ

Teknik literatürde yukarıdaki başlığı konu olarak irdeleyen pek çok araştırmaya rastlanır (1...8). Masumoto [1], gözeneklerin içerdiği gazların mikroanalizlerinde % 75 - 93 hidrojen, pek az miktarda oksijen ve hidrokarbonlar saptamıştır. Ancak saptanabilen hidrokarbon miktarı algılama eşliğinin alt sınırında bulunmakta, dolayısıyla deney düzeninin duyarlık alanından taşmaktadır. Başkaca çalışmalarda [2...5] hidrojenin yanı sıra azot, hava ve koruyucu gaz elemanları da gözenekliliğe neden olarak gösterilmektedir. Buna karşılık kimi çalışmalarda, koruyucu gaza % 80'e kadar ulaşan azot katımının gözenekliliği engellediği söylenmektedir. Sonuç olarak, gerek gözenek oluşum mekanizmasının ayrıntısı ve gerekse de gözenekliliğe neden olan gaz türü hakkında, üzerinde birleşilen açık ve tek anlamlı bir görüş daha oluşmamıştır. Kalın parçaların koruyucu inert gaz ortamında kaynaklanmalarında oluşan gözenekliliğin önemli sorunlar yaratması bugün bile yaşanan bir gerçektir.

2. GÖZENEK OLUŞUMUNDAKİ MEKANİZMA

Gözenek oluşumu mekanizmaları için genelde 2 taslam düşünülür.

- a) Gaz kabarcıklarının koruyucu gaz atmosferinden eriyik banyosuna mekanik bir girdapla girmeleri.

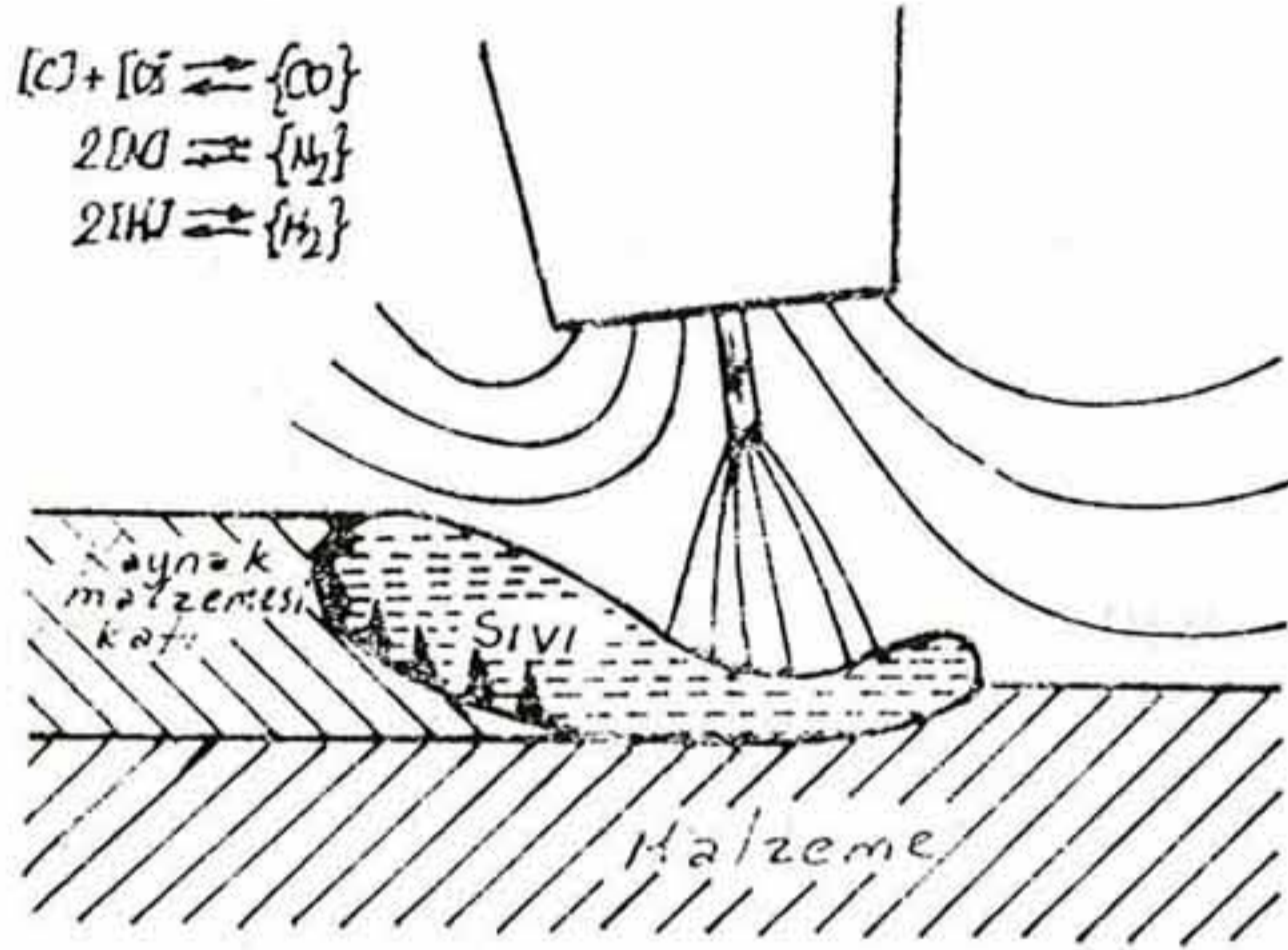
- b) Gaz kabarcıklarının kaynak banyosu içinde metalurjik tepkimeler sonucu oluşmaları.

Birinci görüş gözenek oluşumunu tel elektrodun kimyasal bileşiminden ve öncelikle içerdiği hidrojenden bağımsız tutmakta, kimyasal bileşimin etkisini tümünden gözardı etmektedir. Dolayısıyla gaz kabarcıklarının mekanik girdaplarla kaynak banyosuna girdiğini söyleyen taslamadaki savın geçerli olamayacağı ortadadır.

Görüşümüze göre, gözenekler sıvı kaynak banyosu içinde ancak metalurjik tepkimeler sonunda oluşabilirler. Resim 1'de, bir inert gaz koruyucunun ortamında yapılan kaynak işleminde gözenek oluşumu şemasal biçimde verilmiştir. Kaynak metalinin sıvı - katı ara yüzeyinde gaz kabarcıkları oluşmakta, bunların sıvı kütle içinde yüzeye doğru yükselmeleri durumunda kaynak metali içinde gözenekler olarak kalmaktadırlar. Gaz kabarcıkları yalnızca sıvı - katı geçiş bölgesinde oluşabilirler. Eriyik kütle ortasında böyle bir kabarcığın oluşamayacağı bilinir, çünkü sıvı içinde çok küçük bir ilk gaz kabarcığı için gerekli gaz basınçlarının bile pek yüksek düzeylerde olduğu bir gerçektir. Bu durumu hazırlayan ayrıca iki neden daha söylenebilir; katılaşma cephesi üzerinde sıcaklık, eriyiktekinden düşüktür, bu nedenle çözülmüş gazlar

(*) Yıldız Üniversitesi, Müh. Fakültesi - Metalürji Müh. Bölümü, Öğretim Üyesi.

bakımından bu bölge öncelikle doygunluğa ulaşır. Ayrıca, katılma cephesi önünde çözülmüş gazlar bakımından bu bölge öncelikle doygunluğa ulaşır. Ayrıca, katılma cephesi önünde çözülmüş elementler de bir varsıllama olur. Kaynak metalindeki gözeneklerin oluşabilmesi için, katılma cephesi önünde metalin katılma sıcaklığında gelişen tepkimeler en azından 1 bar değerinde gaz basınçları oluşturabilmelidir.



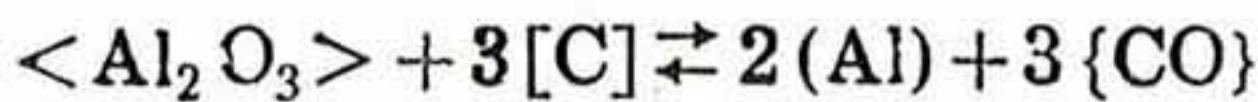
Resim 1. Kaynak metalinde gözenek oluşumunun şemasal verilışı.

3. GÖZENEK OLUŞUMUNA YALNIZCA HİDROJENİN NEDEN OLABİLECEĞİ GÖRÜŞÜ

Gözenekliliğe neden olabilecek gaz türlerine bakıldığında argon gazı kendiliğinden düşer, çünkü argon sıvı alüminyumda çözünemez. Hidrojen ya da metan gibi hidrokarbonlar da gözenekliliğe neden olamazlar, çünkü bunlar veri koşullarda katılma cephesi önünde kararlı değildir ve bir tepkime sonunda da ortaya çıkamazlar. Buradan hareket edilirse düşünülebilecek üç tepkime artacaktır [2].



Sıvı alüminyumda oksijen de çözünmez, yalnızca Al_2O_3 biçiminde bulunabilir. Bu nedenle 1 no'lu denklem aşağıdaki biçimiyle yazılmalıdır.



Burada

$$K_{1a} = \frac{p_{CO}^3 a_{Al}^2}{a_{Al_2O_3} a_c^3}$$

ya da

$$p_{CO}^3 = K_{1a} \frac{a_{Al_2O_3} a_c^3}{a_{Al}^2}$$

$$a_{Al} = 1$$

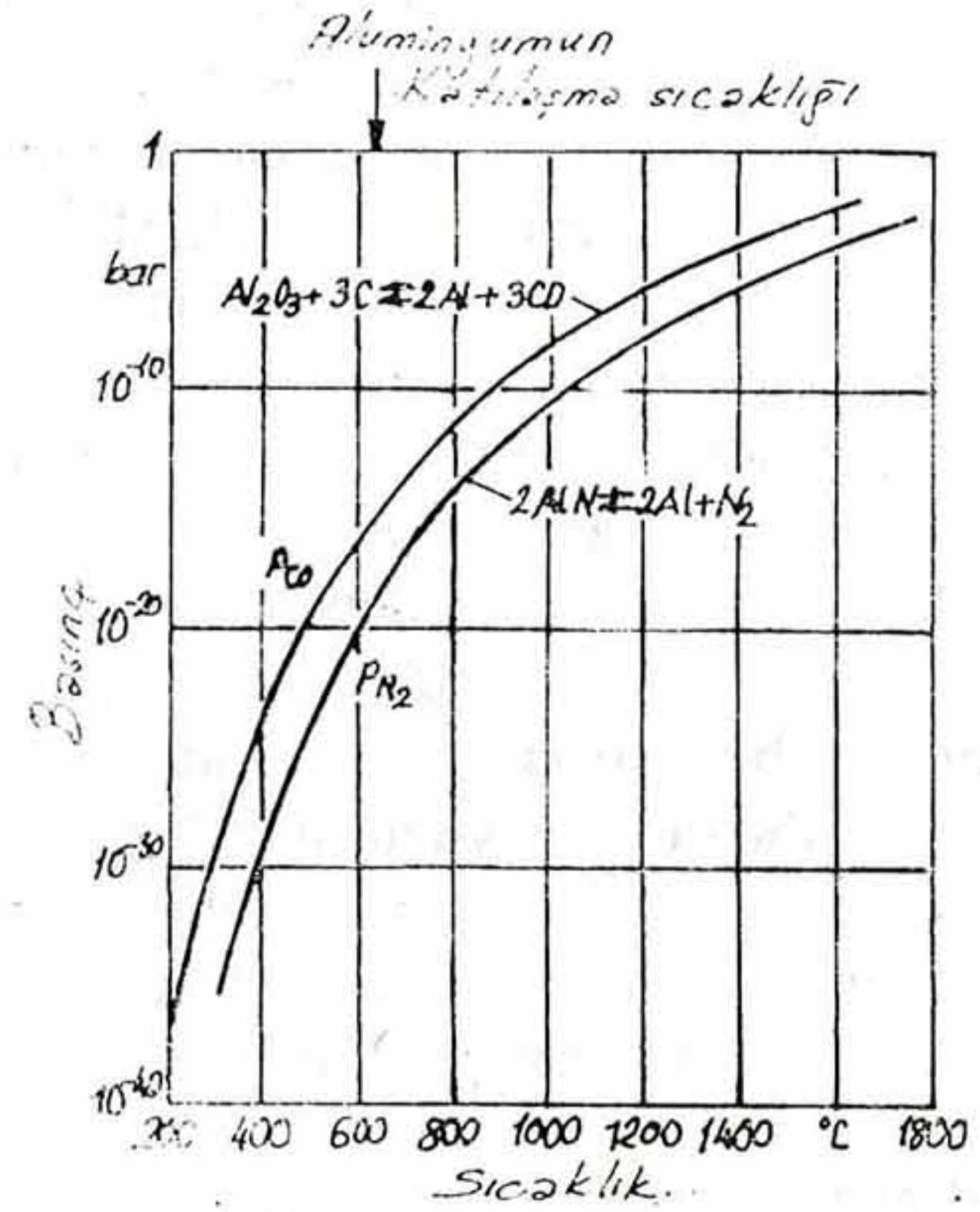
K = Denge sabiti ; a = Aktivite ;
 p = Kısmi basınç.

Karbonmonoksitin en yüksek oluşum basıncı $a_{Al_2O_3} = 1$ ve $a_c = 1$ olduğu durumlarda ortaya çıkar. Gözenek oluşumu için uygun olmayan bu durumda karbonmonoksit basıncının en yüksek değeri aşağıdaki bağıntıdan çıkararak, serbest tepkime entalpisi için bilinen termodinamik değerlerden hesaplanabilir.

$$\Delta^\circ G_T = -RT \cdot \ln k \quad (4)$$

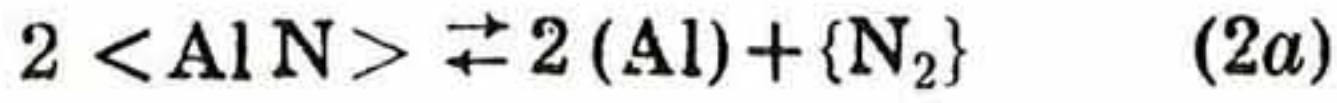
($\Delta^\circ G$; T sıcaklığındaki serbest tepkime entalpisi)

Elde edilen sonuçlar Resim 2'de verilmiştir.



Resim 1. Karbonmonoksit ve azot için sıvı alüminyumda en yüksek oluşum basınçları.

Sıvı alüminyumda azot da çözünmez ve alüminyumnitürler biçiminde bulunur. Yukarıdaki duruma benzetilerek aşağıdaki tepkime yazılabilir.



$$K_{2a} = \frac{a_{Al}^2 p_{N_2}}{a_{AlN}}$$

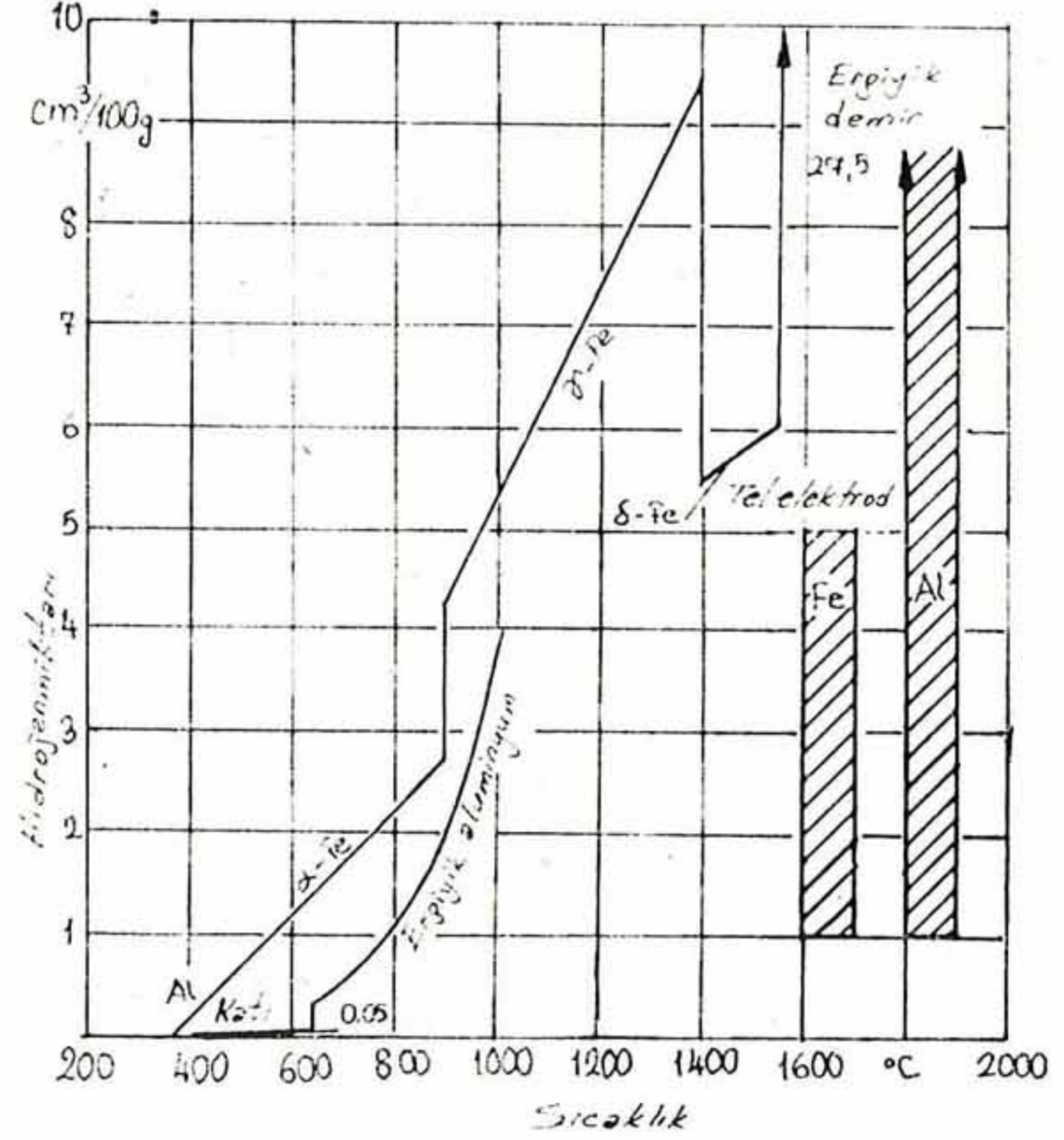
$a_{Al}=1$ ve $a_{AlN}=1$ olduğunda bilinen değerlerden giderek en yüksek azot basıncı hesaplanabilir. Resim 2'de bu değer sıcaklıkla değişimi gösterilmiştir. Alüminyum katılaşma sıcaklığında karbonmonoksitin en yüksek basıncı yaklaşık 10^{-15} bar, en yüksek azot basıncı ise 10^{-18} bar dolayındadır. Buradan, en olumsuz koşullarda bile her iki tepkimenin de 1 bar değerinde gaz basıncını veremeyecek görülmüyor. Azot ve karbonmonoksit gazları da bu durumda gözeneklilik nedeni olamazlar. Gözeneklilik oluşumunda sorumlu tutulabilecek geriye yalnızca hidrojen kalmaktadır.

4. HİDROJENİN ÇÖZÜNÜRLÜĞÜ

Hidrojen, alüminyum ile kararlı bağlantılar oluşturamaz. Dolayısıyla gözeneklilik için hidrojenin sıvı kaynak banyosu ve katı metal içindeki miktarı esastır. Resim 3'de, hidrojenin 1 bar hidrojen basıncında arı demir ve alüminyum içindeki çözünürlüğünün sıcaklığa göre değişimi verilmiştir. Eriyik demir $1539^{\circ}C$ 'da katılaşırken, katılaşan demir $6 \text{ cm}^3/100 \text{ gr}$ hidrojen çözümlenebilir [3]. Başka bir açıdan bakıldığında demir eriyiği içinde bulunan $6 \text{ cm}^3/100 \text{ gr}$ hidrojen miktarı tam 1 bar değerinde hidrojen gelişme basıncı oluşmasına neden olur. Dolayısıyla böyle bir durumda gaz kabarcıkları ortaya çıkabilir. Buna karşılık alüminyum $660^{\circ}C$ 'da katılaşırken $0.05 \text{ cm}^3/100 \text{ gr}$ 'lık bir hidrojen miktarı 1 bar'lık gelişme basıncına neden olur.

Resim 3'de ayrıca kaynak metallerinde bulunabilecek hidrojen miktarlarının yaklaşık düzeyleri verilmiştir. Alaşım-sız çelik tel elektrodlarında sözü edilen hidrojen miktarı katılaşan demirin çözümlenebilirlik sınırının oldukça altındadır. Bu durumda hidrojenin neden olacağı bir gözeneklilikten söz edilemez. Buna karşı-

lık alüminyum tel elektrodlarının kaynak banyosuna taşıdıkları hidrojen miktarı, katılaşan alüminyumun çözümlenebileceğinden birkaç yüz kere daha fazladır. İşte böylesi bir karşılaştırmadan sonra gözeneklilik oluşumu ve denetimi bakımından alüminyum kaynağının çeliklerinkine göre sorunsallık yönünden niçin baskın olduğu kolaylıkla anlaşılabilir kanısındayız.

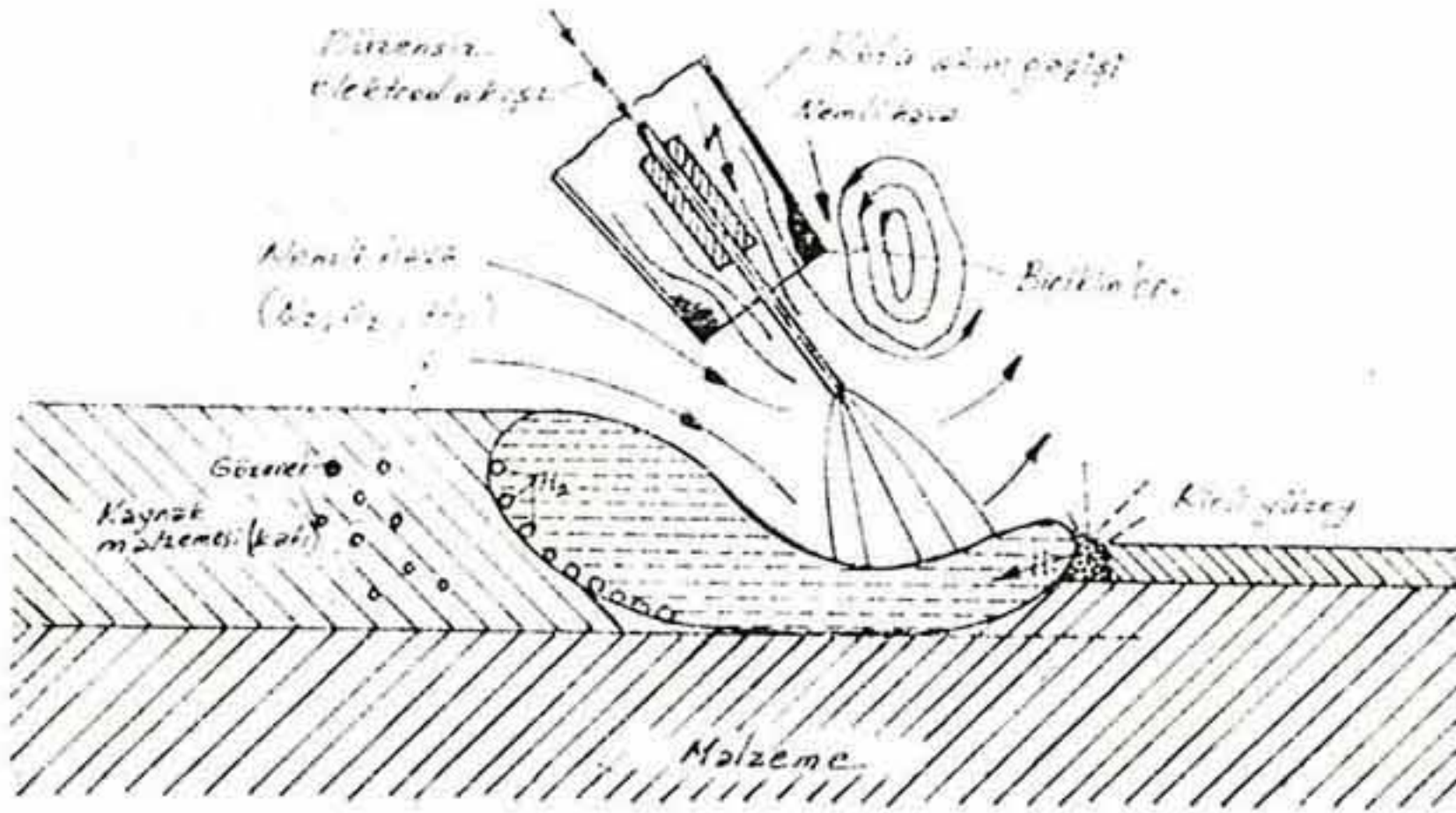


Resim 3. $p_{H_2}=1$ bar basıncında hidrojenin demir ve alüminyumdaki çözünürlüğü.

5. HİDROJENİN KAYNAK BANYOSUNA GİRİŞİ

Katılaşma koşullarının yanısıra sıvı banyodaki hidrojen miktarı da gözeneklerin oluşmasında önemli etkindir kuşkusuz. Bu durumda hidrojen kaynak banyosuna hangi yoldan ya da yollardan girebileceğinin bilinmesi gerekmektedir. Resim 4'de yanlış bir çalışma biçimi bilinçli olarak verilmiştir. Üflecin aşırı eğimli duruşu ya da koruyucu gaz akımının oluşturduğu girdaplar nedeniyle, çevredeki nemli hava kaynak banyosuna girebilir. Üfleç ağzındaki yığılmalar bu girişi daha da kolaylaştırır. Havadaki su buharı oksitlenmeye ve sıvı alüminyumun hidrojen çözümlenmesine neden olur. Bunun yanısıra tel elektrodun sabit hızla ilerlemesi ya da koruyucu gaz akımındaki dü-

zensizlik arkin kararsızlığına neden olur. Arkdaki kararsızlık ise koruyucu gaza ek girdaplar yaptırır. Hidrojen girişine bir başka yol da, su içeren oksit tabakaların ya da kir tabakalarının ana malzeme yüzeyinde bulunması ve sıvı alüminyumun bunlarla tepkimeye girerek hidrojen olmasıdır. Böylesi benzer kusurlar (örnek olarak; uygun olmayan bir dikiş ön hazırlığı) kaynakçada ele alınmıştır [2...5, 10...14]. Bütün bu olumsuzluklar önlenerek ya da giderilecek olsa bile yine de gözeneklerin sıkça oluştuğu görülmektedir. İşte o zaman hidrojenin kaynak banyosuna girebileceği üç olası yoldan söz etmek gerekir: Tel elektrodlar, koruyucu gaz ve ergimiş ana malzeme.



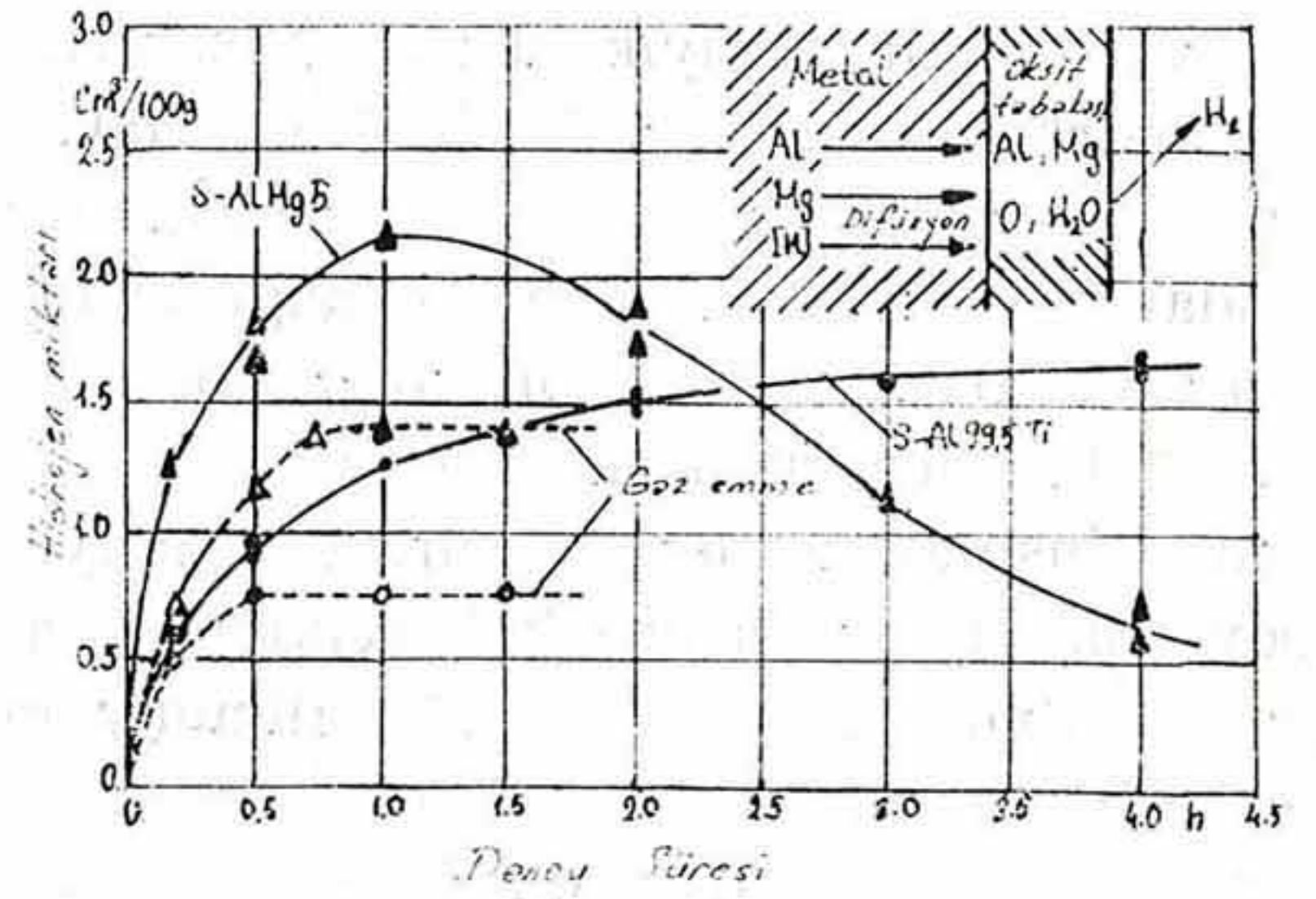
Resim 4. Alüminyum alaşımların metal inert-gaz kaynağında hidrojenin kaynak banyosuna girişi (şemasal).

Arı alüminyumdan üretilmiş iş parçalarındaki hidrojen miktarları $0.013 \text{ cm}^3/100 \text{ gr}$ düzeyindedir. Buna karşılık AlMg 4.5 Mn gibi magnezyum içeren alaşımlarda bu değer $0.3 \text{ cm}^3/100 \text{ gr}$ dır. % 99.99 arılığında argon gazı koruyucu gaz olarak kullanıldığında, bu yolla kaynak banyosuna taşınabilecek hidrojen miktarı $0.3 \text{ cm}^3/10 \text{ gr}$ düzeyindedir. Buradan çıkılarak, kaynak teknolojisinin, doğru seçildiği ve olabildiğince teknik arılıқта koruyucu gazların kullanıldığı durumlarda, kaynak banyosuna giren hidrojenin tek sorumlusu kullanılan tel elektrodlar olmaktadır.

6. HİDROJENİN SAPTANMASI

Tel elektrodlardaki hidrojen miktarının saptanması oldukça önemli zorluklarla gerçekleştirilmektedir. Alüminyum ve alaşımları ortam havasında süratle oksitlenerek bir oksit filmi ile kaplanmakta, kalınlığı zamanla giderek kalıplaşırken bu film oluşum koşullarına göre az ya da çok kimyasal bağlanmış su içermektedir [15, 16]. Hidrojenin katı alüminyum içinde çözünürlüğü $0.05 \text{ cm}^3\text{H}_2/100 \text{ gr}$ 'dan az olması nedeniyle tel elektrodta hidrojenin bulunabileceği tek bölge ancak oksit kabuk bölgesidir.

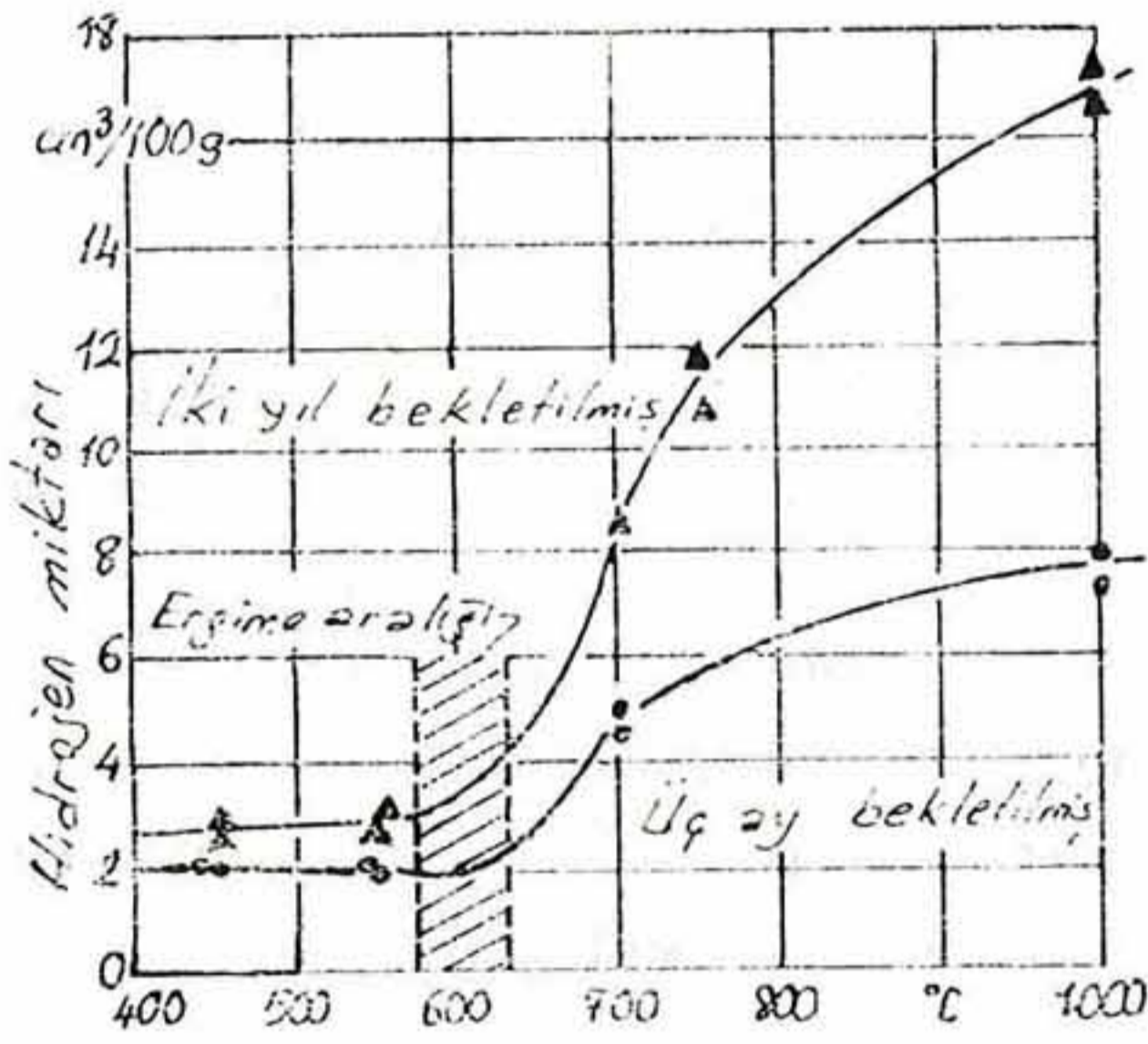
Hidrojen saptanması amacıyla [17] tel elektrod, kuars camından bir pipet ya da büret içine konur, 10^{-6} mbar dolayında vakum oluşturulur ve uç kısım eritilerek kapatılır. Kapatılan pipet 450°C 'da tutulduğunda alüminyum ve alaşım elementleri (örnek olarak: magnezyum) yayınarak oksit tabakasına ulaşır ve hidrojeni açığa çıkarırlar. Başka bir görüşe göre; oksit filminden ayrıca su buharı da serbest kalmakta ve oksit filmindeki metal atomları ile tepkiyerek hidrojen oluşmaktadır.



Resim 5. S-Al 99.5 Ti ve S-AlMg5 tel elektrodlarında 450°C 'da saptanan hidrojen miktarları.

Resim 5'de saptanan hidrojen miktarlarına tepkime süresinin etkisi görülmektedir. S-Al 99.5 Ti, tel elektrodunda

hidrojen miktarı deney süresi ile artmakta, yaklaşık üç saat sonunda sabit bir değere ulaşmaktadır. İçinde deney parçasının bulunduğu hacim kapatılmayıp, deney süresince gaz emilecek olursa, bulunacak hidrojen miktarı azalır. Oksit tabakasından çıkan su buharı sürekli emildiğinden alüminyum ile tepkiyemez ve hidrojen olarak saptanamaz. S-AlMg5 tel elektrodu ile yapılan deneylerde de denk olaylar gelişir. Yaklaşık birbuçuk saati aşan deney süreleri sonunda önemli oranda magnezyum elemanı süblime olur ve Getler etkisi ile hidrojen absorbe ederek uzayan deney süreleri içinde giderek daha az hidrojen saptanmasına neden olur.



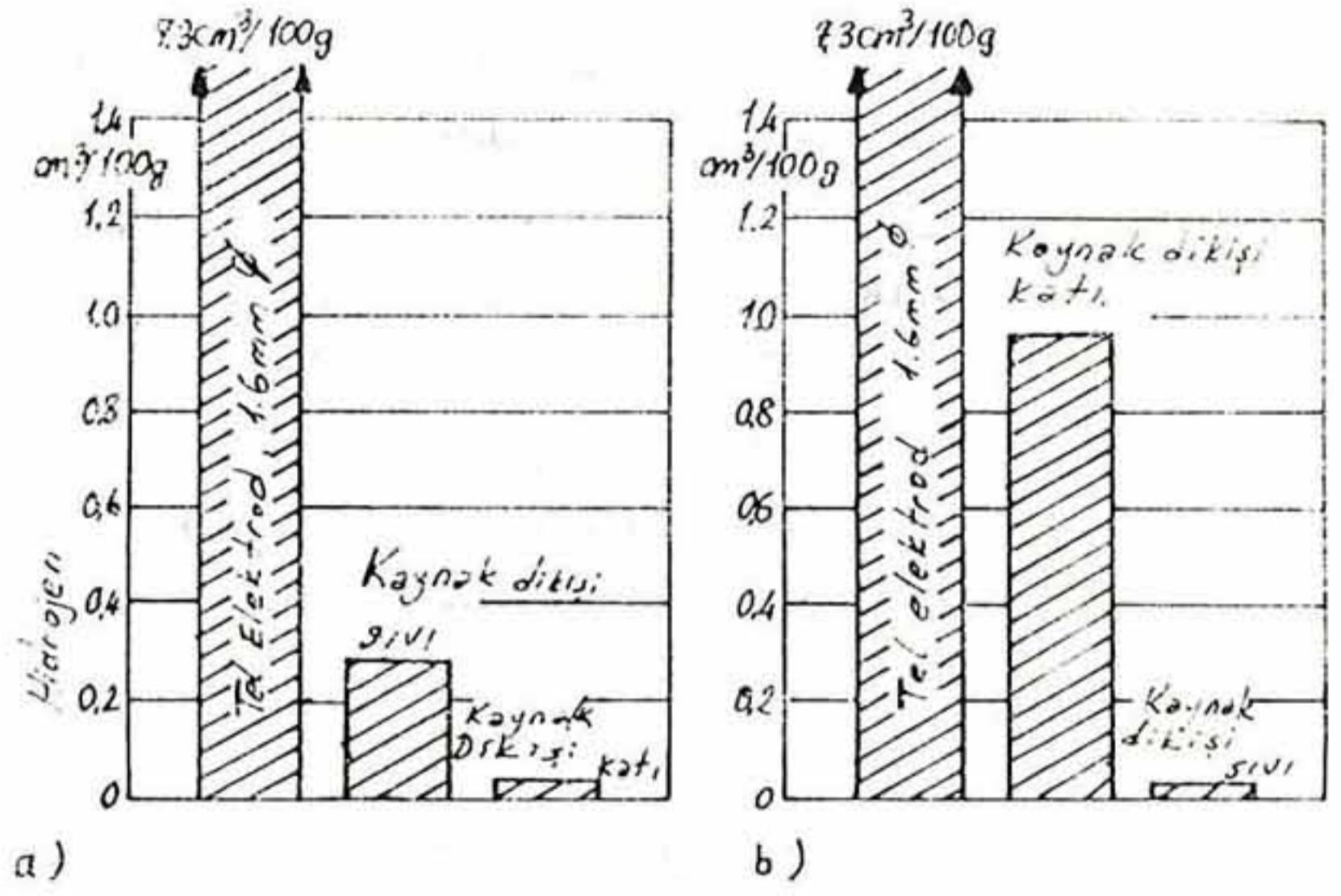
Resim 6. 450 - 1000°C sıcaklık aralığında, S-AlMg5 tel elektrodunda saptanan hidrojen miktarları.

Alüminyuma ait bir dizi oksitler ve oksit hidratlar kimyasal bağlı suyu oldukça yüksek sıcaklıklarda bırakırlar. Dolayısıyla, 450°C'da tel elektrodların tüm hidrojen içeriğinin saptanamadığı savı geçerli olur. Resim 6'da giderek artan deney sıcaklıklarında saptanmış hidrojen miktarları verilmektedir. Deney sıcaklığı, tel elektrodun erime sıcaklığının üzerine çıkarılacak olursa, saptanan hidrojen miktarlarında önemli artışlar olur. Bilindiği gibi, depolama süresi uzadıkça, alüminyum tel elektrolarla yapılacak kaynaklı bağlantılarda gözenek oluşumu olasılığı giderek artar. Depolama sonrasında oksit filmi kalınlaştıkça kimyasal bağlı su miktarı da artmaktadır. 450°C'da yapı-

lan deneylerde hidrojen miktarlarında önemli farklar bulunamamakla birlikte, 1000°C'da farklar iyice belirginleşmektedir. İki yıl bekletilmiş S-AlMg5 tel elektrodu ile gözeneksiz bir kaynak dikişini elde etmek mümkün olamamıştır.

7. KAYNAK DENEYLERİ

Resim 7'de, S-AL 99.5 Ti tel elektrodu ile yapılan metal - inert gaz kaynak deneylerinin sonuçları verilmiştir. Tel elektrod 1000°C'da 73 cm³H₂/100 gr verilmektedir. Sıvı kaynak metalinde 0.3 cm³ H₂/100 gr bulunmuş ve değişik pipet örnekleriyle yapılan deneylerde bu değer % 10 - 20 kadar sapmıştır. Katı kaynak malzemesinde ise 0.03 cm³H₂/100 gr bulunmuştur.

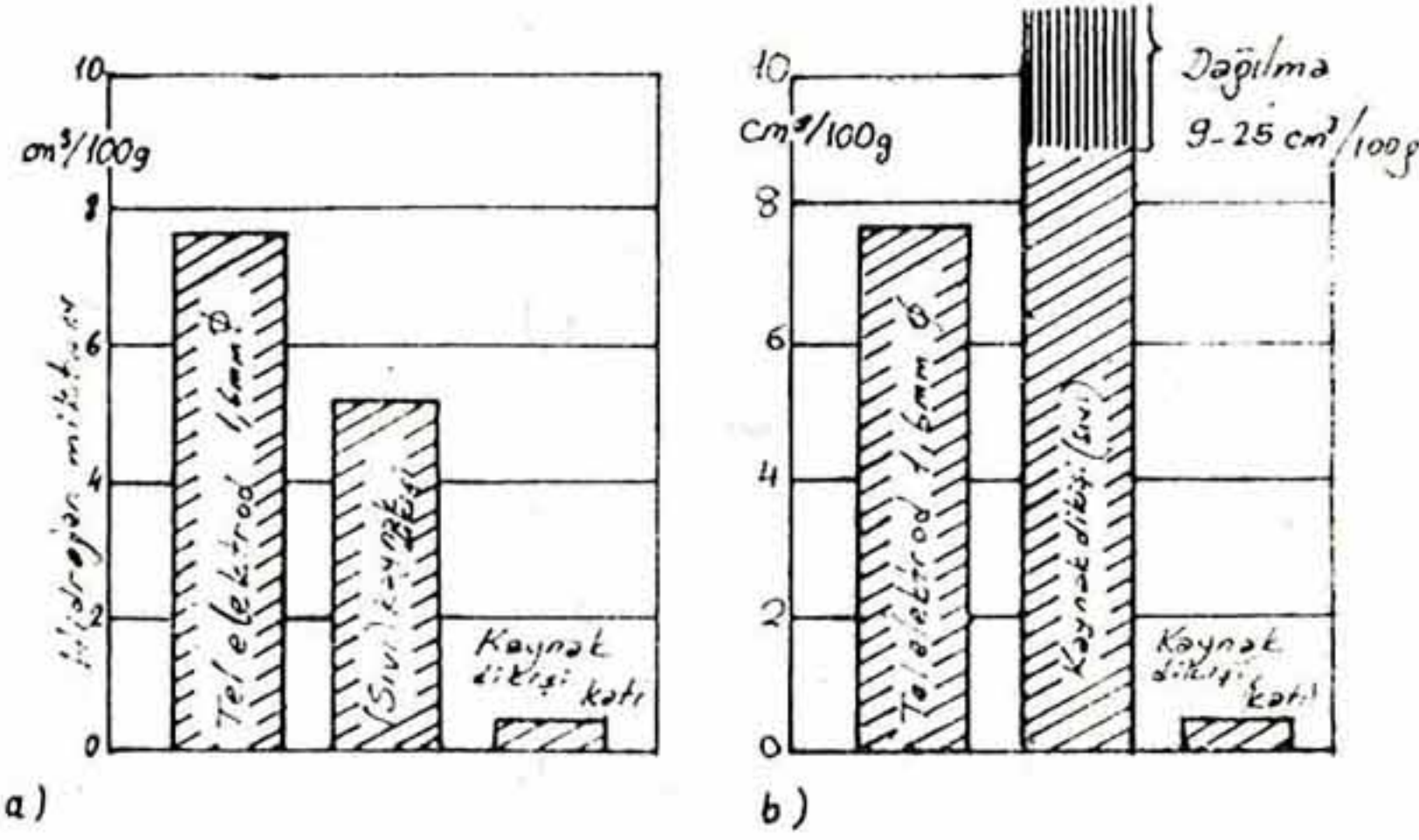


Resim 7. S-Al 99.5 Ti tel elektroduyla yapılan metal - inertgaz kaynaklarında saptanan hidrojen miktarları;

- 28 V, 250 A, Ar % 99.99, 18 l/dak, üfleç çapı 20 mm, kararlı ark, gözeneksiz.
- 24 V, 200 A, Ar % 99.99, 35 l/dak, üfleç çapı 15 mm, kararsız ark, iri gözenekler.

Aynı bir tel elektrod ile bilinçli olarak yanlış değerler seçilerek kaynak yapıp ve farkların algılanabilip algılanamadığı araştırılmıştır. Bu amaçla akım ve gerilim düşürülerek kısa devrelerle iri damla geçişleri oluşturulmuştur. Ayrıca çok dar bir düze kanalından gereğinden çok fazla koruyucu gaz ortama gönderilirken üflecin Resim 4'dekine benzer yanlış duruşu ile de nemli ortam havasının koruyucu gaz atmosferine girmesi sağ-

lanmıştır. Sıvı kaynak metalinde saptanan hidrojen miktarı, Resim 7'deki kusursuz çalışma durumuna göre en az üç kez daha yüksek olmuştur. Katı kaynak metalinde içinde hidrojen miktarındaki fark duyulur düzeyde olmamakla birlikte buradaki gözenekler iri olmuştur.



Resim 8. S-AlMg5 tel elektrodlarıyla yapılan metal-inertgaz kaynaklarında saptanan hidrojen miktarları.

- a) 28 V, 270 A, Ar % 99.99, 18 l/dak, üfleç çapı 20 mm, kararlı ark, az sayıda gözenek.
- b) 24 V, 180 A, Ar % 99.99, 35 l/dak, üfleç çapı 15 mm, kararsız ark, şiddetli gözeneklilik.

Resim 8'de, S-AlMg5 tel elektrodu ile yapılan kaynak deneyleri sonuçları yukarıdaki örneğe benzer biçimde verilmiştir. Arı alüminyuma göre, kaynak metalinde birlikte gelen hidrojen miktarında önemli bir fark olmamakla birlikte, sıvı ve katı kaynak metalindeki hidrojen miktarları duyulur düzeyde yüksek olmuştur. Sıvı kaynak metalindeki yüksek hidrojen miktarına rağmen ise yalnızca tek tek gözeneklere rastlanmıştır. Önceki durumda olduğu gibi bu tel elektrod ile yapılan deneylerde de uygun olmayan bir koruyucu gaz iletimi ve yanısıra kararsız bir ark oluşturulduğunda, katı kaynak metalinde hidrojenin duyulur bir artışı, saptanamamıştır. Buna karşılık sıvı kaynak metalinde önemli bir artış olmuş ve 9-25 cm³H₂/100 gr aralığında değerler ölçülmüştür. Bu deneylerde, sıvı kaynak metalinde ölçülen hidrojenin tel elektrodun-

dakinden yüksek oluşu, ortamdaki nemli havanın koruyucu gaz atmosferine girerek kaynak banyosunu hidrojen bakımından azımsayacak düzeyde varsıllaştırdığına ve dolayısıyla gözenek oluşturmaya kanıttır.

8. SONUÇ

Elde edilen deney sonuçları yardımıyla gözenek oluşum mekanizması taslamalarından ve olası termodinamik gaz tepkimelerinden hareketle hangi etmenlerin gözenekliliğe neden olabilecekleri saptanmıştır. Böylesi bir çözüm arama yolu başka metal ve alaşımlarının kaynaklı birleştirilmelerindeki gözeneklilik sorununa da yararlı olmuştur.

Alüminyum elektrodları ile metal-inertgaz kaynağında gözenekliliğin en önemli etmeni, tel yüzeyinde bağlanmış hidrojenidir. Bu durumda, gelecekteki çalışmalara konu olabilecek başlıca sorun, uygun bir yüzey işlemi ya da işlemleri yardımıyla tel elektrod yüzeyinde bağlı hidrojeni azaltabilme yollarının aranması olacaktır. Ayrıca, alüminyum ve alaşımlarının kaynaklı birleştirmelerinde hidrojenin başka yollardan kaynak banyosuna girişi denetiminin çeliklerin kaynağında- kinden daha özenle yapılması salıqlanır.

KAYNAKLAR

- [1] MASUMOTO, L., Chemical Analysis On Blowholes. IIW - Dok. XII - 463 - 68.
- [2] MANTEL, W., Die MIG - Schweißung von Aluminiumlegierungen. Aluminium 40 (1964), H. 9, S. 557/65.
- [3] HUFNAGEL, W., Die Porosität beim Schutzgasschweißen von Aluminium und ihre Vermeidung. Aluminium 42 (1966), H. 3, S. 198/99.
- [4] KÜBER, B., Schutzgasschweißen von Aluminium für Behälter der Tieftemperaturtechnik, Linde Ber. aus Techn. u. Wiss. 24 (1967), S. 51/65.
- [5] ADKINS, H.E., Das Schweißen von Aluminium im Schiffbau. Aluminium 41 (1965), H. 4, S. 237/41.

- [6] ALLEN, G., Aluminium Welding Using the Inert - Plus - Nitrogen - Gas Metal - Arc Process. Wdg. J. Res. Suppl. 38 (1959), H. 3, S. 132 - s/41 - s.
- [7] KOBAYASHI, T., T. KUWANAU, L. AOSHIMA, Argon - Nitrogen - Gas Metal - Arc Welding of Aluminium. IIW Dok. X11 - 467 - 68.
- [8] WUKUI, T., Y. SUGIYAMA u.s. TERAJ, Effects of Nitrogen, Oxygen and Hydrogen Gases Added to Argon Gas on MIG - Welding of Aluminium Alloys Trans. Japan Wdg. Soc. 1 (1970), H. 1.
- [9] KUBASCHEWSKI, O., u.E.L. EVANS, Metallurgische Thermochemie. VEB - Verlag Technik, Berlin 1959.
- [10] MANTEL, W., Über die zweckmäßige Durchführung des Schweißens von Aluminium unter Edelgasschutz. Aluminium 35 (1959), H. 6, S. 308/13.
- [11] MANTEL, W., Einflüsse der Schweißausführung und der Werkstoffkombination auf die Güte von MIG - Schweißverbindungen an Al - Legierungen. Schw. Schn. 14 (1962), H. 8, S. 339/45.
- [12] RODENIUS, E., Schmelzschweißen von Aluminium. Aluminium 42 (1966), H. 2, S. 104/09.
- [13] GÖNNER, P., Das Schweißen von Aluminium unter Schutzgas. Z.f. wirtsch. Fertigung 62 (1967), H. 10, S. 509/16.
- [14] N.N., Aluminium prep methods can cause contamination. Nasa contractor report CR - 61 181. Wdg. Eng. 53 (1968), H. 10, S. 50/51 u.H. 11, S. 50/54.
- [15] KADEN, W., Beitrag zu den Wachstumsvorgängen von Oxidschichten auf Aluminium. Aluminium 39 (1968), H.L., S. 33/41.
- [16] COHEN, H.M., Verhütung von Schwitzwasserschaden an Aluminium - halbzeug bei Transport und Lagerung. Aluminium 35 (1959), H. 4, S. 197/202.
- [17] PFUNDT, H., Wasserstoffbestimmung in Aluminium und Aluminium - legierungen durch Glühen bei 450 bis 600°C im Vakuum. Aluminium 43 (1967), H. 6, S. 363/67.
- [18] HANSEN, M., Constitution of binary alloys, 2. Aufl., S. 98. Springer - Verlag Berlin/Heidelberg/New York 1958.

Kayıcı Bir Teknede Kalkınlı Açısının Direnç ve Kritik Hıza Etkisinin İncelenmesi

Tahir Nezihi ÖZDEMİR (*)
Ayhan SERT (**)

1. GİRİŞ

«Yüksek Süratli Tekneler» Gemi İnşaat Mühendisliğinin en ilgi çeken ve sürekli gelişmeye açık konularından birisidir. Klasik gemi tiplerinden birçok açılardan farklılıklar gösteren bu teknelerde bu farklar gözönüne alınmadan yapılan dizaynlar, büyük sorunları da beraberinde getirirler. Genel olarak, Froude katsayısının ($Fr = V/\sqrt{L}$) 2'den büyük değerlere ulaştığı gemiler «Yüksek Süratli Tekneler» olarak nitelendirilirler. Bu tip tekneler form dizaynı açısından 5 ayrı kategoride incelenebilir :

- 1) Yuvarlak Kesitli Tekneler
- 2) Kayıcı Tekneler
- 3) Ayaklı Tekneler
- 4) Hava Yastıklı Tekneler
- 5) Katamaran (Trimaran) Tekneler

Bu tip teknelerde çok önemli olan güç hesapları en sağlıklı olarak sistematik model deney çalışmaları ile elde edilebilir. Bunun yanısıra tekne performanslarını geliştirmek de Model Deneyleri ile olasıdır. Bu çalışma da, kayıcı teknelerde kalkıntı açısının direnç ve kritik hız karakteristikleri üzerindeki etkisinin saptanması amacıyla, İ.T.Ü. Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi Deney Havuzu'nda yapılmıştır.

2. KAYICI TEKNELELER

2.1. Kayıcı Tekneler Hakkında Genel Bilgiler

Kayıcı Teknelere ait ilk araştırmalar çok eskilere dayanır. Bu konu üzerindeki bilimsel araştırmalar ise 1950 yılından sonra büyük bir gelişme göstermiştir. Teknelere hafif ve itme gücü yüksek makinelerin konulabilmesi ile teknelerin su yüzeyinde kayması fikri bu çalışmalarını hızlandırmıştır. Otomotiv ve uçak sanayine bağlı olarak makinalardaki gelişim bu hızlanmadaki önemli bir etkidir.

Kayıcı Teknelerin dizaynında gözönüne alınan ana unsurlar olarak Yüksek Sürat, Güvenirlilik, Yolcu Konforu, Manevra Kabiliyeti ve Denizcilik sayılabilir.

Kayıcı Teknelerin, kesit formları genellikle düz veya düze yakın iç veya dış bükey eğriliklere sahiptir. Su altı ve su üstü kesitleri belirli bir kalkıntı açısının bulunması nedeniyle, bir «çene hattı» ile birleştirilir.

2.2. Kayıcı Teknelerde Direnç

Kayıcı Tekneler iki tip kaldırma kuvveti etkisi altında kalırlar :

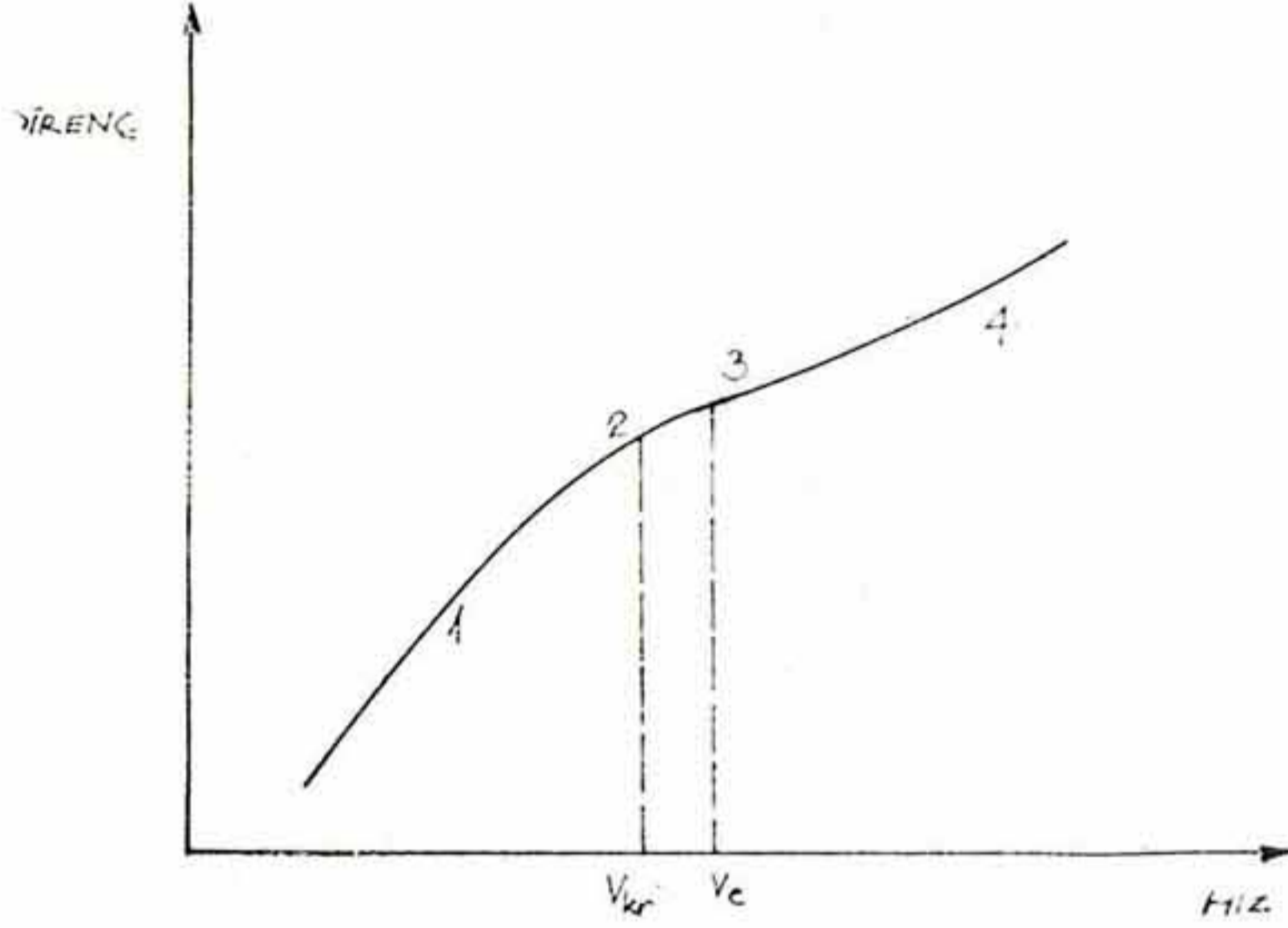
- 1 — Hidrostatik Kaldırma Kuvvetleri

(*) Müh., Araştırma Görevlisi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, İ.T.Ü.

2 — Hidrodinamik Kaldırma Kuvvetleri

Yüksek hızlarda oluşan ve teknenin kaymasını sağlayan hidrodinamik kaldırma kuvvetleri teknenin ağırlığına, kayma yüzeyine ve şekline bağlıdır.

Kayıcı bir teknenin değişik hızlardaki direnç karakteristiği şekil 1'deki gibidir.



Şekil 1. Kayıcı bir teknenin direnç karakteristiği.

Şekilden de görüldüğü gibi direnç karakteristiği 4 bölgede incelenebilir. Birinci bölgede, tekne deplasman teknesi görünümündedir. İkinci bölgede gittikçe artan dinamik kuvvetlerin, tekne ağırlığının büyük bir kısmını taşımaya başlaması ile tekne sudan kesilmeye başlar. Üçüncü bölgede tekne deplasmanı, dinamik kuvvetlere eşit olduğunda tam kayma olayı ile karşılaşılır. Kaymaya başladığı andaki hız «Kritik hız» olarak adlandırılır. Direnç artışında önemli bir azalmanın olduğu bu bölgede bir «Ekonomik Hız» tanımlanabilir. Dördüncü bölgede ise direnç hızla orantılı olarak artar.

3. KALKINTI AÇISI (Deadrise Angle)

Kalkıntı açısı, kayıcı teknelerin formuna ve direncine etki eden faktörlerden birisidir. Kalkıntı açısı kavramı geliştirilmeden önce, ideal kayıcı tekne şekli kayma yüzeyi düz bir şekilde idi. Kalkıntı açısının ortaya çıkmasıyla bu form değişikliğe uğramış, kaldırma kuvvetinde kayıp olmasına rağmen, teknenin denizciliği,

stabilitesi ve özellikle manevra kabiliyetleri iyileştirilmiştir.

Kalkıntı açısı baştan kıça kadar değişik değerler alabilir. Kayma $2.5 - 3^\circ$ 'lik bir açıda olduğu takdirde baş kesit su üstüne çıkmakta ve kalkıntı açısı mastori ve kıçta ölçülen açıların ortalaması olarak alınmaktadır. Bu şekilde ölçülmüş kalkıntı açısı $5 - 9^\circ$ 'ler arasında değişmektedir. Mastoride kalkıntı açısı 18° 'yi geçmekte hatta bazı Amerikan botlarında 20° alınmaktadır.

Ayrıca kalkıntı açısının uygunluğu durgun sudaki servis hızının seçimi ve zor koşullarda teknenin iyi tahrik ve kullanımına bağlıdır.

Bu çalışmada V - kesitli bir kayıcı teknenin kalkıntı açısı için dört farklı değer alınarak kalkıntı açısının dirence etkisi gösterilmeye çalışılmıştır.

4. MODEL DENEYLERİ

4.1. Kullanılan Modeller

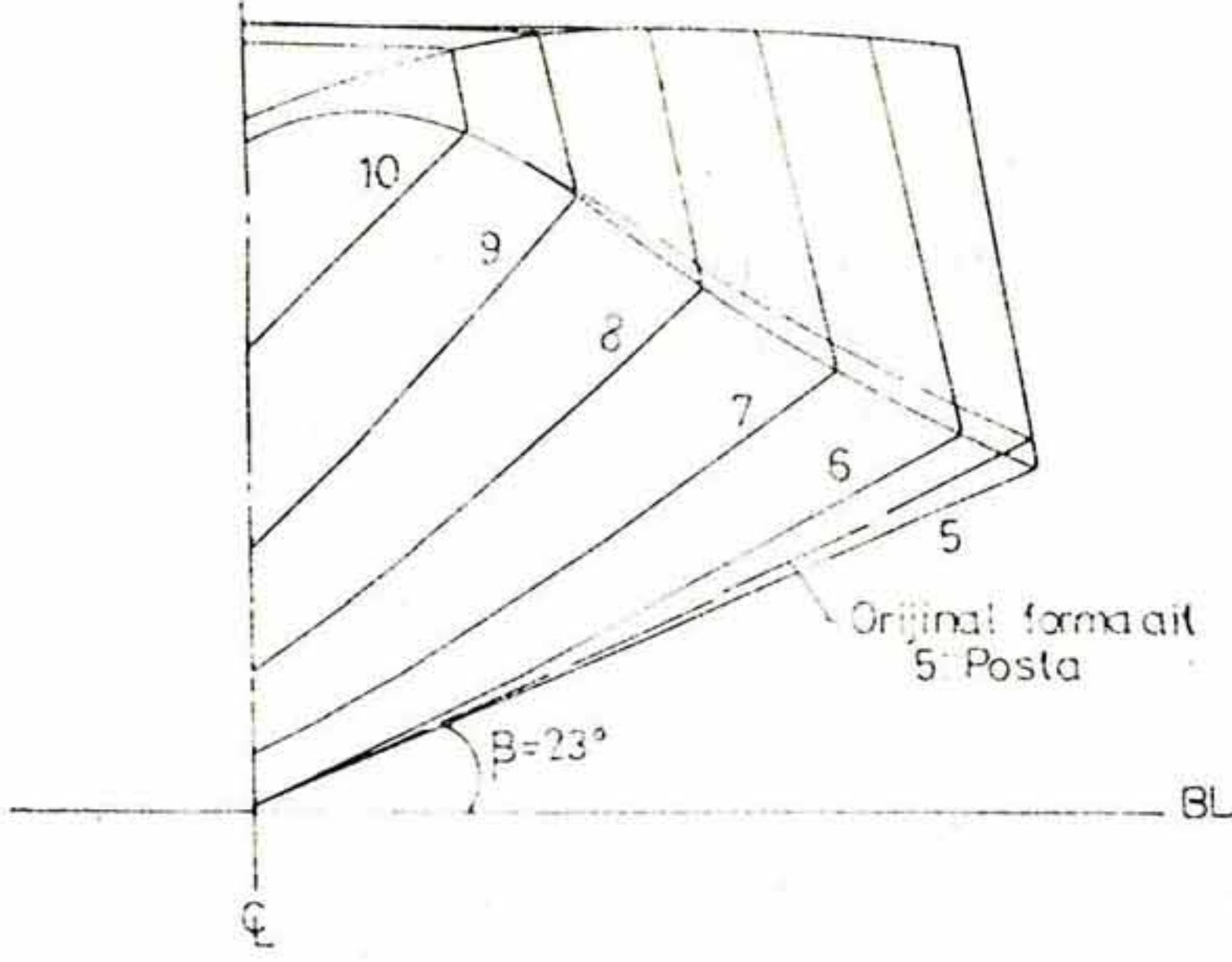
Deneylerde kullanılan model, ana boyutları

L_{oa}	: 32.50 m
L_{bp}	: 27.50 m
B	: 8.60 m
T	: 1.75 m
Δ	: 167 ton

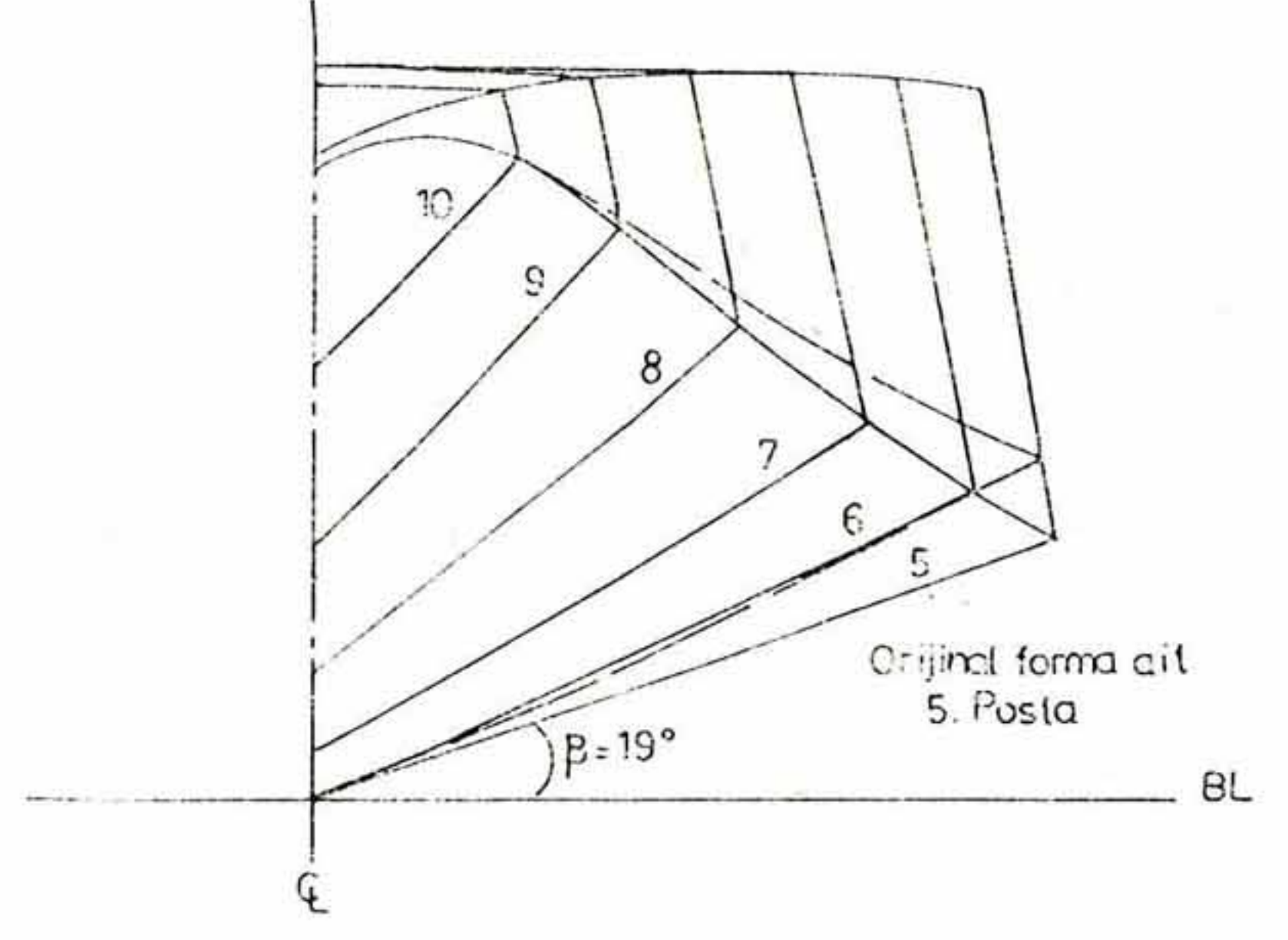
olan SAR - 33 tipi kayıcı bir teknenin 1/15 ölçekli modelidir. Orijinal formda kalkıntı açısı 25° 'dir diğer üç hal ise model üzerinde tadilat yapılarak elde edilen ve 23° , 21° , 19° 'ye karşılık gelen formlardır (şekil 2, 3, 4).

4.2. Deneylerin Yapılışı

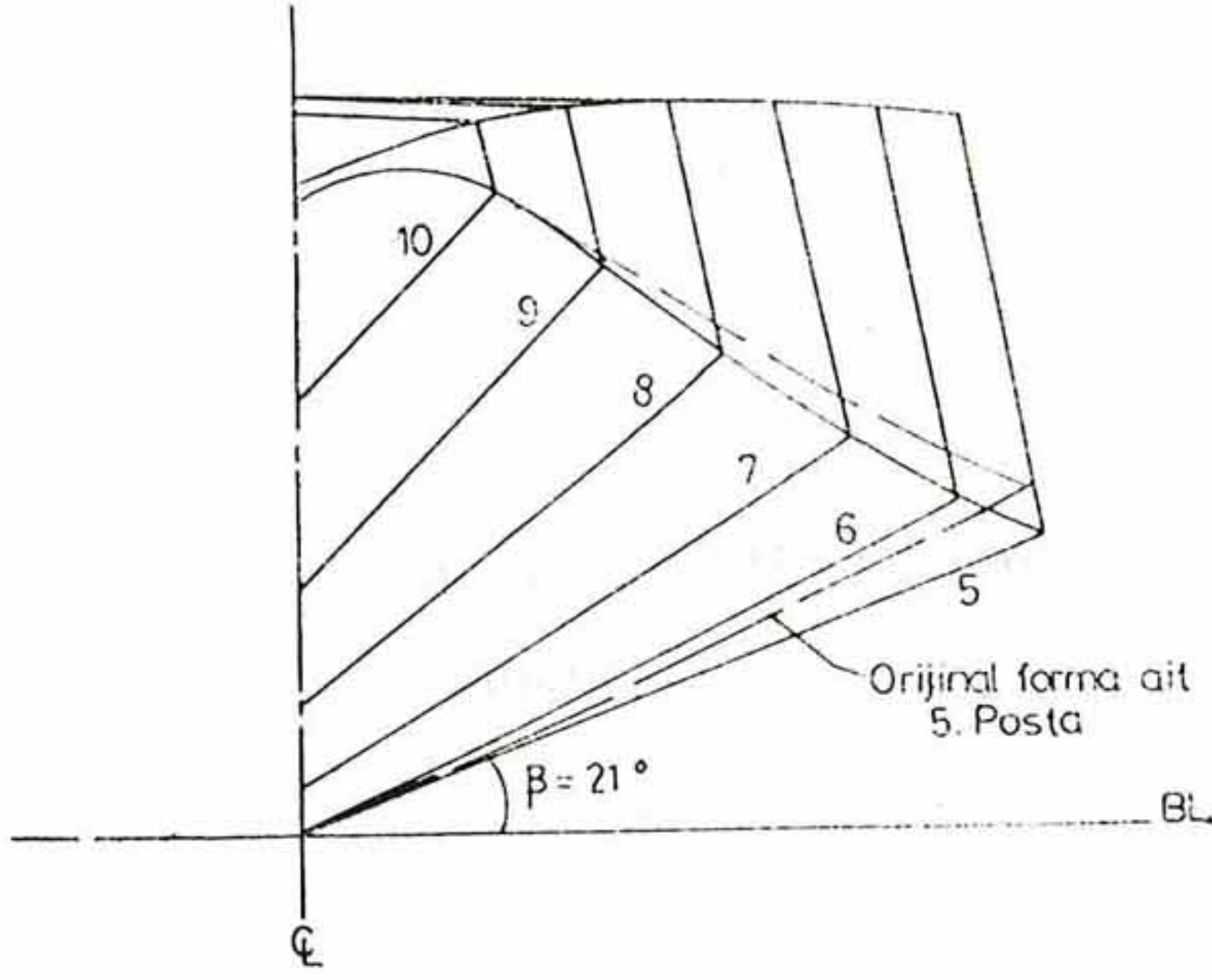
Deneyler İ.T.Ü. Su ve Deniz Bilimleri Uyg - Ar Merkezinde bulunan $108 \times 6 \times 3.40$ boyutlarındaki büyük deney havuzunda yapılmıştır. Kalkıntı açısının her değeri için 3 ayrı deplasmana (Boş, Yüklü, Aşırı Yüklü) karşılık gelen hallerde



Şekil 2. Kalkıntı Açısı 23° alındıktan sonra en kesitlerin düzeltilmiş hali.



Şekil 4. Kalkıntı Açısı 19° alındıktan sonra en kesitlerin düzeltilmiş hali.



Şekil 3. Kalkıntı Açısı 21° alındıktan sonra en kesitlerin düzeltilmiş hali.

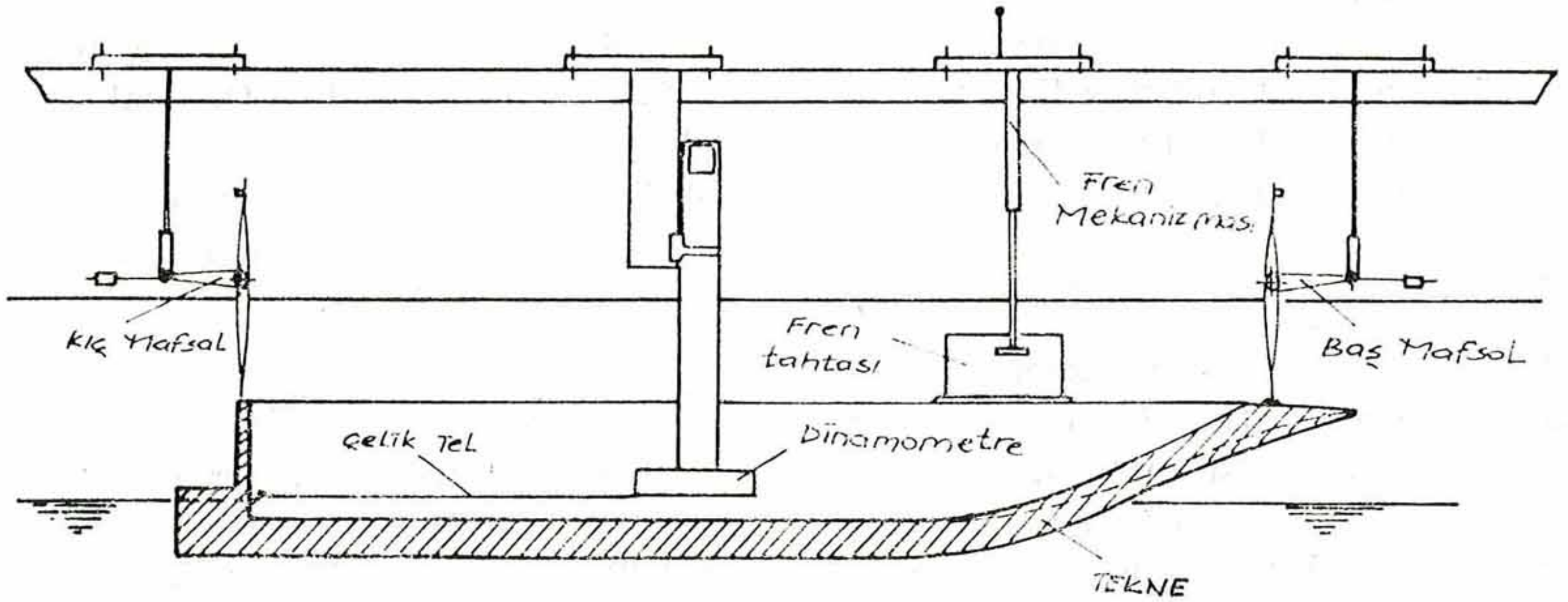
çeşitli hızlar için denemeler yapılmıştır. Yapılan tüm deneyler sıfır trim şartında yapılmıştır.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

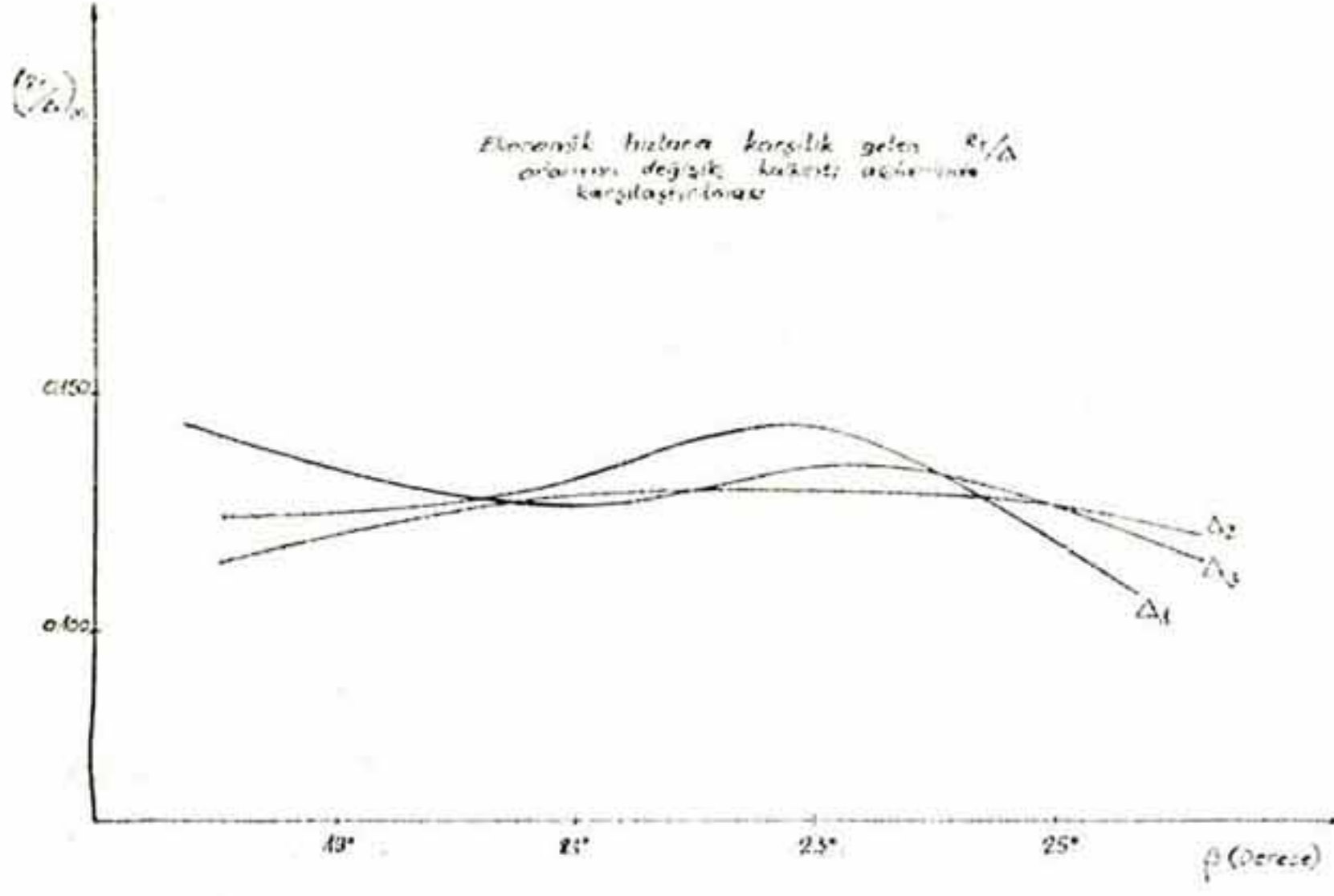
Kalkıntı açısını dört farklı değerde (25°, 23°, 21° 19°) alarak direnç ve sevk karakteristikleri incelenen kayıcı teknenin deneyleri sonucu orijinal form daha iyi sonuçlar vermiştir. Her ne kadar orijinal form iyi sonuç vermişse de bazı durumlarda diğer formlarda dikkate alınabilecek yararlar göstermiştir.

1 — Kalkıntı açısının 21° ve 19° olduğu hallerde kayma bölgesi genişlemiş daha düşük kritik hızlarda kayma olayı başlamıştır.

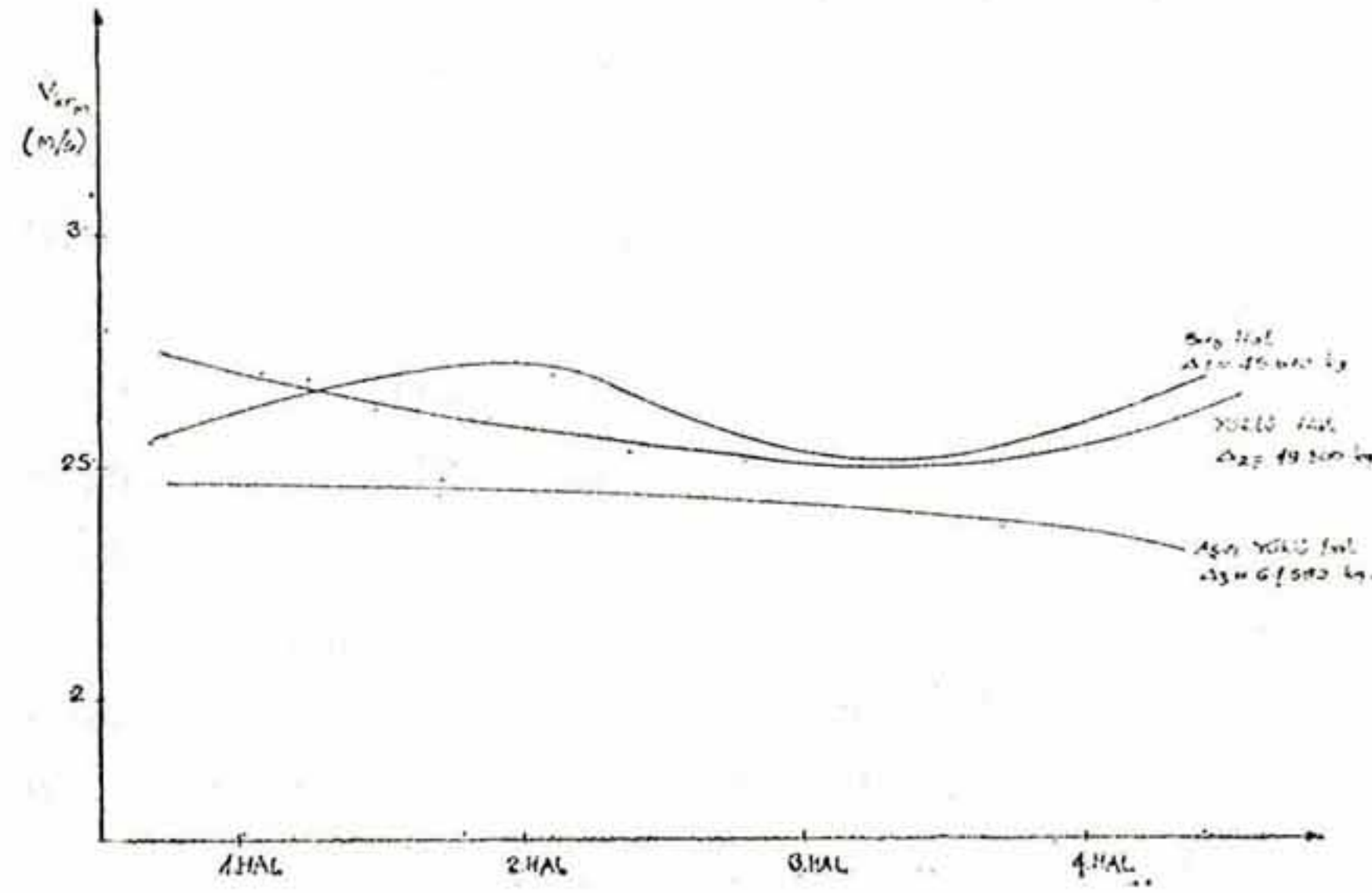
2 — Kalkıntı açısının 19° olduğu ve boş deplasmana karşılık gelen durumda orijinal formdan daha iyi sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 5. Modelin, model çekme arabasına bağlanması.



Şekil 6. $R_T/\Delta-\beta$ grafiği.



Şekil 7. Kritik hız - Hal grafiği.

3 — Her açıdan en kötü sonuçlar kalkıntı açısının 23° olduğu haldedir.

Ayrıca sadece kalkıntı açısının değiştirilmesi ile tekne performansını geliştirmek olası değildir. Bu faktör diğer dizayn koşulları ile birlikte gözönüne alınarak optimum bir dizayna gitmek gerekir.

Sonuç olarak, incelenen bu tekne için kalkıntı açısı yaklaşık 20° alınarak ve diğer dizayn koşulları da dikkate alınarak daha iyi tasarımlara gidilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] KAFALI, K., (1981), Yüksek Süratli Tekneler (İ.T.Ü. Yayını).
- [2] KAFALI, K., (1983), Gemi Formunun Statik ve Dinamik Esasları, Cilt III.
- [3] PHILIPS, D., Birth The Naval Architecture of Small Craft.
- [4] MURRAY, A.B., (1950), The Hydrodynamics of planing Hulls.
- [5] ÖLMEZ, H.S., ACAR, H.T., (1983), Yüksek hızlı bir teknede kayma noktasına ölçek etkisinin incelenmesi.
- [6] SÖYLEMEZ, M., (1985), Bir kayıcı teknede LCB yerini değiştirme ile elde edilen yeni formdaki direnç karakteristiklerinin teorik ve deneysel yoldan incelenmesi.
- [7] TAMER, N., TEKOĞLU, A., (1984), Kayıcı tekne altına yerleştirilmiş paralel levhanın kayma hızına etkisinin incelenmesi.
- [8] ÖZDEMİR, T.N., SERT, A., (1985), Kayıcı bir teknede kalkıntı açısının direnç ve kritik hıza etkisinin incelenmesi.

Asimetrik Kıç Formlarının İncelenmesi

Aydın EKEN (*)

Sevk verimini iyileştirmek için tekneyi asimetrik olarak şekillendirme fikri ne yenidir ne de tektir. Fakat sadece fikir yürütmek veya fikir sahibi olmak yeterli değildir. Aynı zamanda bu pratiğe de uygulanmalıdır. Bu da biraz şans yanında dayanıklılıkta gerektirir.

“Yapmak yapılması iyi olan bir şeyi bilmek kadar kolay olsaydı, kiliseler, katedral, fakirlerin kulübeleri de prenses sarayları olurdu”
(Venedik Taciri)

Shakespeare'den alınan yukardaki söz sadece anlamından dolayı değil aynı zamanda Venediğin konuyla ilgili olmasından dolayı da önemlidir. Venedik kanallarındaki gondollar en az şehir kadar meşhurdur ve bugünlerde esasen turistlerin gezdirilmesi için kullanılmaktadır. Gondolcu özel bir tek taraflı kürek çekme tekniği ile tekneyi ilerletmektedir. Bu tek taraflılığı telafi etmek için gondollar iskeleden sancağa yaklaşık 250 mm daha küçük yapılır. Başka bir deyişle simetri eksenine göre asimetrik olarak şekillendirilir. Fikir geçmişte birden fazla ileri sürüldü, fakat asla başarıyla gerçekleşmedi. Bu arada 1950 yılında Fransa'da «Guyane» adlı 900 tonluk küçük yolcu gemisi P. Carlotti tarafından dizayn edildi. Teknenin kıç gondollardan esinlenerek oluşturulmuştu. Bu teknenin model deneyleri NSMB'de Troost tarafından yapılmıştır. Bu deneylerin sonucunda Carlotti'nin geliştirdiği kıç gövdenin direnci klasik gemilerinkinden % 4.5 daha az ve daha da önemlisi gerekli toplam güç % 15 daha düşüktü. Bu yüzden sevk açısından bu asimetrik gondolun bir başarısı idi. Fakat teknenin makinaları çalışmadığı za-

man tekne bir yöne doğru rotadan çıkıyordu ve bu tek başına dümen kumandasıyla önlenemiyordu. Bu yüzden P. Carlotti tarafından yapılan bu asimetrik gondol geçerliliğini yitirmiştir. Yaklaşık 15 yıl sonra 1960'ların ortalarında E.A. Nönnecke kendisinin asimetrik kıç fikrini önermiş ve patent almıştır. Bu düşünce pervanenin yukarsında tekne üzerindeki su seperasyonunu azaltarak pervaneye gelen su akışını iyileştirmektedir. Bu ise su hatlarını bir tarafa doğru şişirerek yapılacaktı. 1965 - 1968 yılları arasında birbirinden farklı, yüksek blok katsayılı 4 model (Biri dökme yük diğer üçü tanker) asimetrik kıçlarla donatılmış ve HSVA'da test edilmiştir. Tüm deneyler asimetrik kıçın üstünlüğünü ispatlamış ve güç tasarrufları ise % 5 ilâ % 7 arasında gerçekleşmiştir. Bu başarılı sonuçlara rağmen gemi sahipleri ve gemi inşaatçıları riskin fazla olduğunu öne sürerek gereken ilgiyi göstermemişlerdir. O zamanlar tonu 30 dolardan az olan petrol fazla önemli bir faktör teşkil etmiyordu. Böylece, en azından ilerdeki on yıl için Nönnecke'nin fikri yerine getirilmemiş bir ümit olarak kalmıştır. Bu arada durum değişmiş ve yükselen petrol fiyatları bu fikrin yeniden gözden geçirilmesine olanak tanımıştır. 1980 yılında Batı Alman Araştırma ve Teknoloji Bakanlığı (BMFT) HSVA'ya aşağıdaki programı içeren geniş bir araştırma siparişi etmiştir.

- Uygun model ve pervane seçimi
- İki yükleme durumu için direnç, sevk ve iz ölçümü

(*) Yük. Müh., Araştırma Görevlisi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, İ.T.Ü.

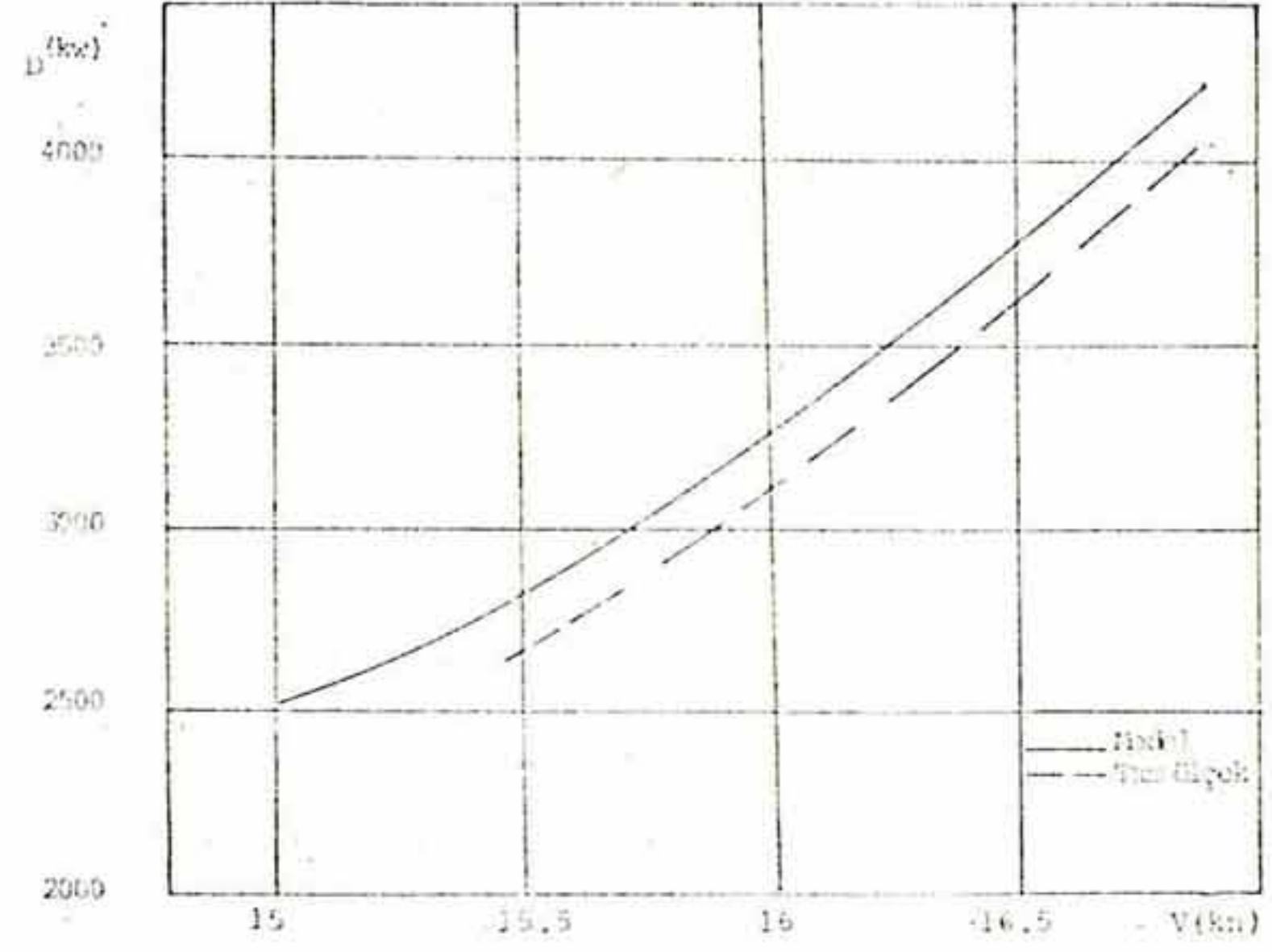
- Asimetrik kıçın dizayn ve imali
- Asimetrik kıçlı modelde, iki yük-leme durumu için direnç, sevk ve iz ölçümlerinin tekrarlanması
- İlk model deneylerinin yorumu ve asimetrik kıçın verimini artıracak değişiklikler
- Yeni direnç, sevk ve iz değerleri- nin ölçümü
- Bu üç duruma ait pervane titre-şim ve momentlerinin ölçümü
- Ek olarak bu üç durum için per- vanenin üzerindeki gemi yüzeyin- de beklenen basınç değişiminin hesabı.

Yine BMFT tarafından desteklenen diğer proje «schiff der Zukunft» (sdz) diye adlandırılan çok geniş bir araştırma prog-ramına aittir. Yedisi simetrik, ikisi asi- metrik kıçlı olmak üzere dokuz model test edilmiştir. Birinci asimetrik dizayn tam olarak isteneni sağlamamış, ikincisi ise bütün seride en iyisi olduğunu ispatla-mıştır. Bu yeni test sonuçları yeni atımla- ra öncülük etmiştir.

8 Mayıs 1982'de Nönnecke'nin asimet- rik kıçlı ilk gemisi 502 TEU'luk kontey- ner gemisi «The - S» Batı Almanya Ol- denburg'da Heinrich Brand tersanesinde denize indirilmiştir. Bu safhada da geniş model deneyleri yapılmıştır. Aynı baş for- muna sahip biri simetrik, diğeri asimetrik iki alternatif kıç test edilmiş ve asimet- rik kıç dizayn draftında yaklaşık % 8 ve balast draftında % 6 lık oranlarında si- metriye göre üstünlük sağlamıştır. The - S'nin tecrübe seferi denize indirilmesin- den yaklaşık 6 hafta sonra 21 Haziran 1982'de Borkumweg German Bay yakın- larında olmuştur. Rüzgar şiddeti 1 - 2 Beaufort arasında ve su derinliği ise 20 - 25 m civarında, yani hemen hemen ideal koşullardaydı. Deneme ölçümleri rüzgar ve sığ su için dikkatlice düzeltilmiştir. Aynı zamanda uygun ve doğru bir kar- şılaştırma yapabilmek için model deney-

leri deniz tecrübelerindeki yükleme koşul- larına uygun olarak tekrar yapılmıştır. Şekil 1'de görüldüğü gibi tam ölçekte ula- şılan hızlar tahmin edilenden yüksek çık- mıştır.

Tabii ki bu asimetrik kıçların üni- versal üstünlüğünün belli bir ispatı ola- rak kabul edilemez. Model ve tam ölçek ölçümleri arasında bir karşılaştırma çe- şitli faktörlere bağlıdır ve bir tek durum- da uymaları tesadüfi olabilir. Fakat The - S'den alınan haberler iyi sevk özellikleri- ni ve son derece düşük yakıt tüketimini teyit etmiştir. Bu arada Heinrich Brand tersanesinde asimetrik kıç bir standart ol- muş ve bunu diğer bir takım gelişmiş ter- saneler izlemiştir.



Şekil 1. Model ve tam ölçek durumunun kar- şılaştırılması.

Konuyla ilgili diğer bir çalışmada J.W. Piskorz - Nalecki tarafından yapılmıştır. Nalecki'nin çalışması iki kısımdan meydana gelmektedir. Birincisi, deneyleri Göteborg'ta SSPA deney havuzunda yapılan ve Szczecin tersanesinin bir patenti olan çalışmadır. Bu çalışma gerek zaman ve gerekse maliyet açısından tüm sorulara cevap verecek nitelikte değildi. Model deneyleri iki kıç şekli ve iki draft olmak üzere dört değişik durumda yapıldığından optimum asimetrik kıçın oluşturulmasına imkan vermemiş, fakat buna karşılık asimetrik kıçın sevk verimi üzerinde olumlu bir etkisi olduğunu göstermiştir. İkincisi ise Steamship Company isimli şirket adına Polonya için Türkiye'-

de Pendik tersanesinde inşa edilen bir seri 26300 DWT'luk Bulk Carriers tipi gemiyi kapsamaktadır. Model deneyleri 1984 - 1985 yılları arasında Gdansk model deney havuzunda yapılmıştır. Aynı zamanda asimetric kıç ile birlikte yatay dümen finleri de denenmiştir. Deney sonuçlarından asimetric kıçın ve dümen finlerinin sevk veriminde belli bir artış sağladığı görülmüştür. Fakat manevra ve geminin dalgalar arasındaki davranışları burada incelenmemiş buna karşılık asimetricinin bu karakteristikler üzerinde olumsuz bir etki göstermeyeceği tahmin edilmiştir. Nitekim Hamburg'ta yapılan deneylerin sonuçlarından bu fikrin doğru olduğu ortaya çıkmıştır. Öte yandan dümen finlerinin rota dengesi ve dalgalar arasındaki gemi hareketlerine etkisi ile ilgili araştırmalar aynı dwt'da farklı gemi tipleri için daha önce yapılmış ve dalgalar arasındaki gemi hareketleri açısından oldukça yararlı olduğu sonucu ortaya çıkmıştır.

HİDRODİNAMİK İNCELEMELER

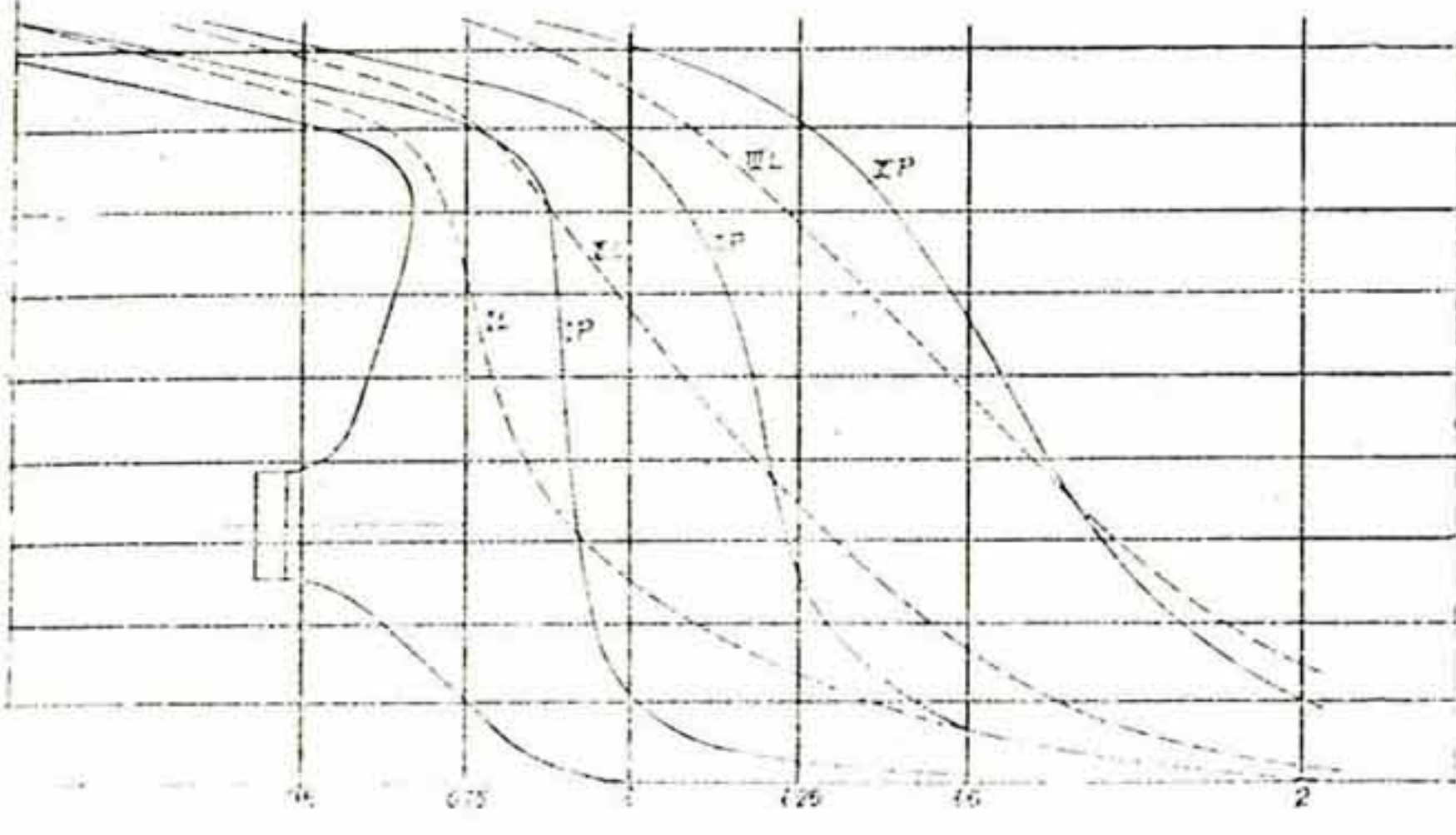
% 8'e varan güç tasarrufları ekonomik açıdan son derece enteresandır. Fakat sebepler nelerdir? Önce iki ya da daha çok pervaneli bir aracı inceliyelim. Model deneylerinden bilinir ki pervane dönüş yönü sevk veriminin üzerinde büyük bir etkiye sahip olabilir. Dönme yönünü tersine çevirme sevk gücünün yüzde bir kaç azalma veya artmasına sebep olabilir. Bu davranışın nedeni pervaneye gelen iç akışın prerotasyonundan bulunabilir. Tekne formuna ya da takıntıların cinsine bağlı olan girdaplar ve akışın dönmesi negatif veya pozitif bir etki oluşturabilir. Tek pervaneli simetric gemilerde pervane dönüş yönü önemli değildir. Fakat bu pervaneye gelen simetric bir akımın her zaman optimum olduğu sonucunu çıkartmaz. Pervane bir yöne döndüğünde performansı iskeleden sancağa değişir ve basınç merkezi de pervane kanatlarının aşağıya doğru hareketlendiği kenara doğru kayar. Bu değişim pervanenin önündeki tekne kısmı üzerinde asi-

metric bir basınç dağılımına neden olur. Su altındaki akım hatlarını belirlemek için iplik demetçikleri kıç tarafın yüzeyine yerleştirir ve deney yapılırsa pervanenin önünde ve üzerindeki akım dağılımı görülebilir. Pervanenin saat yönüne döndüğü durumda pervane kanatlarının yukarıya doğru hareketlendiği iskele tarafında pervane şaftının üzerindeki bölgede akım türbülanslı hale gelir ve hatta bir kısmı zıt yöne akar. Her zaman denebilir ki, pervanenin saat yönüne döndüğü durumda, pervane şaftının üzerindeki iskele bölgesi kritik bir basınç dağılımı gösterir. Problem, bu bölgede su hatlarını simetri ekseninden kaydırarak hücum açısını küçültmek suretiyle çözülebilir. Sonuçta, hücum açısı pervane kanatlarının aşağıya doğru hareketlendiği sancak tarafında büyür ve negatif bir etki oluşturur. Eğer su hatları daha önceki tecrübeler gözönüne alınarak dikkatlice kaydırılırsa, bu bölgede beklenen olumsuz etkiden kurtulabilir.

Asimetri aynı zamanda pervane dönüş yönünün tersine pervaneye gelen akımda prerotasyon oluşturur ve böylece pervane izi içersinde dönme kaybı azaltılarak beklendiği gibi sevk veriminde bir artış olur. Pervaneye gelen suyun prerotasyonu pervane şaftının altındaki kıç kesitleri zıt yöne kaydırarak arttırılabilir. Bunun sonucunda - V - kesitli iskele tarafında, akışan akımda dik bir bileşen oluşur ve bu sayede prerotasyonun etkisi artar. Simetric kıçlarda olduğu gibi asimetric kıçlarda da, pervane şaftının altında dairesel bir iz dağılımı elde etmek için puro şeklinde bir dizayn gerçekleştirilebilir. Yalnız çok dikkatli olmak gerekir. Eğer bu kısmı (stern - bulb) çok küt olursa asimetricinin olumlu etkisi bozulabilir.

Şu ana kadar yapılan incelemeler gözönüne alınırsa, asimetric kıçın dizaynı için iki metotun varolduğu görülür.

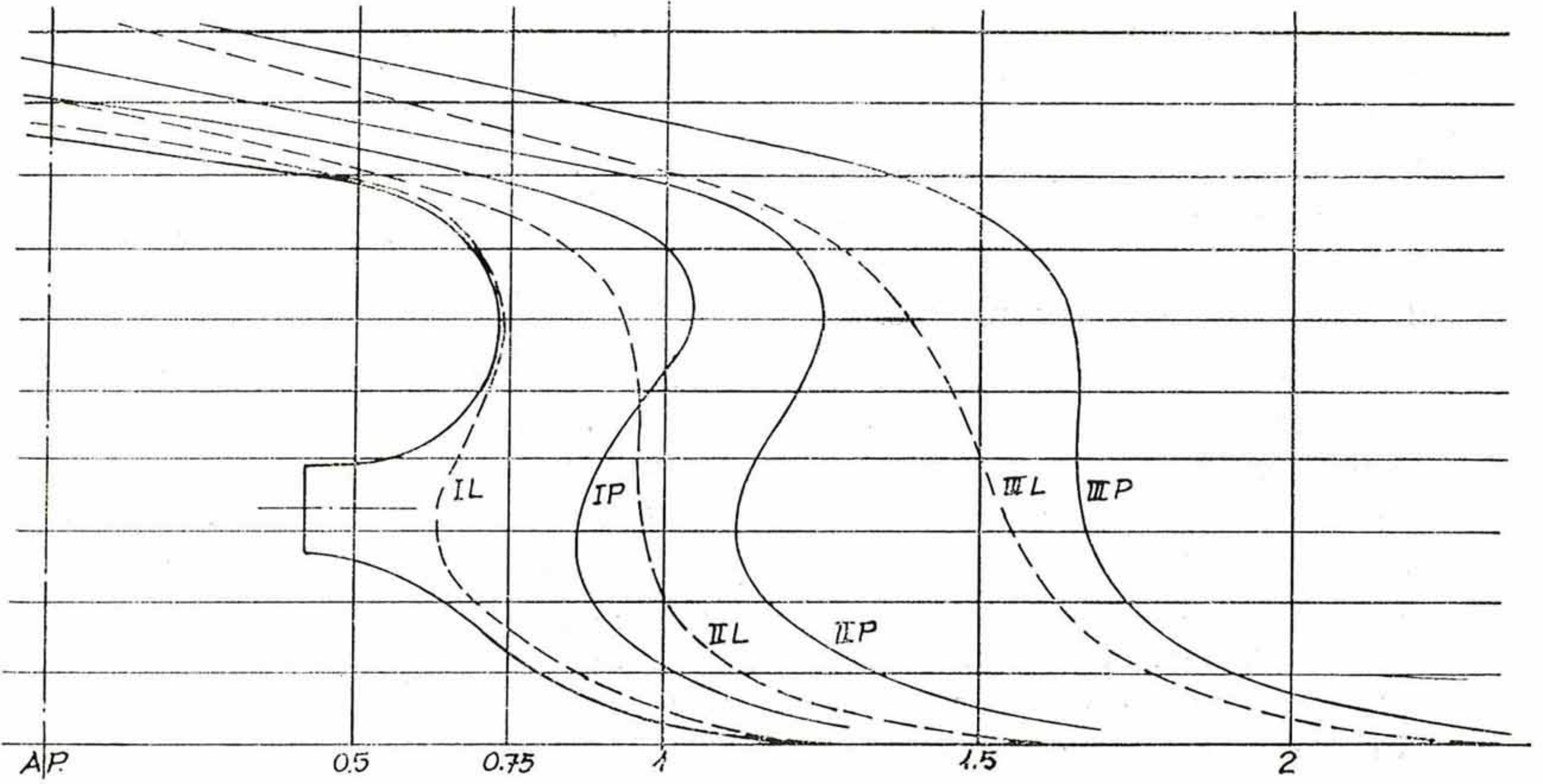
— Birinci metot : Pervane ekseninin altında ve üstünde su hatlarının pervane dönüş yönünün tersine yer değiştire-



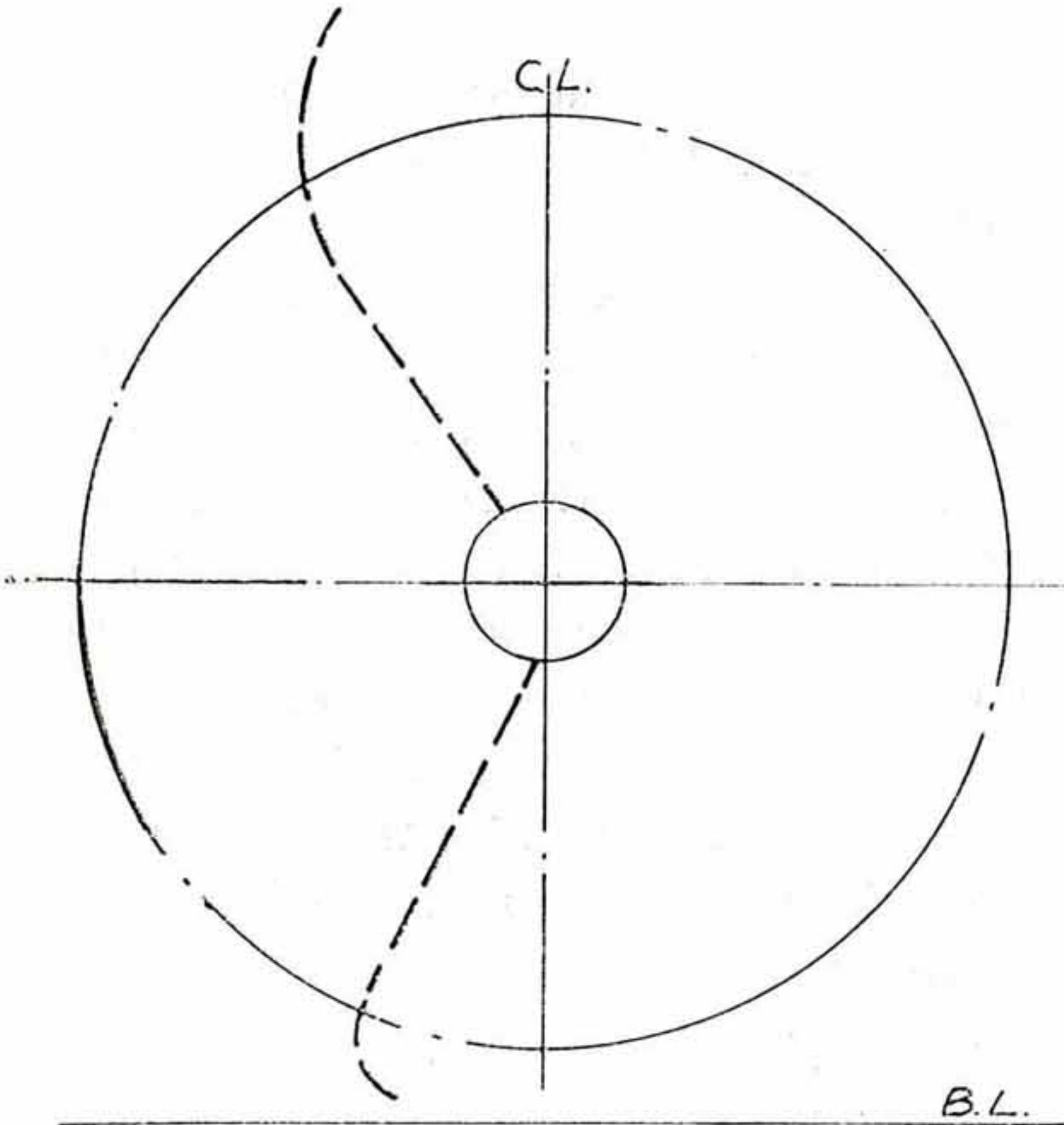
Şekil 2. I. Metoda göre dizayn edilen asimetrik kıçtaki bataklarm görünüşü.

rilmesinden oluşturulur. Şekil 2 bu tipin iskele ve sancaktaki kıç batoklarını vermektedir. Buradan da görüldüğü gibi batoklar birer noktada birbirlerini kesmektedirler. Bu metot E.A. Nönnecke tarafından geliştirilmiştir.

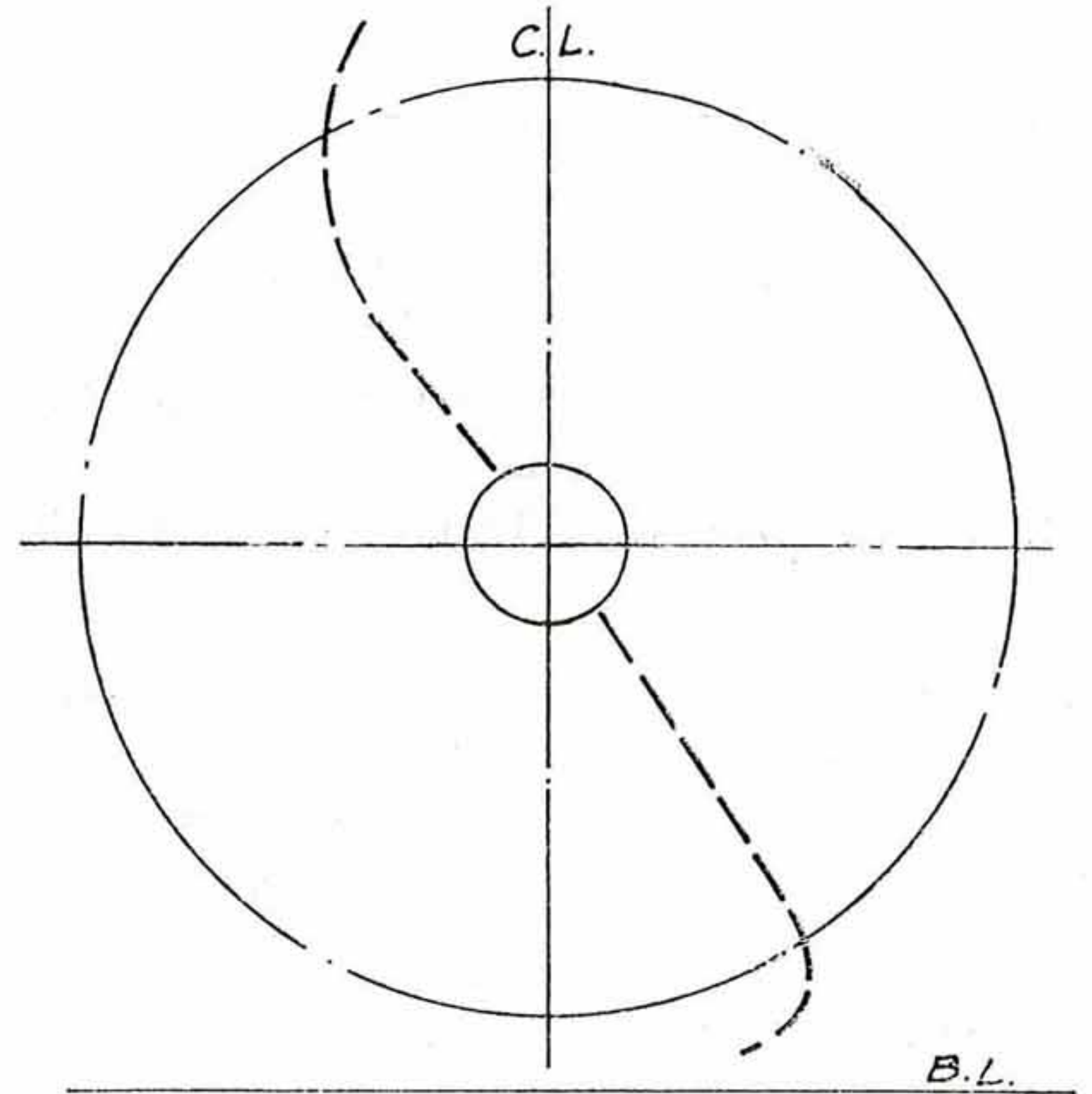
— İkinci metot : Pervane ekseninin üstünde ve altında su hatlarının bir yöne doğru yer değiştirmesinden oluşturulur. Şekil 3. Bu tipin iskele ve sancaktaki kıç batoklarını vermektedir. Buradan da görüldüğü gibi, aynı numaralı batok-



Şekil 3. II. Metoda göre dizayn edilen asimetrik kıçtaki bataklarm görünüşü.



Şekil 4. I. Method için asimetri hattı.



Şekil 5. II. Method için asimetri hattı.

lar birbirlerini kesmemektedirler. Bu metot J.W. Piskorz Nalecki tarafından geliştirilmiştir. Şekil 4. Birinci metot için asimetri hattını, Şekil 5 ise ikinci metot için asimetri hattını göstermektedir.

SERİ 60 FORMLU BİR GEMİYE ASİMETRİK KİÇ UYGULAMASI

Bütün bu çalışmalara paralel olarak, İ.T.Ü. Gemi model deney havuzunda bizim tarafımızdan geliştirilen asimetrik kıç formu ile ilgili bir seri deney yapılmıştır.

Deneyler Tablo 1'de ana değerleri verilen tekne modeli ile gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla varolan bir seri 60 modeline asimetrik kıç dizayn edilmiş ve bu kıç İ.T.Ü. Gemi Model Deney Havuzu atölyelerinde imal edilmiştir. İmal edilen bu formun simetrik ve asimetrik kıç kesitleri Şekil 6 ve Şekil 7'de verilmektedir.

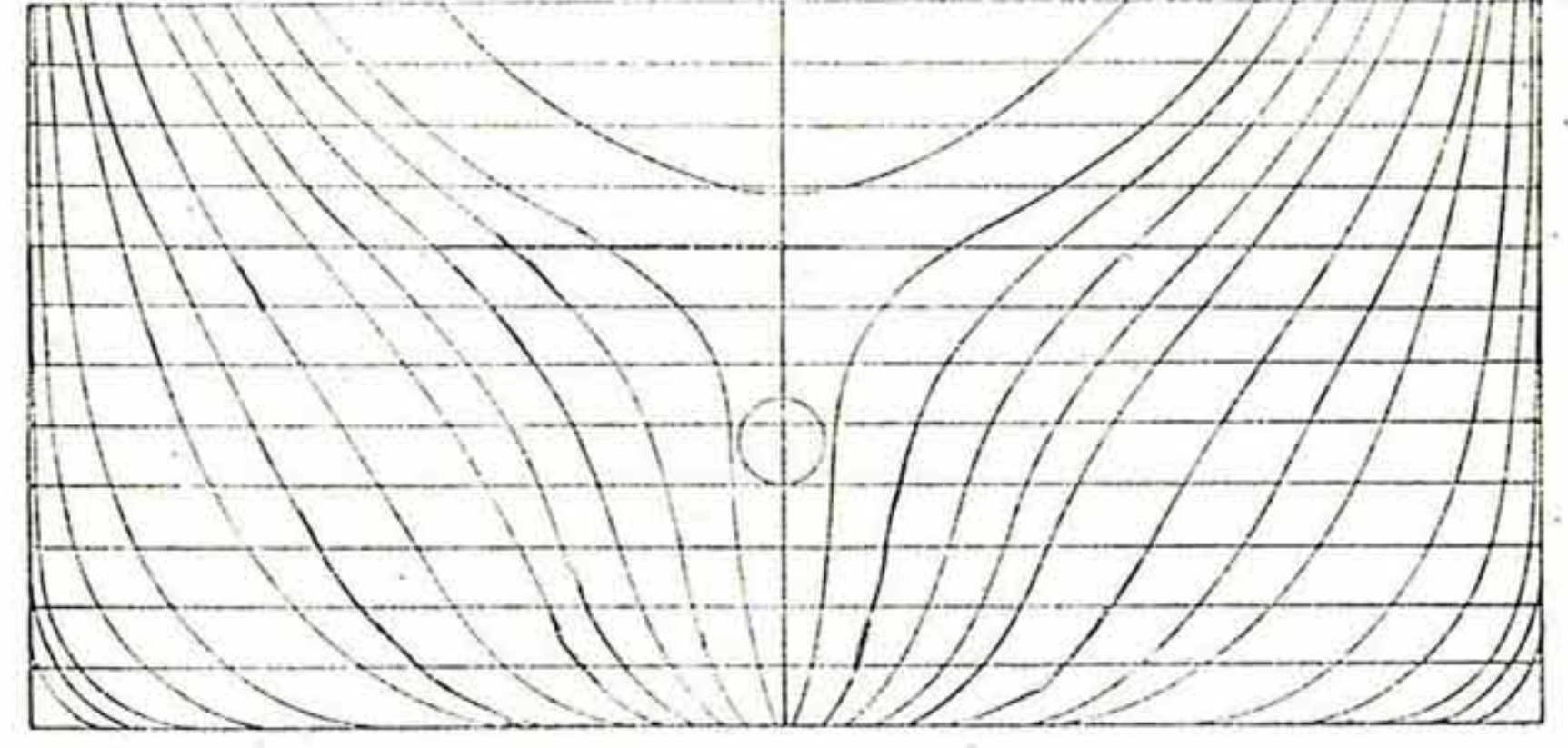
Tablo 1. Model Deneyi Yapılan Teknenin Ana Değerleri.

Su hattı boyu	:	$Lw_L = 124.020$ m.
Kaimeler arası boy	:	$L_{pp} = 121.920$ m.
Genişlik	:	$B = 17.416$ m.
Draft (yükü)	:	$T = 6.968$ m.
Blok katsayısı	:	$C_B = 0.782$
Orta kesit narinlik katsayısı	:	$C_M = 0.989$
Su hattı narinlik kat sayısı	:	$Cw_L = 0.850$
Prizmatik katsayısı	:	$C_p = 0.790$
Form faktörü	:	$K = 0.237$
Ölçek	:	$\alpha = 100/3$

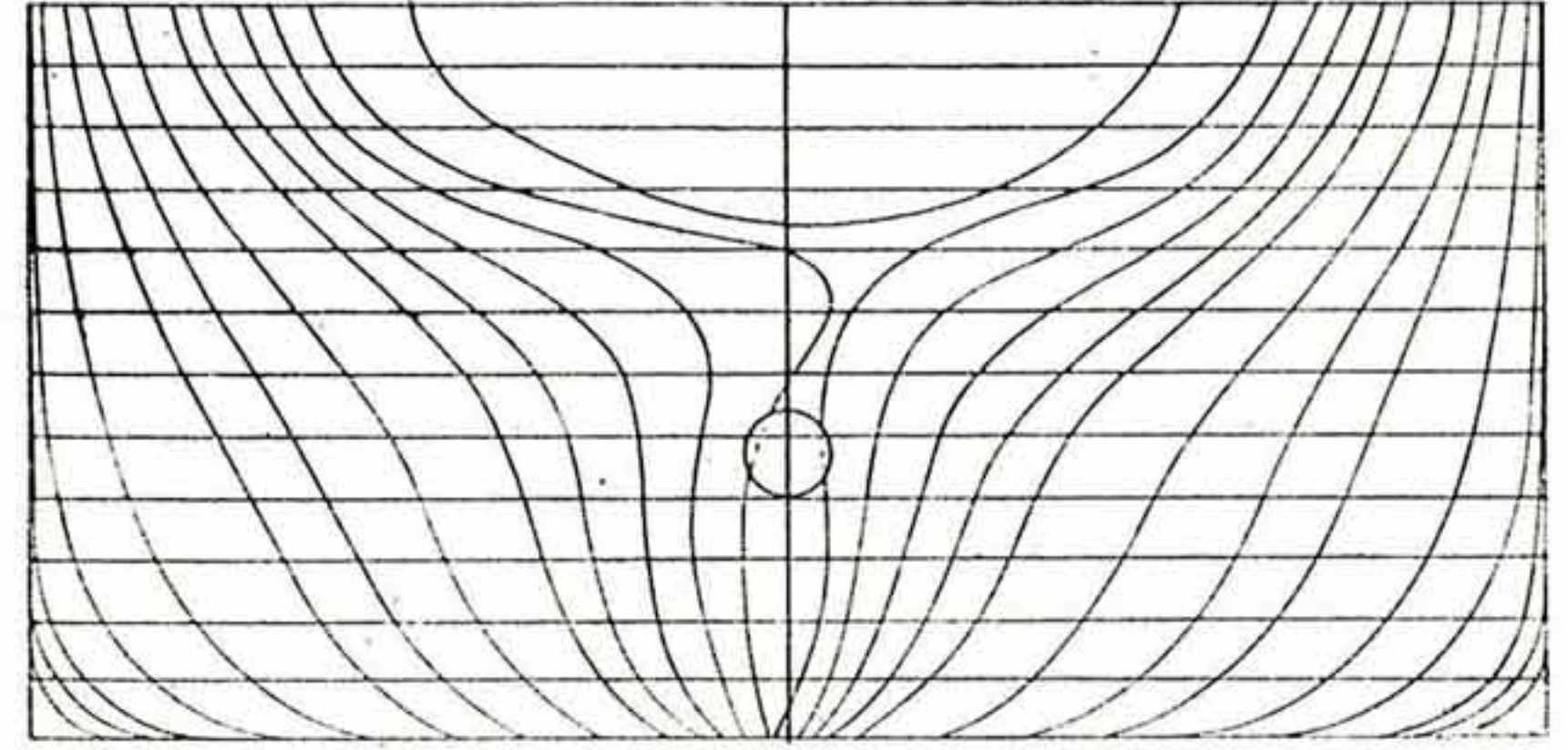
Önce simetrik modelin direnç deneyi yapılarak gemi ile modelin sürtünme direnci katsayılarındaki farkın telafisi için gereken ek çekme kuvveti ve gerekli güç değerleri hesaplanmıştır. Daha sonra yine simetrik modelin sevk deneyi yapılmıştır. Bu deneyde kullanılan stok pervanesinin teknik özellikleri Tablo 2'de verilmektedir.

Tablo 2. Sevk Deneylerinde Kullanılan Pervanesinin Teknik Özellikleri.

Tip	:	B-4.55
Çap	:	$D = 0.116$ m.
Kanat alan oranı	:	$A_c/A_o = 0.550$
$P_{ic}/\text{çap}$:	$P/D = 0.629$
Kanat sayısı	:	$Z = 4$
Devir sayısı (RPM)	:	$N = 720$



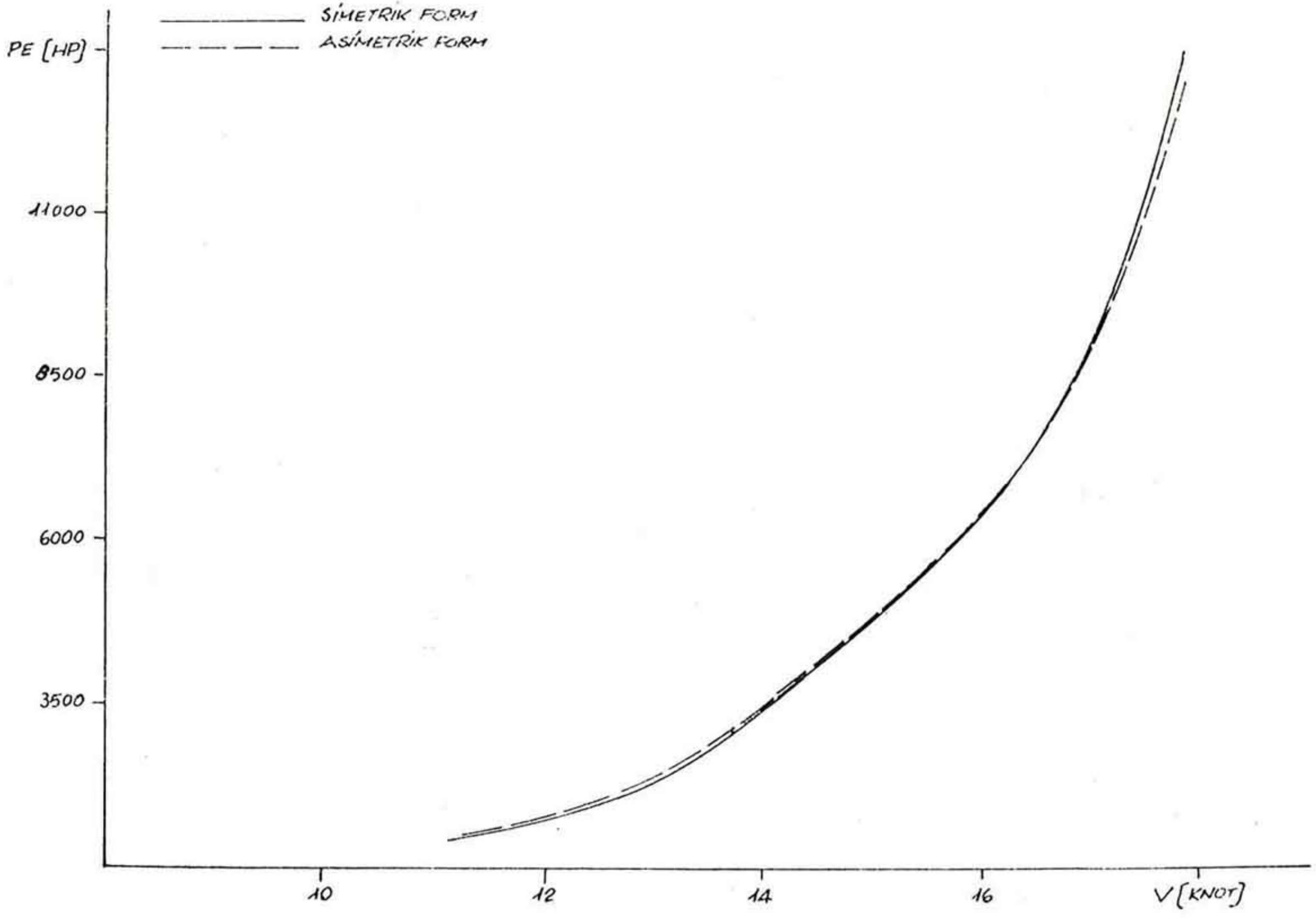
Şekil 6. Simetrik Formun Kıç Kesitleri.



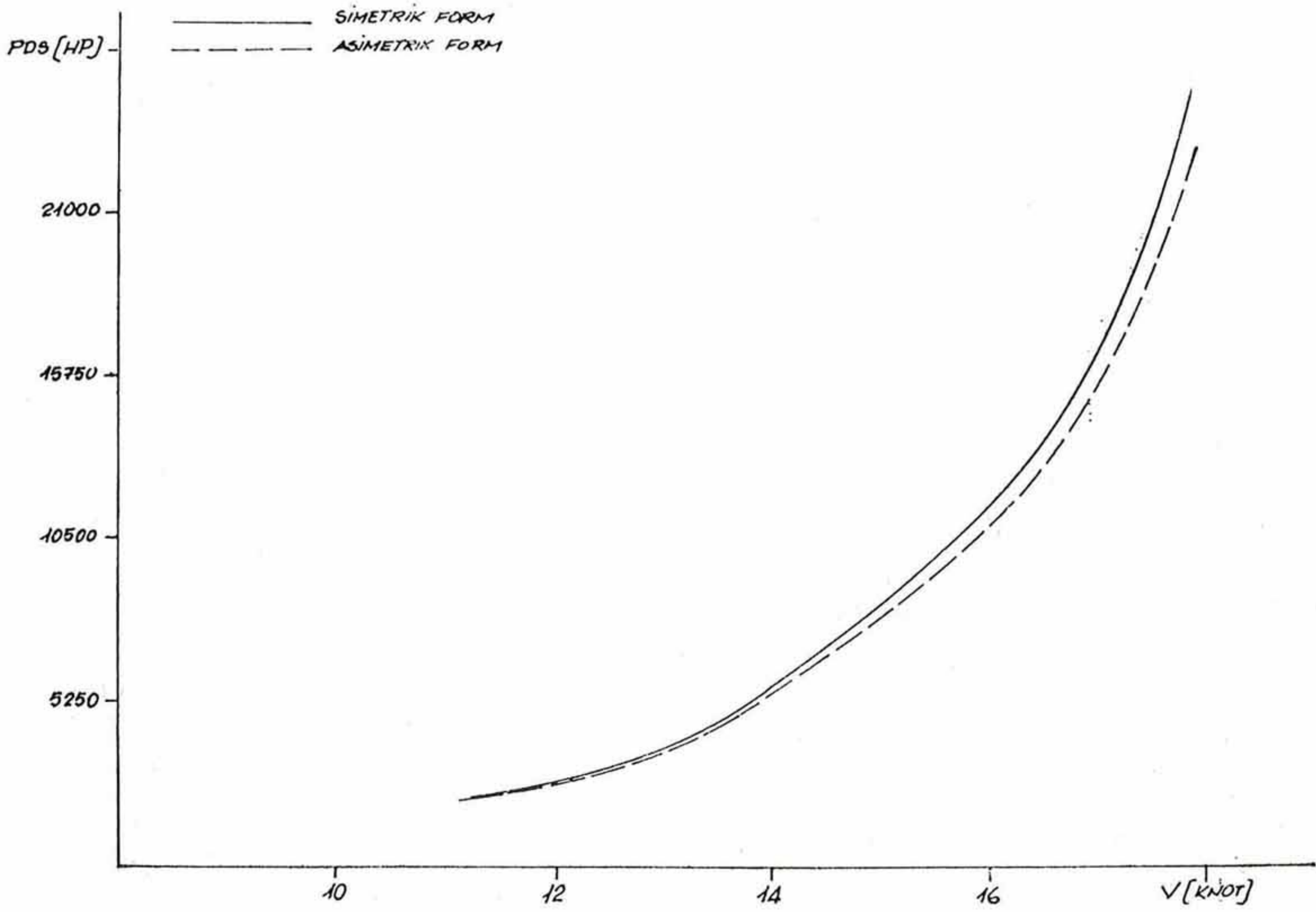
Şekil 7. Asimetrik Formun Kıç Kesitleri.

Sevk deneyi yine yüklü su hattında ve 1, 1.2, 1.4, 1.6 m/sn model hızlarında gerçekleştirilmiş ve teknenin sevk karakteristikleri hesap edilerek gemiyi istenen hızlarda sevk edecek güç değerleri bulunmuştur. Bu aşamadan sonra tekne kıç asimetrik hale getirilerek deneyler tekrar edilmiştir. Tablo 3 ve 4'te simetrik ve asimetrik formlara ait sevk deneyi sonuçları verilmektedir. Şekil 8'de simetrik ve asimetrik formlara ait efektif güç eğrileri, Şekil 9'da ise yine simetrik ve asimetrik formlara ait servis gücü eğrileri verilmektedir.

Tüm bu deney sonuçlarından görüldüğü gibi bizim geliştirdiğimiz asimetrik kıç formu sevk veriminde yaklaşık olarak



Şekil 8. Simetrik ve Asimetrik Formlara ait Efektif Güç Eğrileri.



Şekil 9. Simetrik ve Asimetrik Formlara ait Servis Gücü Eğrileri.

Tablo 3. Simetrik Formun Direnç Deneyi Sonuçları.

HIZ		Direnç RTM(kg)	Ek Çekme	
Gemi Hızı V(kn)	Model Hızı V(m/sn)		Kuvveti F _D (kg)	Efektif Güç P _E (H.P)
11.22	1	0.740	0.261	1403
13.47	1.2	1.130	0.354	2727
15.71	1.4	1.900	0.457	5912
17.96	1.6	3.450	0.572	13481

Tablo 4. Asimetrik Formun Direnç Deneyi Sonuçları.

HIZ		Direnç RTm(kg)	Ek Çekme	
Gemi Hızı V(kn)	Model Hızı V(m/sn)		Kuvveti F _D (kg)	Efektif Güç P _E (H.P)
11.22	1	0.770	0.271	1461
13.47	1.2	1.170	0.367	2819
15.71	1.4	1.930	0.475	5961
17.96	1.6	3.370	0.594	1300

Tablo 5. Simetrik ve Asimetrik Formlara Ait Sevk Deneyi Sonuçları.

HIZ		Simetrik Form		Asimetrik Form	
Gemi Hızı V(kn)	Model Hızı V(m/sn)	Servis Gücü PD(H.P)	Sevk Verimi NDS	Servis Gücü PD(H.P)	Sevk Verimi NDS
11.22	1	2209	0.635	2159	0.676
13.47	1.2	4537	0.601	4409	0.639
15.71	1.4	10575	0.559	9975	0.598
17.96	1.6	25621	0.526	23137	0.562

% 6.5'luk bir kazanç sağlıyarak diğer tüm çalışmalarda olduğu gibi asimetrik kıçın üstünlüğünü göstermiştir.

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Asimetrik kıç % 5 ilâ % 9 arasında yakıt tasarrufu sağlamaktadır. Bu tasarruf pervaneye gelen su akımının iyileştirilmesi ve böylece sevk veriminin artmasındandır, ve bu çeşitli blok katsayılarında gerçekleştirilebilmektedir. Asimetrik kıç nedeniyle sevk veriminin artması yalnızca dönme kaybının azalmasından değil, tersine bir çok faktörün sonucudur. Bunların en belirgin olanı daha ince sınır tabaka ve sonuç olarakta, hücum açısının küçük olduğu kenarda daha az akım dağılımı gibi görünmektedir. Sonuç olarak asimetrik kıçın sağladığı üstünlükleri şu şekilde sıralayabiliriz.

○ Su akışını pervanenin zıt yönüne döndürür ve böylece pervaneye gelen su akımını iyileştirir,

○ Pervane düzlemi içersindeki üniform olmıyan su hızlarını azaltır.

○ Pervane kanatları boyunca basınç dağılımını iyileştirir,

○ Pervane kanatları üzerindeki kavitasyonu azaltır,

○ Tekneyi olumsuz yönde etkileyen pervane kuvvetlerini azaltır.

Tabii ki daha kesin teorilerle daha kolay dizaynlar oluşturulabilecek ve bir optimizasyona gidilebilecektir. Fakat bugün için asimetrik kıçın belli bir yöntemle göre dizaynı mümkün olmadığından, şimdilik model deneylerinden gelen tecrübeleri temel alan dizaynlar oluşturulmaktadır. Gerek model deneyleri ve gerekse tam ölçekteki gemilerde yapılan incelemelerde, asimetrik kıçın denizcilik, rota - dengesi ve manevra kabiliyeti ölçülmüş ve sonuçta asimetrinin çalışma performansında bir bozulma meydana getirmediği görülmüştür. Asimetrik kıçın balkın aksine

tüm deniz şartlarında yakıt tasarrufu sağlayabileceği söylenebilir. Asimetrik kış bir ilave veya Grim Wheel de olduğu gibi dönen bir kısım değildir. Basittir ve uzun zaman kullanılacağı düşünüldüğünde ucuzdur. Asimetrik kış diğer enerji tasarrufu sağlayacak cihazlarla birlikte de kullanılabilir. Çeşitli cihazlar bir arada kullanılsa bile bunların ayrı ayrı kazançları toplamının toplam kazanç olması beklenmemelidir. Toplam kazançta bazı farklar olur. Burada başlangıç maliyetinin yüksek olduğu sorusu akla gelebilir. Tersanelerden elde edilen tecrübeler göstermiştir ki, gemi boyutlarına ve üretim metodlarına bağlı olarak asimetrik kışta işçilik 1000 adam saatten 3000 adam saate kadar çıkabilmektedir. Gemi sahipleri bu ekstra başlangıç harcamalarını asimetrisinin sağladığı yakıt tasarrufu sayesinde 6 - 12 ay arasında geri alabilmektedirler.

K A Y N A K L A R

- [1] CARLOTTI, P., (1951), A Note On New Forms For Ships Sterns, TINA, Vol. 93.
- [2] COLLATZ, G., (1983), Fuel Saving by Asymmetric Afterbodies For Single - Screw Vessels, Ocean Engineering, Vol. 10, No. 4.
- [3] COLLATZ, G. ve LAUDAN, J., (1984), Das Asymmetrische Hinterschiff, STG, 78 Band.
- [4] COLLATZ, G., Non - Symmetrical Aft - Bodies, Hamburg Ship Model Basin, Germany.
- [5] EKEN, A., (1988), Asimetrik Kış Formlarının incelenmesi, İ.T.Ü. Yüksek Lisans Tezi.
- [6] GALLIN, C., (1977), Inventiveness In Ship Design, NECI, Vol. 94, No. 1.
- [7] MUNTJEWERF, J.J. ve MARIN, W., (1983), Propulsion Research by Model Testing, STG, 77. Band.
- [8] PISKOROZ - NALECKI, J.W., (1980), Effect of Ship Stern Asymmetry On Propulsion Efficiency, Journal of Ship Research, Vol. 24, No. 2.
- [9] PISKOROZ - NALECKI, J.W., The Influence of The Asymmetric Afterbody and The Horizontal Fins on The Rudder Blade On The Propulsive Efficiency, Marine Consultants, Poland.

Endonezya Adaları Arası Standart Gemiler

Çeviren : *Metin KONCAVAR* (*)

Ö Z E T

ENDONEZYA için geliştirilen - Adalar arası standart gemiler - programının detayları DNW konsorsiyumu tarafından açıklandı. Bu program günümüz deniz ticaretinin gereklerini, uluslararası sularda ve Endonezya adaları arasında ekonomik olarak gerçekleştirebilecek standart gemilerin tasarımını, bu gemilerin Endonezya tersanelerinde inşa edilmelerini ve uygun şartlarla işletilmelerini öngörmektedir. Yerel gemi inşa sanayinin geliştirilmesi, proje finansmanının karşılanması ve bir kısım makine/teçhizatın temin edilmesi de program dahilindedir.

Benzersiz bir Gemi Dizaynı, Gemi İnşaatı ve Gemi İşletme programının detayları DNW konsorsiyumu tarafından Eylül ayı içinde açıklandı. Söz konusu konsorsiyum,

- DNW Marine Services Ltd.
- Marine Design Consultants Ltd.
- Mirlees Blackstone (Stamford) Ltd.
- NEI - Clarke Chapman Ltd.

adlı herbiri konularında uzman İngiliz firmalarından oluşmaktadır. Bu program Endonezya hükümetinin istekleri doğrultusunda, özellikle adalar arası gemi taşımacılığı konusunda geliştirilmiştir. Yüzlerce gemi gerektirebilecek bu proje kapsamında öncelikle beher yıl için 12 - 15 gemi inşa edilebileceği ümit edilmektedir. Programın amacı, adalar arasında, sahillerde, nehirlerde ve uluslararası sularda deniz ticaretinin gereksinimlerini karşılayabilecek eşsiz, basit ve ekonomik aynı zamanda da uygulanabilir bir tasarımın gerçekleştirilmesidir.

Bu program 3 ayrı büyüklükte ve beheri 12 ayrı tipte, çok çeşitli yüklerin icabında limanı dahi bulunmayan metruk yerlere taşınmasını, yükleme ve boşaltmasını sağlayabilecek standart adalar arası gemilerin yerel Endonezya tersanelerince inşa edilmesi öngörmektedir.

Program dahilinde, gerek gemi işletmecisi ve gerekse tersane için cazip ve pratik bir finansman paketi sağlanmaktadır.

Konsorsiyum sadece gemi tasarımını geliştirmekle kalmayıp aynı zamanda malzeme, makine ve teçhizatın büyük bölümünü de sağlamakta, bununla birlikte yerel tersanelerin ve gemi yan sanayinin gelişmesini destekleyecek oldukça zengin kapsamlı «Teknoloji Transferi» ni de temin etmektedir.

Bu muazzam potansiyelli projenin ana fikri, yeni geliştirilmiş standart gemi tasarımının, standart gemi inşa komponentleri ile birlikte kullanılmasıdır. Gemiler 1.000 - 10.000 Deadweight ton arasında planlanmış olup ilk etapta 3 büyüklükte (1.000, 2.250 ve 3.000 DWT) ve toplam 12 tipte inşa edileceklerdir. Bu 12 tip, standart Gemi / Feribot / Canlı Hayvan Taşıma / Tehlike - Kurtarma / Ro - Ro / Hizmet / Balık Fabrika / Hastahane / Dökme Yük / Konteyner / İkmal Gemisi ve Tanker olmaktadır.

İnşaatı basitleştirmek gayesi ile, her büyüklükteki gemiler ve tanker hariç tüm tipler için eş tekne, aynı postalar, kemeler, dış kaplama saçları ve iç dip kaplaması kullanılmıştır. Sadece saçların ve

(*) Gemi İnş. ve Gemi Mak. Müh., SEDEF Gemi Endüstrisi - İstanbul.

mukavemet elemanlarının adetleri değişmektedir.

Yine tanker hariç tüm tipler aynı baş ve kıç taraf işçiliği, kıça tertiplenmiş makine dairesi yerleştirilmesi, baş üst bina ve yaşama mahalleri ile kolayca tip değişimlerine imkân sağlayabilecek modüllere sahiptir.

Standardizasyonu sağlamak amacı için aynı temel dizel motor (Mirrlees Blackstone ESL serisi) dizaynı ana ve yardımcı makineler olarak kullanılmaktadır. İki adet ana makine ve üç adet dizel-jeneratör setleri aynı silindir çapını haiz olup sadece değişik silindir adedini içermektedir. Bu sayede gemilerin yedek parça gereksinimlerinde minimum düzeyde tutulmaktadır.

Çift dümen sistemi ve baş taraf iticisi, özellikle adalar arası işletmede gerekli olan yüksek manevra kabiliyetini sağlamaktadır.

Her tipe uyum sağlayacak değişik yükleme-boşaltma sistemleri yine de standart sistem paketi içinde kalmaktadır. Yedi tip gemiye, herhangi bir iç rampaya veya asansöre gerek duyulmadan tüm güverte seviyelerine irtibat sağlayabilen, ayarlanabilir ve aksenel tip kıç rampa monte edilmektedir.

Standart gemi ve dört diğer tip gemi, bağımsız olarak çalışabilen ve liman bekleme süresini en aza indirmek amacı ile bir adet (1000 DWT'luk gemi) veya iki adet (2250 ve 3000 DWT'luk gemi) beheri 35 tonluk güverte kreyni ile teçhiz edilmektedir.

İki tip geminin daha küçük kreynlerle donatıldığı projede diğer tüm güverte teçhizatları aynı kalmaktadır. Ambar kapakları ponton, mekik (shuttle) veya tek bağlantılı şose (unilink causeway) olarak özel olarak dizayn edilmiştir. Bunlardan sonuncusu, güverte kreyni vasıtasıyla gemi dışına alınabilmekte ve yüzer yol şeklinde kullanılarak, sığ sularda ve sahillerde yüklerin sahile taşınmasını sağlayabilecek şekilde tasarlanmıştır. Bu kapakların birbirine bağlanması ve gemi kıçına eklenmesi sureti ile 180 metreye varan uzunlukta bir yüzer yol teşkil edilmektedir. Keza bu kapakların uygun şekilde tertiplenmesi ile, geminin başa trimli hale getirilmesi ve pervane, shaft, dümen tamir ve bakımı havuzlama gerekmeden yapılabilmektedir.

TEKNOLOJİ TRANSFERİ :

Program dahilinde, tasarımdan - üretime gemi inşaatı ve gemi işletme tekniklerini içeren «Teknoloji transferi» Endonezya'ya sağlanacaktır. Programa katılan tüm yerel tersanelerin personeli, gümüz tasarım ve üretim yöntemlerinin (kompüter uygulamaları dahil) tümü hakkında eğitilecek ve program süresince konsorsiyum teknik heyeti gereken yardımlar için Endonezya'da ikâmet edecektir.

Özel ihtisas gerektiren işlerin (Çelik işleme, dizel motor/güverte kreyni/ambar kapağı/rampa üretimi, vs.) üretim - koordinasyon - yerine montaj işlemleri esnasında mütehassıs teknik eleman temin edilecektir.

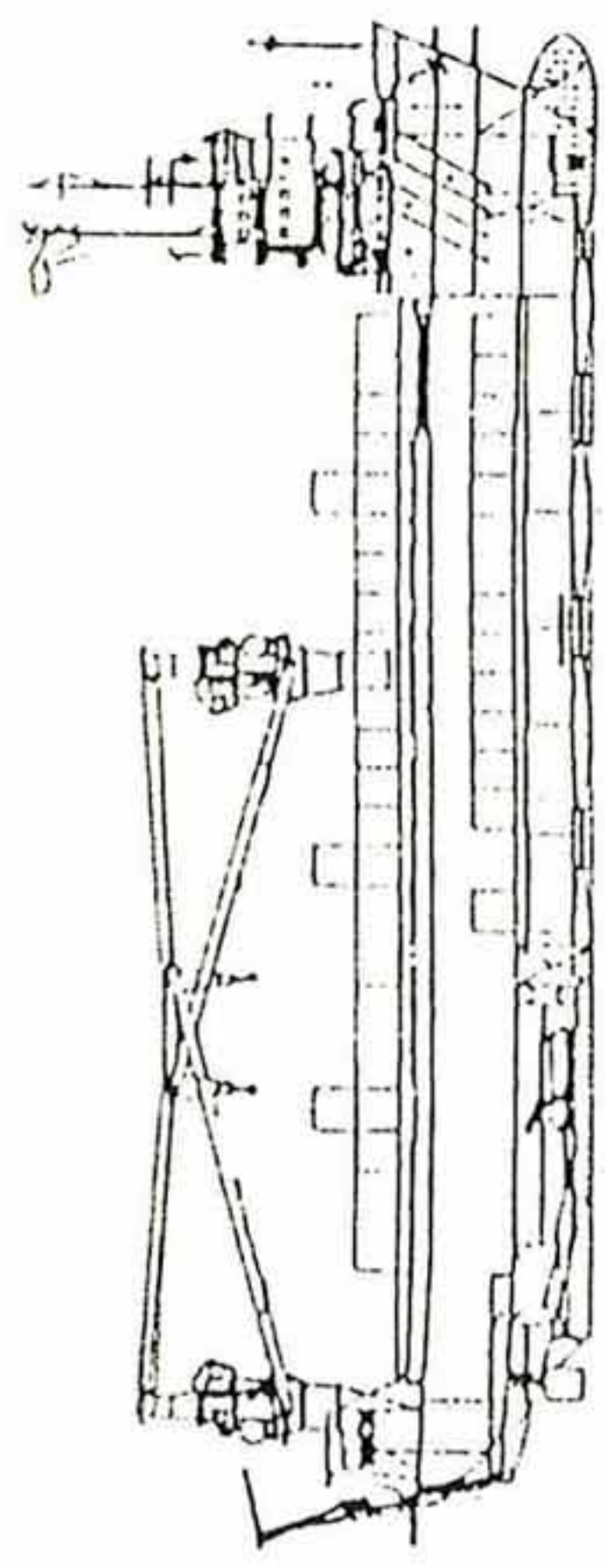
Gemilerin Başlıca Özellikleri

	1000 DWT	2250 DWT	3000 DWT
Tam Boy (m)	69.50	81.10	94.90
Kaimeler arası boy (m)	57.00	66.80	80.00
Genişlik (m)	16.00	18.50	18.50
Derinlik (m)	7.60	9.80	9.80
Su çekimi (m)	3.20	4.30	4.30
Ana Makine Gücü (kW)	1067	1655	2612
Servis sürati (kn)	11.0	12.0	12.5
Yakıt tankları (m ³)	200	400	530

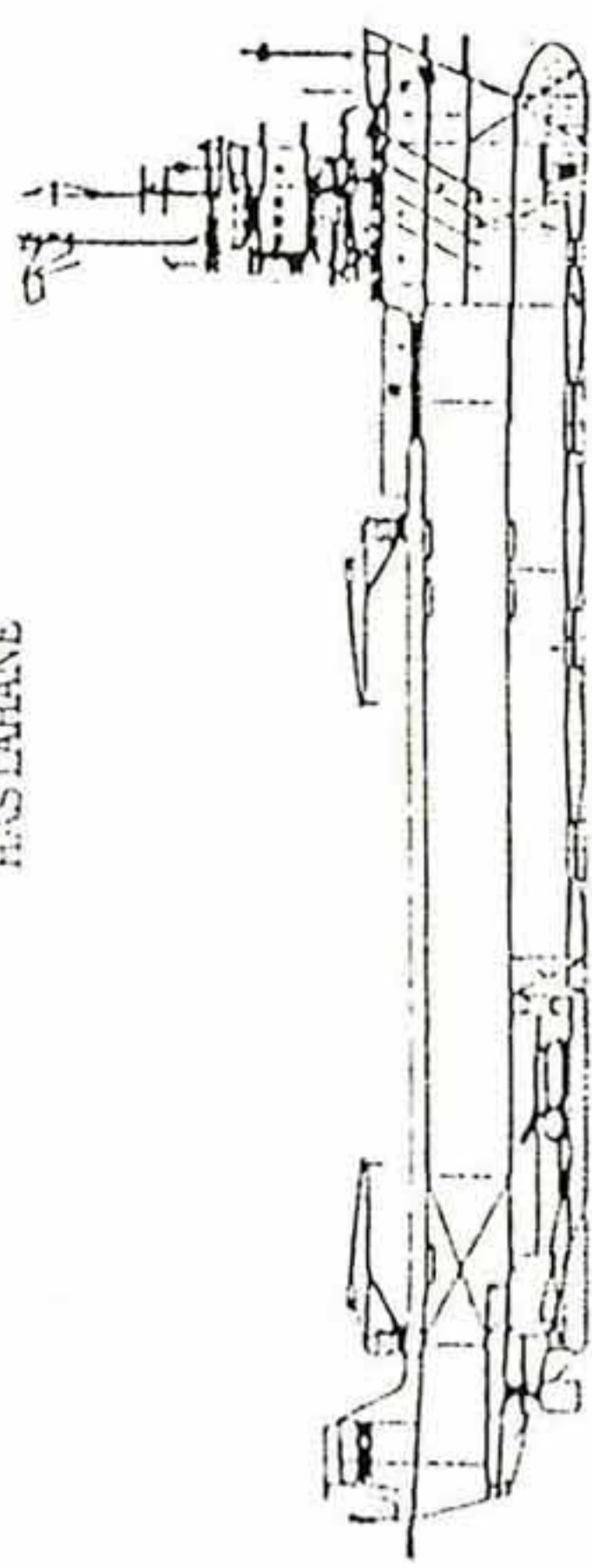
Tatlı su tankları (m ³)	15	100	100
Safra suyu tankları (m ³)	800	1100	1500
Mürettebat adedi	9	23	23
Tip Detayları			
A) Standart			
Rampa	Var	Var	Var
Kreyn	1	2	2
B) Ro - Ro			
Rampa	Var	Var	Var
Araç / Treyler sayısı	—	—	128/19
C) Hizmet	İlave	teçhizat	yok
D) Konteyner			
Kreyn	1	2	2
TEU adedi	145	250	300
E) Dökme yük	İlave	teçhizat	yok
F) İkmal gemisi			
Rampa	Var	Var	Var
Kreyn	1	2	2
G) Feribot			
Rampa	Var	Var	Var
Yolcu / Araba sayısı	—	—	748/148
H) Canlı Hayvan			
Rampa	Var	Var	Var
Koyun sayısı	—	—	6400
I) Tehlike - Kurtarma			
Rampa	Var	Var	Var
Kreyn	1	2	2
Helikopter	—	—	6
J) Hastahane			
Rampa	Var	Var	Var
Kreyn	1	2	2
Kazazede sayısı	—	—	60
K) Balık Fabrika			
Kreyn	—	—	4
L) Tanker			
Kreyn	—	—	2

K A Y N A K :

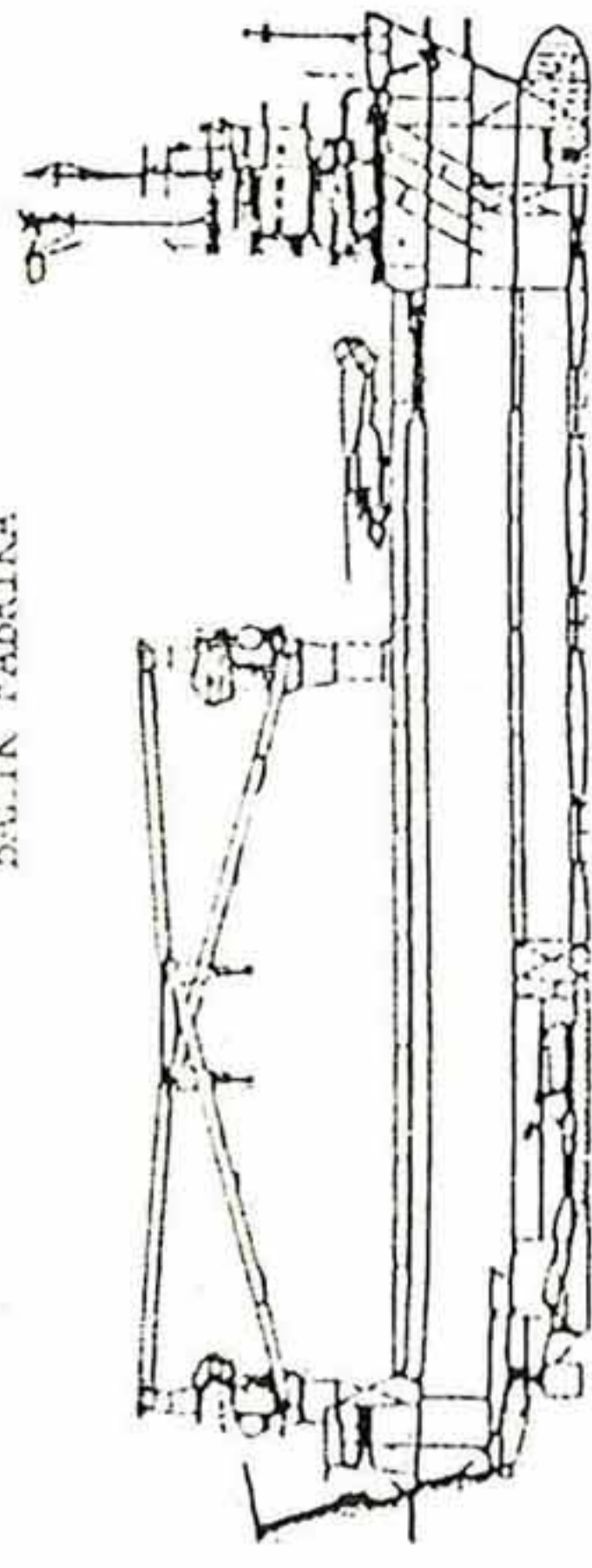
DNW Versatility Ship Design, HSB, Holland
Shipbuilding, Vol. 36, No. 7, September 1987.



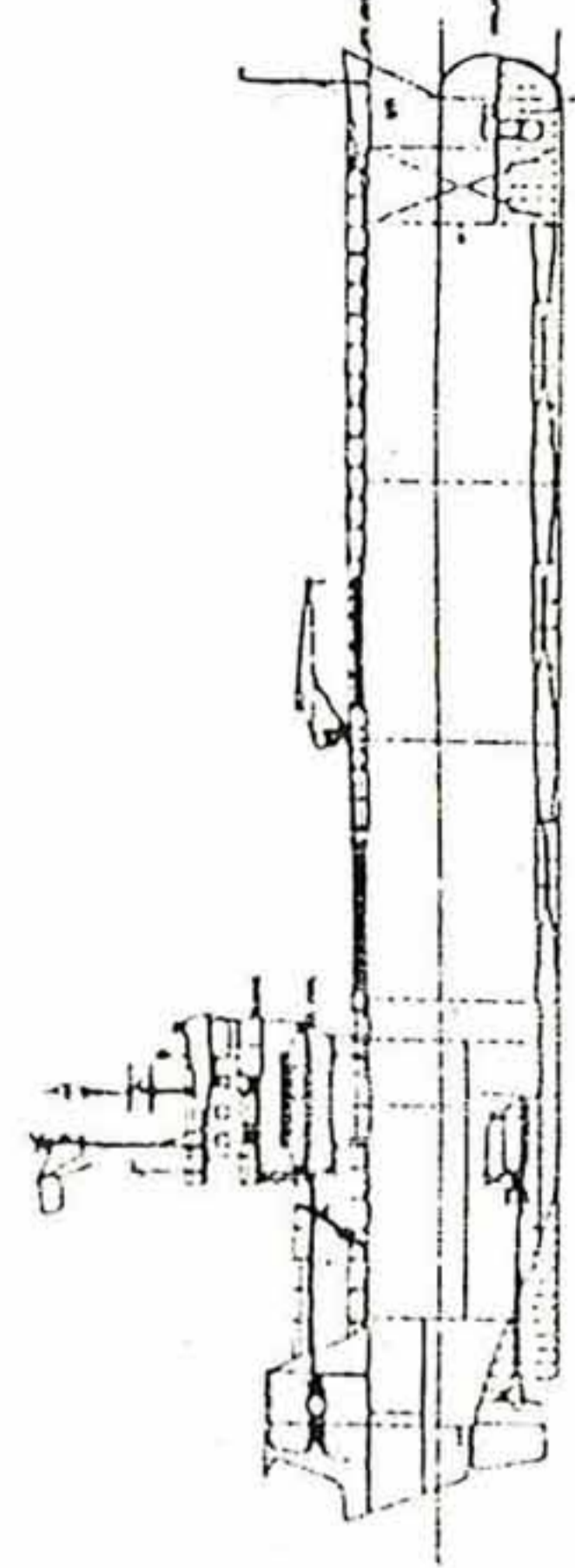
HASTAHANE



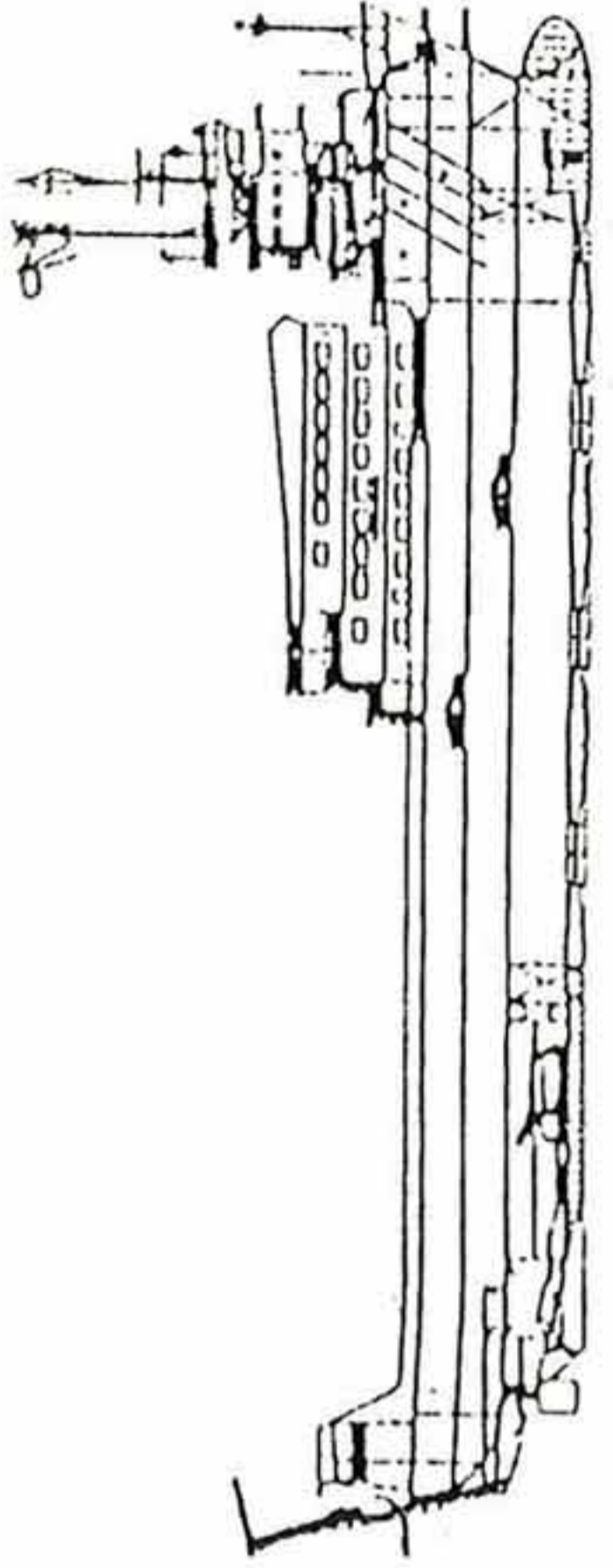
BALIN FABRİKA



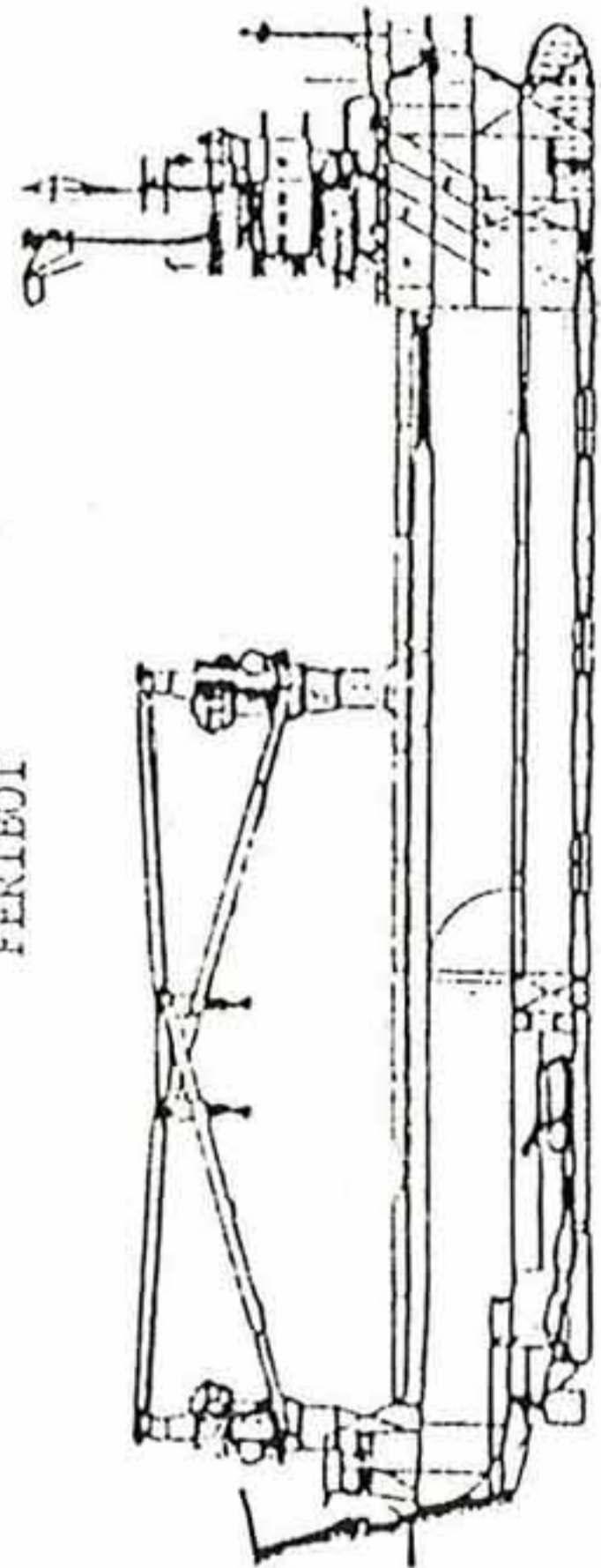
TEHLİNE - KURTARMA



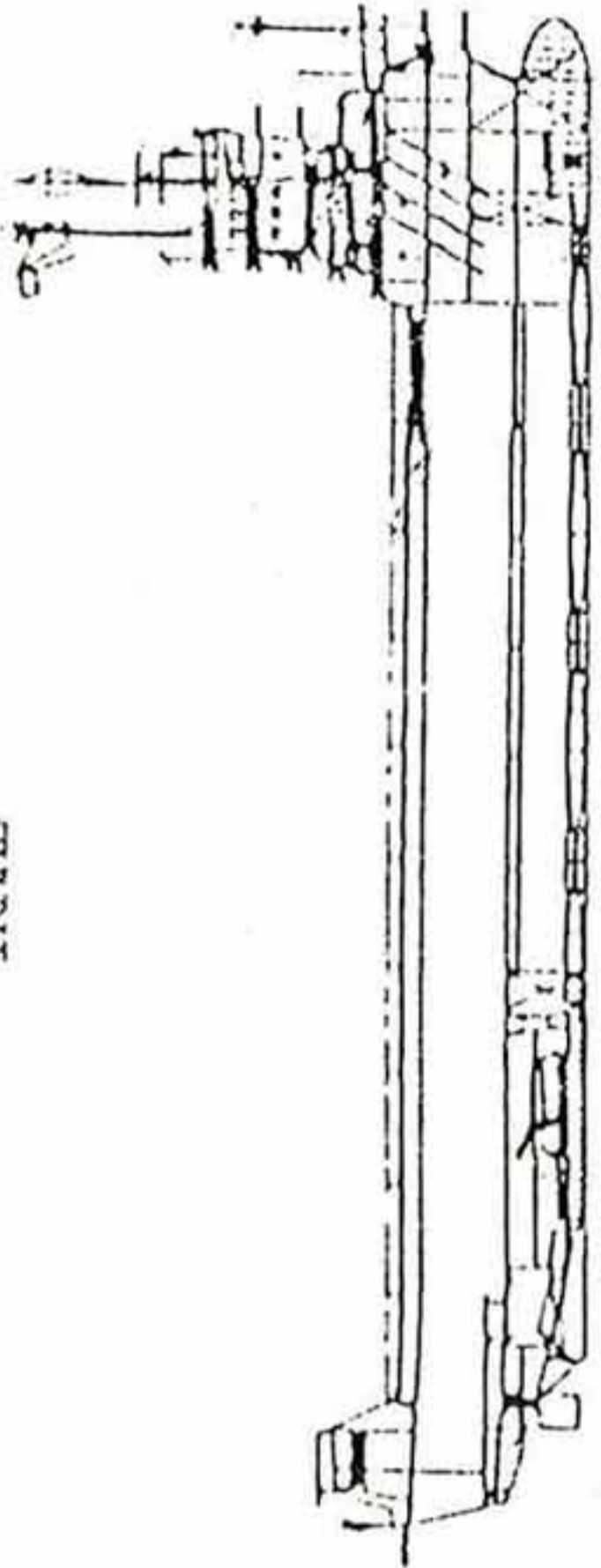
TANKER



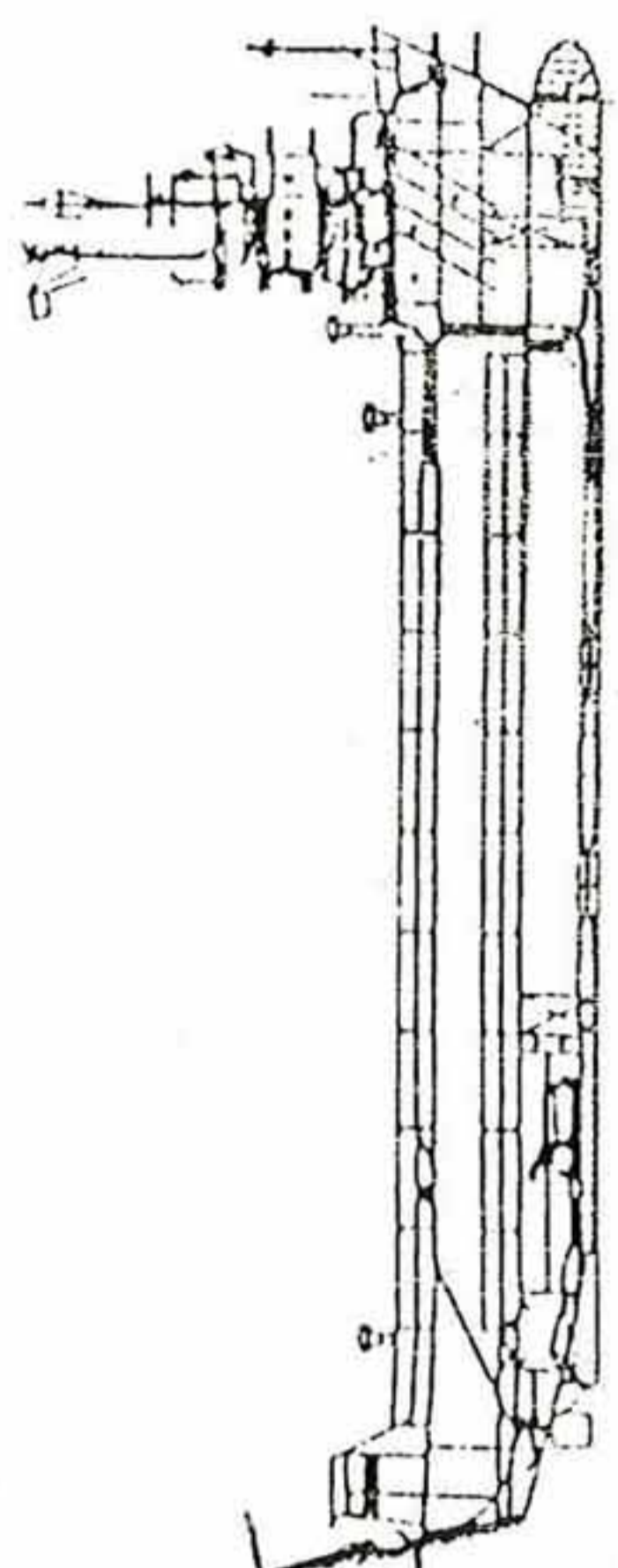
FERİBOT



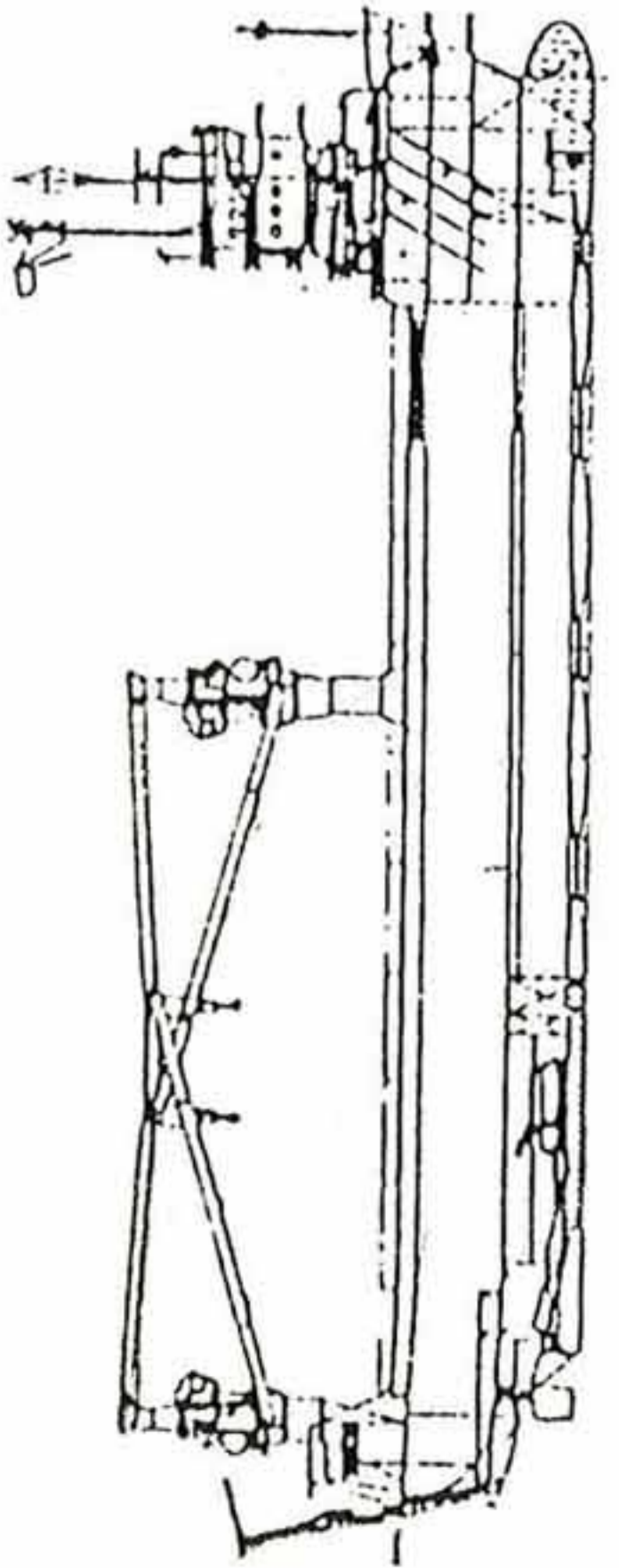
İKİMAL



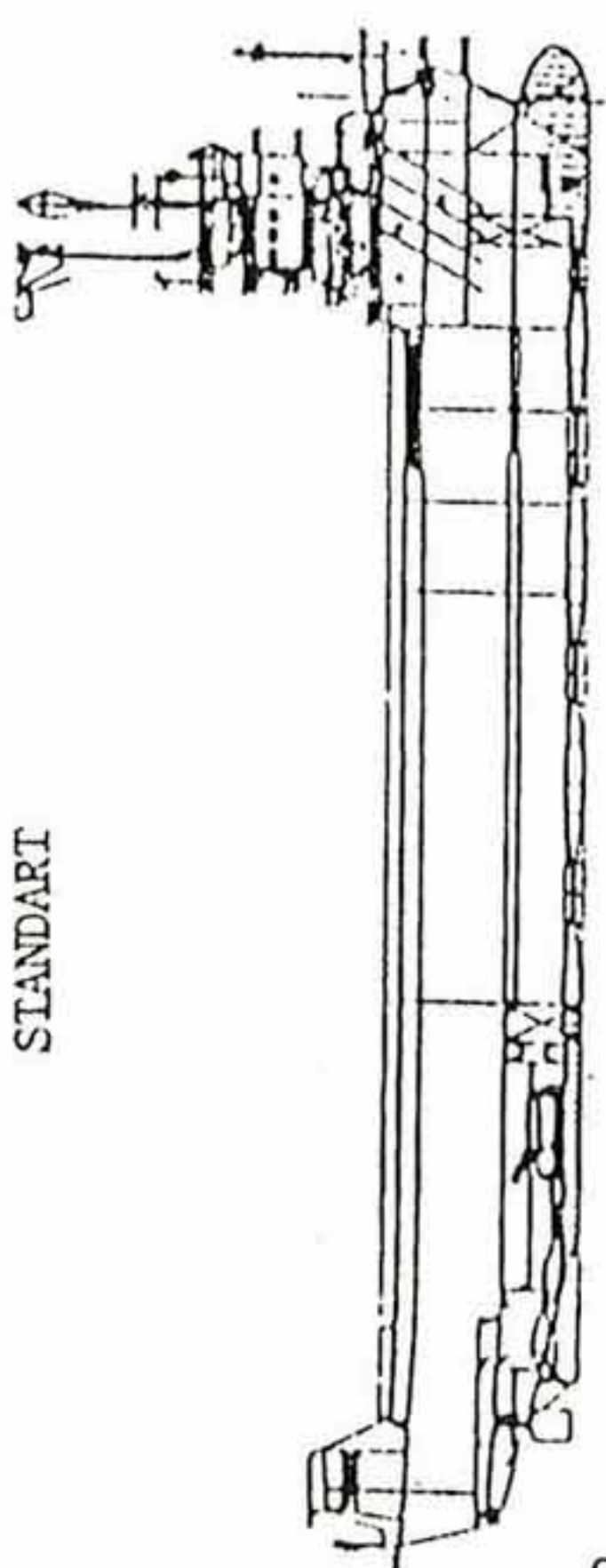
HİZMET



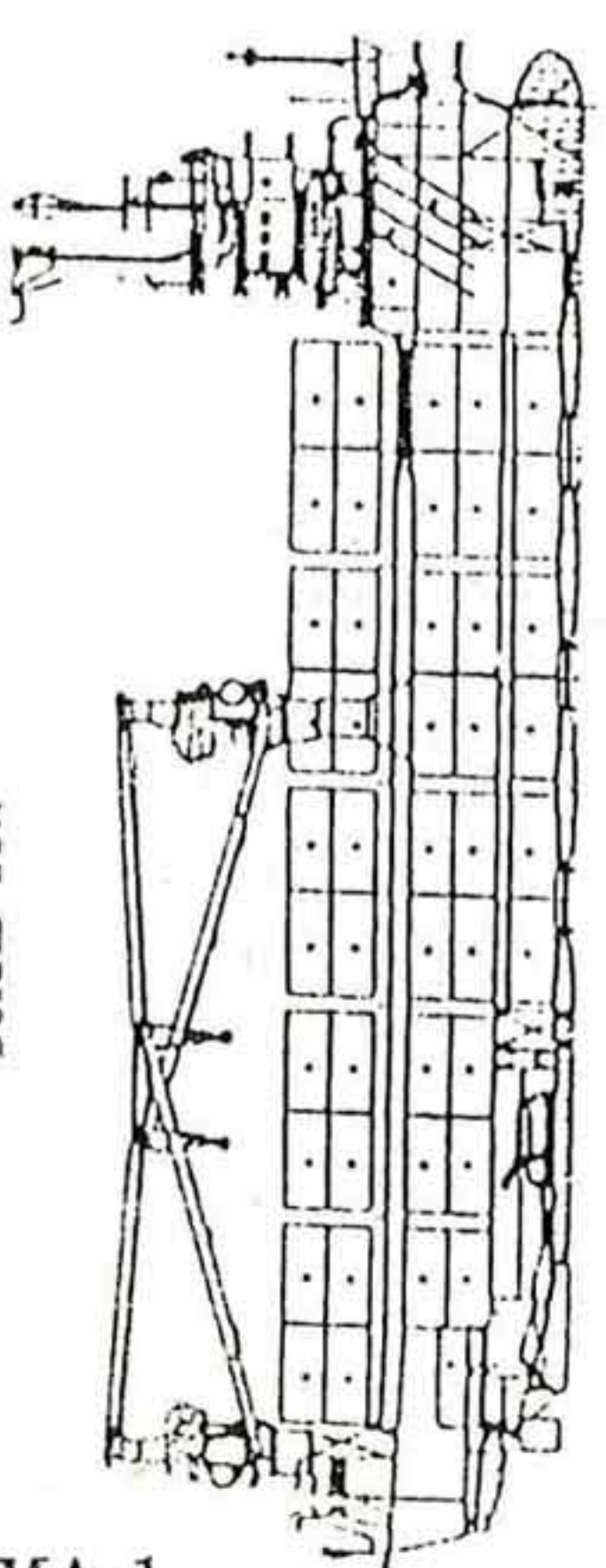
CANLI HAYVAN



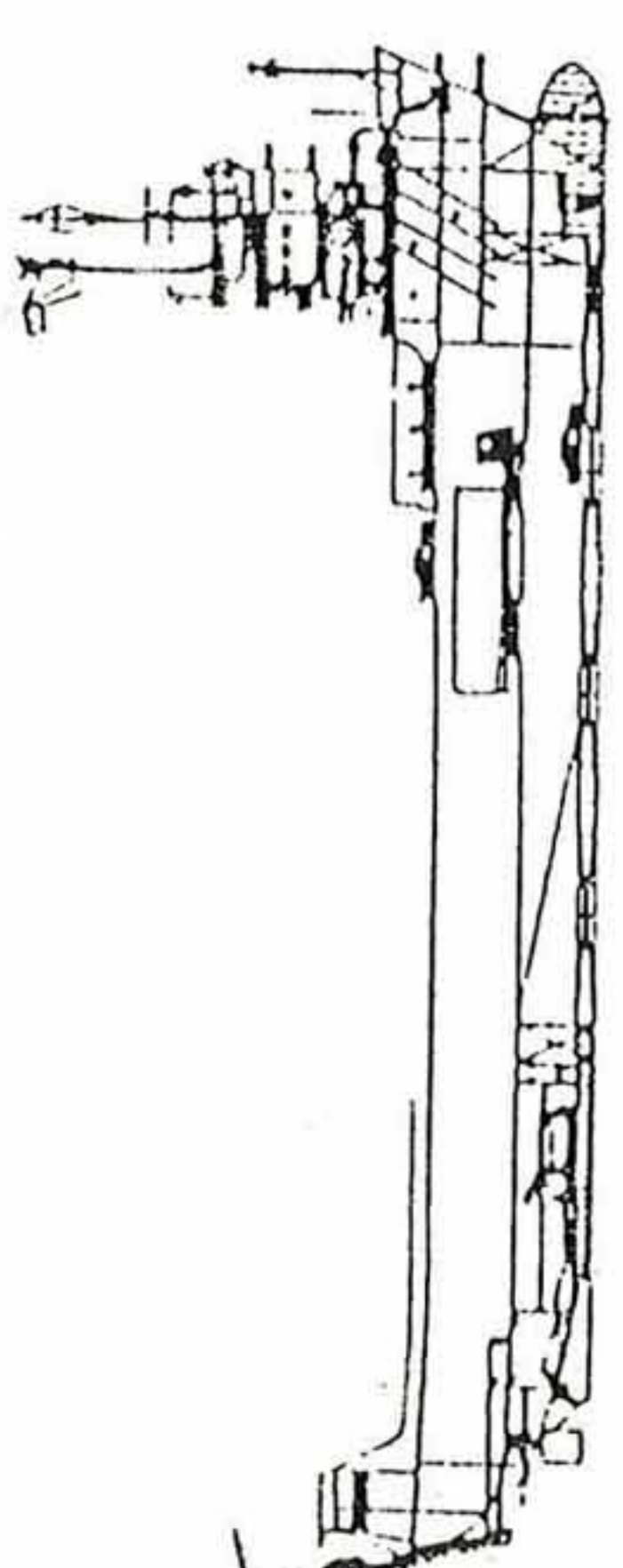
STANDART



DÖNME YÜK



KONTEYNER



RO - RO

Yorulma Dayanımının Belirlenmesinde Değişen Yaklaşımlar

Dr. Adnan DİKİCİOĞLU (*)
Dr. H. Erol AKATA (*)

GİRİŞ

Yorulma olayı mühendislikte sıkça karşılaşılan durumlardan birisidir. Yorulmaya yol açan bir çok tekrarlı etki kaynağı vardır. Mühendislikte bu durumlar karşısında doğru kararlar alabilmek ve ekonomik dizaynlar yapabilmek için yorulma olayını tanımak ve çeşitli araştırmacılar tarafından yapılan deney sonuçlarını kullanmak gereklidir. Bu konuda çeşitli ülkelerde, çok değişik sahalarda birçok araştırma yapılmış ve yapılmaktadır. Yorulma deneyleri, bir çok teknik şartların yanısıra büyük oranda zamana ve paraya dayanan pahalı araştırmalardır. Deneyler sırasında istenen statik ve dinamik değerlerin tutturulabilmesi için ciddi ve dikkatli bir çalışma yapmak gereklidir.

Bu çalışmada, yorulma dayanımının belirlenmesi ile ilgili olarak bir literatür taraması yapılmış ve sonuçta bir öneride bulunulmuştur.

GENEL

Wöhler eğrisinin üçüncü bölgesinin çelikler için log N eksenine paralel gitmesinden dolayı, aynı gerilme seviyesinde yorulma deneyleri yapılması zorluklar doğurur. Eğrinin genel karakterinden, uygulanan gerilmedeki küçük farkların bile numunenin mukavemetini büyük oranda değiştireceğini anlayabiliriz [1]. Dolayısıyla deney makinasının hassaslığı, örneğin gerilme genliğinin üniformluğu, sonuçlar üzerinde büyük oranda etkili ola-

caktır. Deneyde gerekli olan zamanı mümkün olduğu kadar kısaltmak için, tekrar sayısını arttırdığımızda, çok hassas yükler veya genlikler uygulama sorunu, çözümü güç bir problem teşkil eder.

Ortaya çıkan başka bir güçlük, ortalama yorulma dayanımının hesaplanmasındadır. Deneyin 10, 50 veya 100 milyon tekrar sayısında devam etmesi korkunç derecede uzun zaman alır. Bu ayrıca çok pahalı bir işlemdir ve mümkün olduğu kadar kaçınılmalıdır. Yorulma dayanımı dediğimiz sonsuz dayanımlar için matematiksel ortalama ve grafik veya aritmetik olarak hesaplamak mümkün değildir. Bu yüzden, yorulma dayanımının bulunmasında bazı «hızlı hesap yöntemleri» geliştirilmiştir [2].

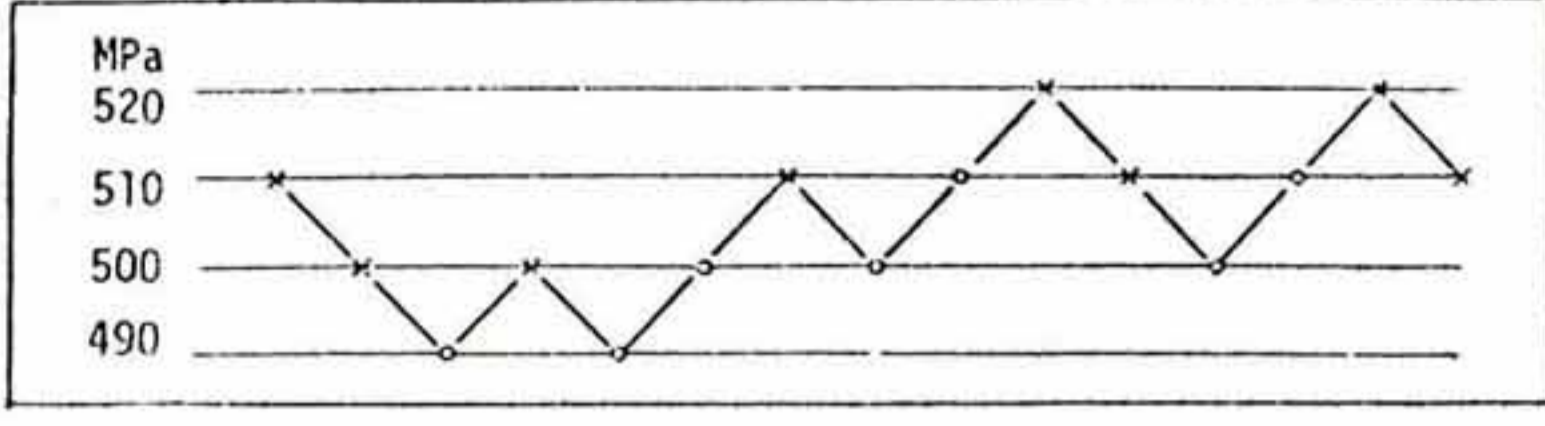
YORULMA DAYANIMININ BELİRLENMESİNDE BASAMAK DEĞİŞİM METODU

Bu metodun prensibi [3], deney parçalarını, malzemenin yorulma dayanımı olarak beklenen gerilme genliği civarında yorulma deneylerine tabi tutmaktır. Parça, makina konstrüksiyonunun dizaynına göre kendisinden beklenen tekrar sayısında (örneğin 2×10^6 tekrar) önce kırılıyorsa, bir sonraki deneyde uygulanan gerilme genliği, küçük bir miktar alçaltılarak deney tekrarlanır. Bu kez parça kırılmıyorsa aynı işlem, gerilme genliği eşit miktarda arttırılarak başka bir parçayla yapılır.

(*) İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul.

$$\sigma_{Y0} = \sigma_Y \pm 2,34 S \quad (3)$$

Metodun açıklanmasına aşağıda verilen örnek yardımcı olacaktır. Bu çalışmada [4], tarif edilen metot kullanılarak yorulma deneyleri yapılmış, deneyin gidişi Şekil 1'de, sonuçlar ise Tablo 1'de verilmiştir.



Şekil 1. «Basamak değişim» metodu.

Tablo 1. Deney sonuçları.

Gerilme (MPa)	daha düşük gerilme seviyesi	denenen deney parçası sayısı	en az rastlanan oluşum sayısı f_i	f_i	i/f_i
520	3	2	0	0	0
510	2	6	2	4	8
500	1	5	3	3	3
490	0	2	2	0	0
$\Delta\sigma = 1 \text{ MPa}$		$\Sigma = 15$	$F = \Sigma f_i = 7$	$A = \Sigma i f_i = 7$	$H = \Sigma i^2 f_i = 11$

*Bu örnekte kırılmayan deney parçası sayısı

Bu sonuçlara göre % 50 kırılma olasılığına karşılık olan yorulma dayanımı (1) eşitliği ile hesaplanabilir.

$$\sigma_Y = \sigma_{Y0} + \Delta\sigma \left(\frac{A}{F} \pm \frac{1}{2} \right) \quad (1)$$

$\Delta\sigma =$ Basamak değeri (MPa)

$\sigma_{Y0} =$ Kırılmanın gözlenmediği gerilme değeridir (MPa)

Yukarıdaki eşitlikte; deney sonucunda kırılan parça sayısı, kırılmayana göre fazla ise (-); kırılmayan parça sayısı fazla ise (+) kullanılmalıdır. Tablo 1'e göre burada, $\sigma_Y = 495 \text{ MPa}$ bulunmuştur. Hesaplanan ortalama değerden beklenen standart sapma ise (2) eşitliği ile bulunabilir.

$$S = 1,620 \Delta\sigma \left(\frac{F \cdot B - A^2}{F^2} + 0,029 \right) \quad (2)$$

Tablo 1'e göre standart sapma, $S = 9,7 \text{ MPa}$ olarak elde edilmiştir. % 1 ve % 99 kırılma olasılıklarına karşı gelen Yorulma Dayanımları için :

eşitliği kullanılır.

Buradan :

% 1 kırılma olasılığı için $\sigma_{Y1} = 472 \text{ MPa}$, % 99 kırılma olasılığı için $\sigma_{Y2} = 518 \text{ MPa}$ elde edilmiştir.

Bu belirtilen eşitliklerin gerçekçi ve güvenilir sonuçlar verebilmesi için denenen parça sayısı 40'dan az olmamalıdır. Bu şart yukarıda verilen örnekte sağlanmamıştır. Bu basit örneğin verilmesindeki amaç metodun açıklanmasıdır.

Basamak değişim metodunun avantajı, yorulma dayanımının daha az parça kullanılarak hesaplanabilmesinin yanı sıra; matematiksel ortalamanın ve standart sapma yoluyla da kırılma olasılığının etraflıca belirtebilmesidir. Buna karşılık dezavantajı ise; her bir deney için farklı parçaların kullanılmasının gerekliliği ve bir önceki deney tamamlanmadan ikinci parçanın denemesine geçilememesi sebebiyle deney süresinin uzun olmasıdır.

YORULMA DAYANIMININ HESAPLANMASINDA HIZLI METOT

Yorulma deneyleri için wöhler eğrisinin çıkartılması değişik numuneler veya elemanları gerektirir. Bir tek numune veya makina elemanı mevcut iken veya gerek zaman gerekse ekonomik engeller ortaya çıktığında sözkonusu eğrinin çıkartılması her zaman pratik olmayabilir. Bu gibi durumlarda LOCATI [5] tarafından önerilen ve pratik amaçlar için yeterli hassaslıkta sonuçlar verebilen metodun kullanılması tavsiye edilir.

$$\text{LOCATI, } \Sigma \frac{n_m}{N_m} = 1 \text{ denkleminde ifade}$$

de edilen MINER kuralından yola çıkmıştır. MINER, yorulma kırılmalarının farklı gerilme seviyelerinde aynı miktar deformasyon işinden sonra ortaya çıktığını kabul etmiştir. Buna göre bir parça gerilme genliğinde N_1 tekrar sayısında kırılıyorsa, ve bir tekrar başına deformas-

yon işi a_1 ise toplam deformasyon işi A_t olur.

Bu durum $a_1 \cdot N_1 = A_t$ veya $a_1 = \frac{A_t}{N_1}$ denklemleriyle ifade edilir.

Benzer olarak, başka bir σ_2 genliği ve N_2 kırılma sayısı için deformasyon işi yine A_t olur ve $a_2 \cdot N_2 = A_t$ veya $a_2 = A_t/N_2$ denklemleri yalır. Böylece herhangi bir σ_m genliği ve N_m adet kırılma sayısı için,

$$a_m \cdot N_m = A_t \quad (4) \quad \text{ve} \quad a_m = \frac{A_t}{N_m} \quad (5)$$

genellemesi yapılabilir.

Şimdi bir parçanın σ_1 genliğinde sadece n_1 , başka bir σ_2 genliğinde n_2 , ve kırılmış olacağı σ_m genliğinde ise n_m tekrar sayısının bulunduğunu kabul edelim. Toplam deformasyon işi bu parça için A_t olacaktır. Böylece;

$$a_1 \cdot N_1 = a_2 \cdot N_2 \quad a_m \cdot N_m = A_t \quad (6)$$

eşitliği yazılabilir

a_1, a_2, \dots ve a_m değerleri (6)'da yerine konularak.

$$\frac{n_1}{N_1} A_t + \frac{n_2}{N_2} A_t + \dots + \frac{n_m}{N_m} A_t = A_t$$

veya

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_m}{N_m} = 1 \quad (7)$$

buradan $\Sigma \frac{n_m}{N_m} = 1$ eşitliği elde edilir.

Uygulanan gerilme genliklerinin artan ($\sigma_1 < \sigma_2 < \dots < \sigma_m$), veya azalan ($\sigma_1 > \sigma_2 > \dots > \sigma_m$) olmasına göre farklı sonuçlar elde edilebilir. Artan gerilme genlikleri için $\Sigma(n_m/N_m) > 1$ ve azalan gerilme genlikleri için $\Sigma(n_m/N_m) < 1$ elde edilir.

Örneğin artan gerilme genlikleri için düşük karbonlu çeliklerde KOMMERS [6] 1,71; NiMoCr çelikleri için RICHARD ve NEWMARK [7] 1,46 ile 1,56 arasında değerler elde etmişlerdir. Azalan gerilme genliklerinde düşük karbonlu çelikler için REYLENCE 0,75 ile 1,1; NiMoCr

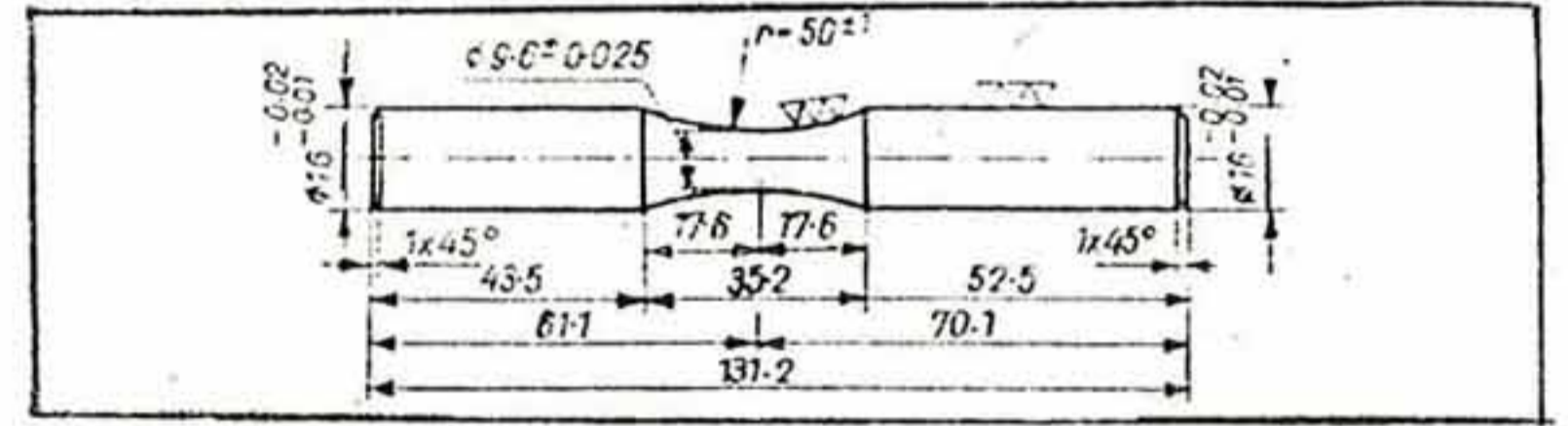
çelikleri için DILTER, NERNE ve MEHL 0,91 ile 1,01 arasında değerler bulmuşlardır.

Elde ettiği deney sonuçlarına göre WALLGREN [8], $\Sigma(n_m/N_m) = X$ şeklinde bir düzeltme faktörü tarif etmiştir.

Burada X, deney sonuçlarından çıkarılması gereken bir malzeme sabitidir. LOCATI metodunda tek bir deney parçasından yararlanılır. Bu deney parçasına aynı tekrar sayılarında farklı gerilme genlikleri uygulanır. Bu işleme parça kırılıncaya kadar devam edilir. Deney sırasında uygulanan gerilme genlikleri arasındaki farkların birbirlerine eşit olmasına dikkat edilmelidir.

Deneyin yapılışı :

Böyle bir deneyde kullanılan «dönel eğilmeli» yorulma deney parçası Şekil 2 de gösterilmektedir.



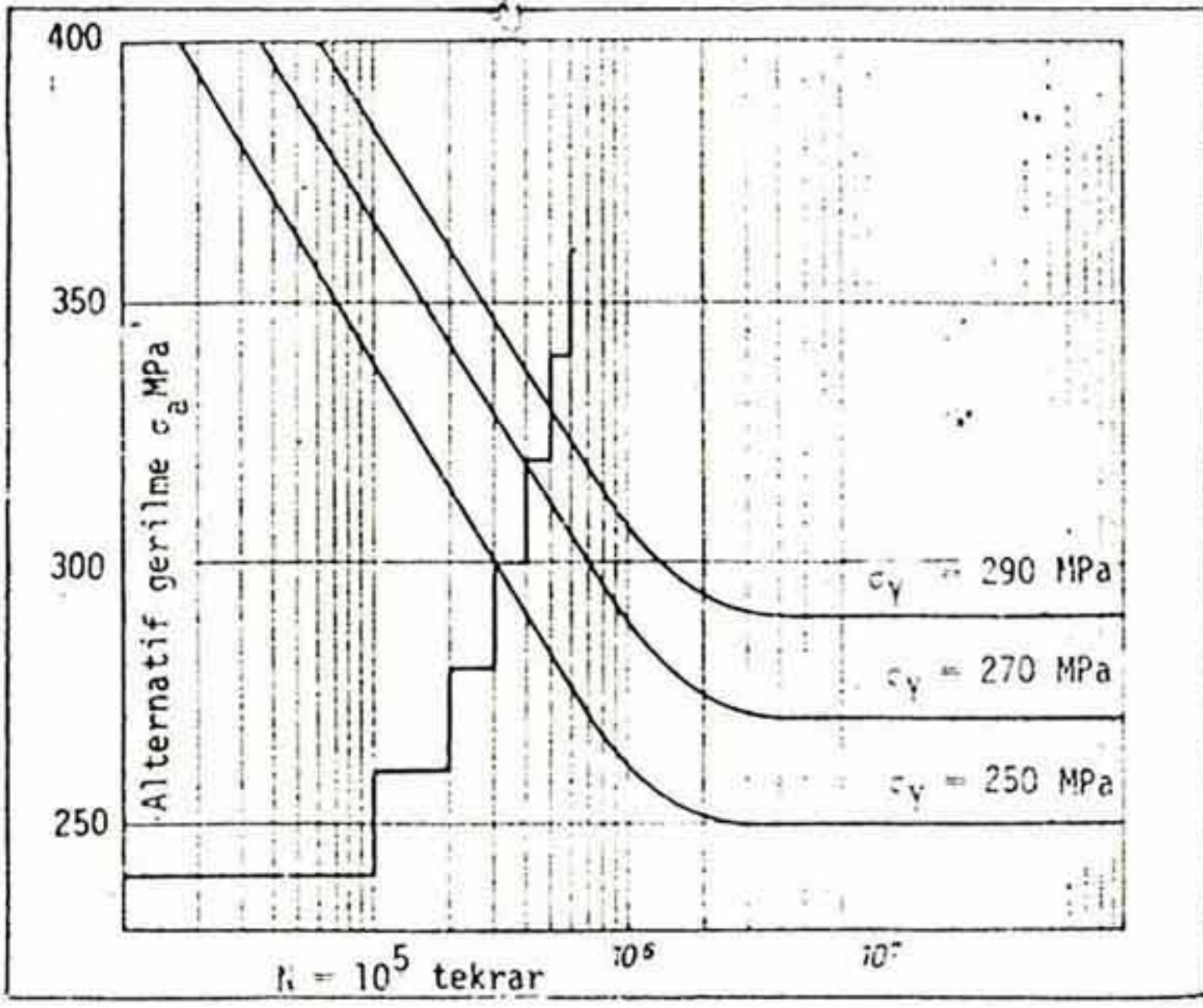
Şekil 2. Dönel eğilmeli yorulma deney parçası.

Deney parçasının çıkartıldığı malzemenin beklenen yorulma dayanımına alttan ve üstten yakın değerler alınarak, bu değere karşı gelen söz konusu malzemenin daha önceden mevcut olan wöhler eğrileri aynı diyagram üzerine çizilir. Prensipte uygun olarak yapılan deney sonucunda $\Sigma(n/N)$ değerleri, diyagramda gösterilen her bir wöhler eğrisi esas alınarak ayrı ayrı hesaplanır.

Düşey ekseninde $\Sigma(n/N)$, yatay ekseninde de σ_y olan bir diyagram üzerinde elde edilen bu üç nokta işaretlenir. Bu noktalar uygun bir eğri veya doğru yardımıyla birleştirilir. Bu deney parçasının veya yukarıda anlatılan metoda göre denenilen makina elemanının yorulma dayanımı, en son çizilen diyagram üzerinde $\Sigma(n/N) = 1$ 'e karşı gelen değerdir.

Bu metoda göre yapılmış olan sayısal bir uygulama aşağıda açıklanmaktadır. Şekil 2'ye göre hazırlanmış bir deney parçası, 240 MPa gerilme genliğindeen başlanarak 20 MPa'lık artışlarla denenmiş ve her seviyede 10^5 tekrar sayısı uygulanarak parçanın kırılması sağlanmıştır.

$\sigma_{Y1}=250$ MPa, $\sigma_{Y2}=290$ MPa ve $\sigma_{Y3}=270$ MPa olan 3 adet wöhler eğrisi ve deney çevrimi Şekil 3 de gösterilmektedir. Şekil 3 yardımıyla elde edilen değerler Tablo 2'de gösterilmiştir. $\Sigma(n/N)$ değeri düşey ekseninde logaritmik, σ_Y değeri de yatay ekseninde normal skala kullanılarak Şekil 4'de çizilmiştir.



Şekil 3. LOCATI metodunun uygulanışı.

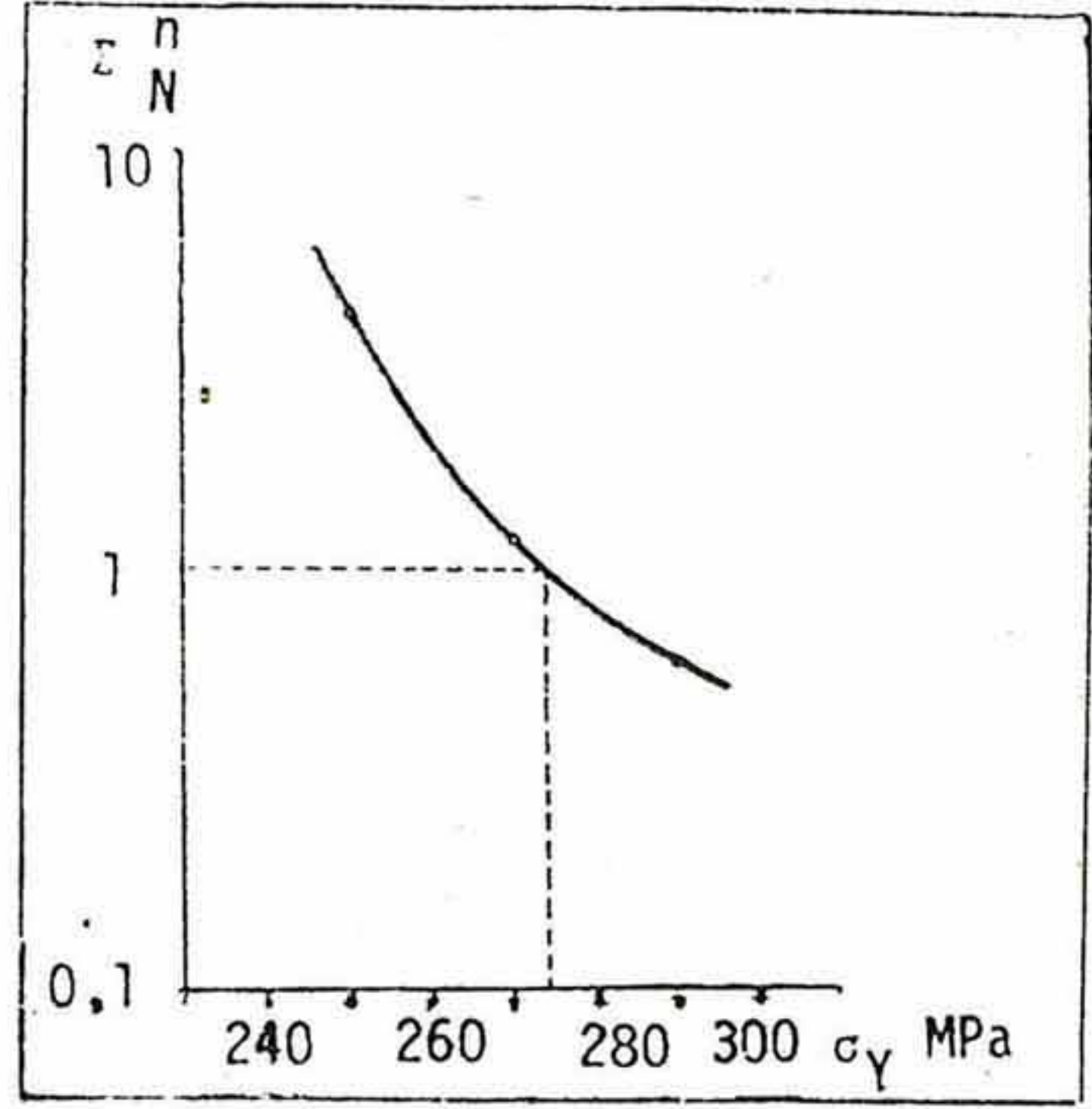
Gerilme (MPa)	n	$\sigma_Y = 250$		$\sigma_Y = 270$		$\sigma_Y = 290$	
		N	n/N	N	n/N	N	n/N
240	100 000	∞	0	∞	0	∞	0
260	100 000	900 000	0.111	∞	0	∞	0
280	100 000	485 000	0.206	1 300 000	0.077	∞	0
300	100 000	260 000	0.385	660 000	0.151	1 300 000	0.077
320	100 000	150 000	0.666	330 000	0.260	680 000	0.147
340	100 000	80 000	1.250	215 000	0.460	390 000	0.256
360	31 000	45 000	0.689	130 000	0.238	225 000	0.138
	631 000		3.307		1.186		0.618

Tablo 2. Şekil 2'de gösterilen parçanın dönel eğilmeli yorulma deney sonuçları.

Şekil 4'e göre $\Sigma(n/N)=1$ için beklenen yorulma dayanımı $\sigma_Y=275$ MPa olarak bulunmuştur.

Daha önce de belirtildiği gibi, deneysel çalışmaların sonuçlarına göre $\Sigma(n/N)=1$ eşitliğinde ortaya çıkan bazı tereddütlere rağmen [4, 5, 6, 7, 8],

LOCATI metodu pratik kullanımlar için yeterli hassaslıkta sonuçlar veren bir metod olarak önerilebilir.



Şekil 4. LOCATI Deney sonuçları.

YORULMA DAYANIMININ BELİRLENMESİNE BİR ÖNERİ

Bu kısa incelemeden de görülebileceği gibi makina elemanlarının yorulmasında kullanılan wöhler ve smith diyagramlarının sağlıklı olarak elde edilebilmesi büyük zaman ve parasal kaynaklar gerektirmektedir.

Oysa wöhler eğrisinde 2. bölgenin doğrusal olduğu ve eğiminin belirlenmesi için 2 farklı gerilme genliğinde deney yapılmasının yeterli olabileceği düşünülebilir. Yorulma dayanımının belirlenmesinde ise (3. bölge) «Basamak Değişim» metodu güvenilirlikle kullanılabilir. Buna göre yorulma yükleri altında çalışan makina elemanları üreten bir kuruluşta Wöhler ezrisi, kullanılan malzeme için standart deney parçalarından istifade edilerek yukarıda belirttiğimiz şekilde 3 nokta yardımıyla çıkartılabilecektir. Buradan hareketle yukarıda belirtilen şekilde elde edilen eğriye LOCATI metodunu, teknolojik deney olarak uygulayarak, bu makina elemanının kullanıldığı şartlar altındaki yorulma dayanımı belirlenebilecektir.

K A Y N A K L A R

- [1] HONEYKOMBE, R.W.K., «The Plastic Deformation of Metals», Edward Arnold Press (1974).
- [2] AKATA, H.E., «Makina Parçalarında Yorulma», Diploma Tezi, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Ocak (1981).
- [3] SORS, L., «Fatigue Design of Machine Components», International series of monographs in mechanical Engineering, Vol. 6.
- [4] BÜHLER, H., «Lösung einigen Aufgaben der Dauerschwingfestigkeit mit dem Trep-
penstufer - Verfahren. Arch. f.d. Eisenhüttenwesen (1957).
- [5] LOCATI, L., «Le Prove di Fatiche come Ausilio alla Progettazione ed alla Produzione», Metalurgia Italiana (1955), No. 9.
- [6] KOMMERS, J.B., «The effect of Overstresses in Fatigue», Proc. ASTM, Vol. 45.
- [7] RICHART, F.E.; NEWMARK, N.M., «An Hypotesis for the Deformation of Cumulative Damage in Fatigue», Proc. ASTM, Vol. 48.
- [8] WALLGREN, G., «Fatigue Tests with Cycles of Varying Amplitude», FFA Sweden (1949).

Türk Loydundan Haberler

Ali Osman ADAK (*)

BAŞLARKEN :

Bu sayıdan itibaren Türk Loydunun çalışmaları ile ilgili sizlere bilgi arz etmeye çalışacağız. Gemi Mühendisleri Odası Yönetim Kuruluna bu olanağı Türk Loyduna verdiği için teşekkür ederiz. Sunmaya çalışacağımız bilgiler, Loydumuzun Deniz ve Kara Endüstrisinde kontrollüğünü yürütmekte olduğu önemli işler, teknik çalışmalar, kütüphanemizde mevcut kitaplar, düzenlenecek ve düzenlenmiş konferans, seminer v.b. hususları içerecektir. Zaman zaman dünya denizcilikindeki gelişmeler hakkında da bilgi vermeye gayret edeceğiz.

TÜRK TİCARET FİLOSUNUN SON DURUMU

1987 çalışma raporumuzda yer alan Loydumuz sicil kitabı çalışmaları içinde Türk Ticaret Filosunun son durumuna ilişkin yaptığımız bazı değerlendirmeleri vermek istiyoruz. Bu çalışma Liman Başkanlıkları kayıtlarından alınmış bilgiler, İngiliz Loydunun 1986 - 87 Register book, Deniz Ticaret Odası 1987 karşılaştırıla-

rak yapılmaktadır. Bilgiler son şekli ile TL bilgisayarına kaydedilmektedir. Kayıt işlemi tamamlandığında buradan alınacak bilgiler gemilerin armatörlerine gönderilerek TL nin topladığı bilgilerde yanlış, eksik varsa düzeltilmesi istenecek, bilahare son şekli ile SİCİL KİTABI olarak basılıp dağıtılacaktır.

Bu bilgilere göre 150 Gros tondan büyük Türk Ticaret filosu şubat 1988 itibarı ile 810 gemi olup, 2.922.296 gros tondur. Bu gemilerin klas durumlarına ait dağılım aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablonun incelenmesinden görüleceği gibi ticaret filomuzun adet olarak % 35'i tonaj olarak % 7,84'ü klassızdır. Şehir Hatları yolcu, araba vapurları ile T.D.İ. nin yolcu gemileri ve yük taşımacılığında kullanılmıyan diğer gemiler çıktıktan sonra 499 gros tondan büyük Türk Ticaret filosu 347 gemi olup 2.634.775 gros tondur. Bu gemilerin groston ve yaş aralıklarına göre dağılımları aşağıda iki tabloda verilmiştir.

(*) Genel Müdür, Türk Loydu Vakfı, İstanbul.

TÜRK TİCARET FİLOSUNUN GRT VE ADET OLARAK DAĞILIMI (150 GRT'DEN BÜYÜK GEMİLER)

	GRT	ADET	GRT %	ADET %
TL	104476	135	3.58 %	16.67 %
ABS	780463 (*)	185 (*)	26.71 %	22.84 %
LR	879623	75	30.10 %	9.26 %
BV	438050	78	14.99 %	9.63 %
NKK	64709	9	2.21 %	1.11 %
DNV	369087	23	12.63 %	2.84 %
GL	56700	21	1.94 %	2.59 %
KLASSIZ	229188	284	7.84 %	35.06 %
TOPLAM	2922296	810	100.00 %	100.00 %

(*) Baş Editörün notu : Halihazırda ABS'e klaslı olan Türk Bayraklı gemilerin hakiki adet ve tonajı; 219 adet ve 993591 GT'dur.

TÜRK TİCARET FİLOSUNDAKİ GEMİLERİN GRT'A GÖRE DAĞILIMI

GRT ARALIĞI	ADET	TOP. GRT	YAŞ ORT.	ADET %	GRT %
(499 - 999)	66	47696	14.50	19.02 %	1.81 %
(1000 - 1499)	17	23375	15.42	4.90 %	0.89 %
(1500 - 1999)	73	119248	9.42	21.04 %	4.53 %
(2000 - YUKARI)	191	2444456	15.60	55.04 %	92.78 %
TOPLAM	347	2634775	15.30		

TÜRK TİCARET FİLOSUNDAKİ GEMİLERİN YAŞLARINA GÖRE DAĞILIMI

YAŞ ARALIĞI	ADET	TOP. GRT	ADET %	GRT %
(0 - 4)	45	118817	12.97 %	4.51 %
(5 - 9)	64	184300	18.44 %	6.99 %
(10 - 14)	96	916941	27.67 %	34.80 %
(15 - 19)	81	876531	23.34 %	33.27 %
(20 - YUKARISI)	61	538186	17.58 %	20.43 %
TOPLAM	347	2634775		

Tablonun incelenmesinden anlaşılacağı üzere yaşlı diye nitelenecek ticaret filomuz 142 gemi olup 1.414.717 gros tondur. Yani adet olarak % 53,7'si, tonaj olarak % 40,92'si yaşlı gemilerdir. 20 yaştan yukarı, yani çok yaşlı diyebileceğimiz adet olarak % 17,58, tonaj olarak % 20,43'ü oluşturmaktadır. Bu durum ithal - ihraç yüklerimizin % 50'sini kendi gemilerimizle taşıyabilme olanağı verecek ticaret filo tonajımızın yetersizliğini vurgulamanın yanında, mevcut filoyu derhal gençleştirecek tedbirlerin alınması gerektiğinin açık ifadesidir.

ÜLKEMİZDE GEMİ İNŞA FAALİYETLERİ

Ticaret filomuzun yukarıdaki acıklı diyeceğimiz durumuna rağmen ülkemizde bu durumu iyileştirici gemi inşa faaliyeti yok denecek kadar azdır. Halen inşa halindeki gemiler D.B. Deniz Nakliyat adına Pendik Tersanesinde inşaatı devam etmekte olan 75.000 DW. Tonluk 2 dökme yük gemisinin dışındakiler tamamen Romorkör, yat motorbot, duba, Şehir Hattı yolcu ve arabalı vapurları tipindedir. (Pendik Tersanesinde Polonya için inşa edilen 26.300 DW. Tonluk gemiler Ticaret filomuzla ilgisi olmadığı için dikkate alınmamıştır.) Bu tablo içinde Milli bir kuruluş olarak Türk Loydu açısından memnuniyet verici husus, inşa halindeki

gemilerin adet olarak % 95'nin armatörlerince klas olarak Türk Loydunu seçmeleridir.

Siparişe bağlanmış ve inşa halindeki Türk Loydu klaslı gemilerin tiplerine göre dağılım şöyledir.

- 8 adet 62 oto kapasiteli arabalı vapur. Takribi toplam 10.000 Gros Ton
 - 10 adet 250 yolcu kapasiteli Haliç hattı motorbot
 - 5 adet 500 yolcu kapasiteli Boğaz hattı yolcu gemisi
 - 2 adet 2100 yolcu kapasiteli Bahçe tipi yolcu gemisi
 - 12 adet yat
 - 2 adet yüzer ekskavatör
 - 3 adet romorkör
 - 3 adet tanker
 - 8 adet ortadanaçılır duba (2 adet 350 m³, 6 adedi 500 m³ kapasiteli)
 - 3 adet koster
 - 2 adet yolcu araba feribot
 - 2 adet hizmet botu
- Toplam 60 gemi.

Görüldüğü gibi çok değişik tipte gemi Türk Loydu klas kontrolunda inşa halindedir. Bu durum Loydumuzun tecrübe ve bilgi birikimine önemli katkı sağlamaktadır. Ümit ediyoruzki ülkemizde yurt içi gemi inşaatı önümüzdeki dönemlerde canlandığında büyük tonajlı gemiler de Türk Loydu klasında inşa edilecektir.

Dünya Denizciliğinden

TÜRKİYE'NİN KOYDUĞU YASAK, KIBRISLI RUMLARI YENİ ARATIŞLARA YÖNELTİ

Öndegelen Yunan armatörlerinden, Thenamaris Kıbrıs Rum bandıralı gemiler üzerinde devam eden Türk limanlarına giriş yasağından kurtulabilmek için tamamı 18 gemiden oluşan Kıbrıs Rum bayraklı bir filoyu, Malta bayrağı altında işletmeye başladı.

Bu, Malta bayraklı gemilerin tonajını % 20'lik bir artışla 2.5 Mgt. ulaştırırken,

yasağın başlamasından beri Kıbrıs Rum bayrağından ayrılan enbüyük miktarı oluşturuyor.

Yaklaşık olarak 70 gemiyi kontrolü altında bulunduran, Thenamaris tankerleri Kıbrıs Rum bayrağı altında çalıştırarak, daha uzun süre yapılan anlaşmaları risk altına sokmak istemedi. Bu olay diğer Rum armatörlerini oldukça sarsmış gözüküyor.

K A Y N A K

LLOYD'S SHIP MANAGER, MART 1988.

KÖRFEZDE SİGORTA ORANLARINDA DÜŞÜŞ

Körfezde saldırıların şiddetinin azalmasıyla, gemiler ve yük için yapılan savaş riski sigortası oranlarında düşme oldu sigorta oranlarında, Kuveyt, Suudi Arabistan ve Birleşik Arap Emirlikleri'

ne sefer yapan tankerler için % 40 diğer gemiler için ise % 17 aazlma oldu.

K A Y N A K

LLOYD'S SHIP MANAGER, MART 1988.

Odadan Haberler

● 26.9.1986 tarihi ile 30.6.1988 tarihleri arasında Odamıza kayıtlı üyelerimiz.

Turgut Ata ün, Ö. Faruk Özgezgin, Cem Ertüzün, Oğuz Pircivanoglu, Necdet Ünaldı, A. Şükrü Sarıca, M. Ali Koçyatağı, Selçuk Erdağı İsmail Bayer, Ayhan Akıntürk, M. Emin Altan, Metin Yılmaz, Levent Arslan, Mehmet Güntay, Ahmet Fidan, A. Murat Gökmen, Adnan Kobek, Gürdal Orak, R. Uğur Altan, M. Tansel Ergün, Fahir Balkan, Aytuğ Konuralp-kaya, Ahmet Cucumak, Levent Kürkçüoğlu, A. Sait Mansuroğlu, A. Burak Çok-uğraş, Burak Pabuçcuoğlu, Nuri Uygur, Ahmet Kaya, A. Harun Murathan Arda, Özcan Kara, Levent Yılbar, V. Ergün Latifoğlu, Mehmet Başoğlu, E. Hilmi Parlak, Hakan Öztuna, A. Savaş Tokman, Nurettin Çalışkan, Taner Kırbaç, Metin Oğuz, Seyfettin Tath, Mustafa Karakuş, Bülent Erdoğan, Emin Korkut, A. Ayhan Önder, Atilla Oktürk, T. Ali Güllen, İsmail Özdemir, Gökdeniz Neş'er Alper Er-alp, Mustafa Acar, Özgen Aydın, Nuri Kara, Kenan Biberici, Ahmet Büyükkertan, Halil Baş, Kenan Çöllü, Tayfun Utaş Yüksel Özdemir, Ş. Hakan Altinel, Bahri Albayrak, Deniz Başkan, Salih Doğrusadık, Bülent Çağlar, Rıza Özlüer, Erkan Çaylı, Hakan Akyıldız, Kemal Duraçe, Mahmut Doğan, M. Serdar Çelebi, Ayhan Yasan, Şebnem Dayı, M. Nedim Şener, Sedat Erdoğan, Akın Tuzcuoğlu, Cengiz Özaltun, Tuncay Korkmaz, Cevdet Gündüz, Mustafa Zorlu, İsmail Yalçın, Mustafa İşcen, Erol Yüksel, Nurhan, Pınar-dağ Azmi Camgöz, M. Atilla Beşe, Bekir Erol, Yavuz Turgut, Süleyman Genç Altay Burkutoğlu, Mustafa Örmeci, A. Orhan Dağdelen, Ertan Karasu, Kadri Tuğ-lu, A. Senih Türkbay, Eyüp Uysal, Hal-dun Özgen, Z. İlker Yorgancıoğlu, A. Ka-dir Tamer, Ali Göksel, İtri Teymur, Bü-

lent Duran, Sabahattin Türkoğlu, Hilmi S. Köseoğlu, Mehseyin Ardıç Akgün, Akif Doğan, Suat Kubbecioğlu, Harun Taner, Uğur Kesgin, Hamdi Ünal L. Ömer Çakan, İlhan Işık, Mehmet Topalakçı.

● Odamızda 30/04/1988 tarihinde düzenlenen söyleşiye; konuşmacı olarak, «Cumhuriyet döneminde Mühendislik Örgütlenmesi» konusu ile Ankara Kimya Mühendisleri Odasından Murat Gümrükçüoğlu ve «TMMOB; Güncel durum, geleceğe bakış» konusu ile ise TMMOB Genel Sekreteri Bülent Tanık katılmışlardır. 40 kişilik bir dinleyici kitlesinin katıldığı söyleşimize, diğer Meslek Odalarından da yoğun bir ilgi gösterilmiştir.

● «Ahşap Yat Yapım Teknikleri ve Gelişimi» konulu panel 7/05/1988 tarihinde düzenlenmiştir. Panele üyelerimizden olduğu kadar yatçılık ile ilgili kurum ve kişilerden de yoğun bir ilgi gösterilmiştir. Panele konuşmacı olarak Yat Yapımcısı Sefer Yıldırım, Gemi İnşaat Mühendisi Hüseyin Çoban ve Osman T. Kalaycıoğlu ile Odamız adına Şebnem Dayı katılmıştır.

Yatçılık alanındaki sorunların da üzerinde durulduğu panel, kapanış kokteyli ile sona ermiştir. Panele katılan kişilerin görüş birliği ettiği üzere, bu tip çalışmaların süreklilik kazandırılmasının yatçılık alanında önemli boşlukların doldurulmasında yararlı olacağı bildirilmiştir.

● Gemi Mühendisleri Odası Nisan-Mayıs etkinlikleri çerçevesinde yer alan «YAT YAPIM YERLERİNİN GEZİLME-Sİ», 28/05/1988 tarihinde yapılmıştır. 23 kişinin katıldığı gezide REGATEK Yat tersanesi ziyaret edilmiş, Tuzla köftecilerinde yenen öğle yemeğinden sonra Tuzla'daki yat atölyeleri ziyaret edilmiştir.

● Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesinden 1987-88 yılı yaz dönemi



FOTO 1.

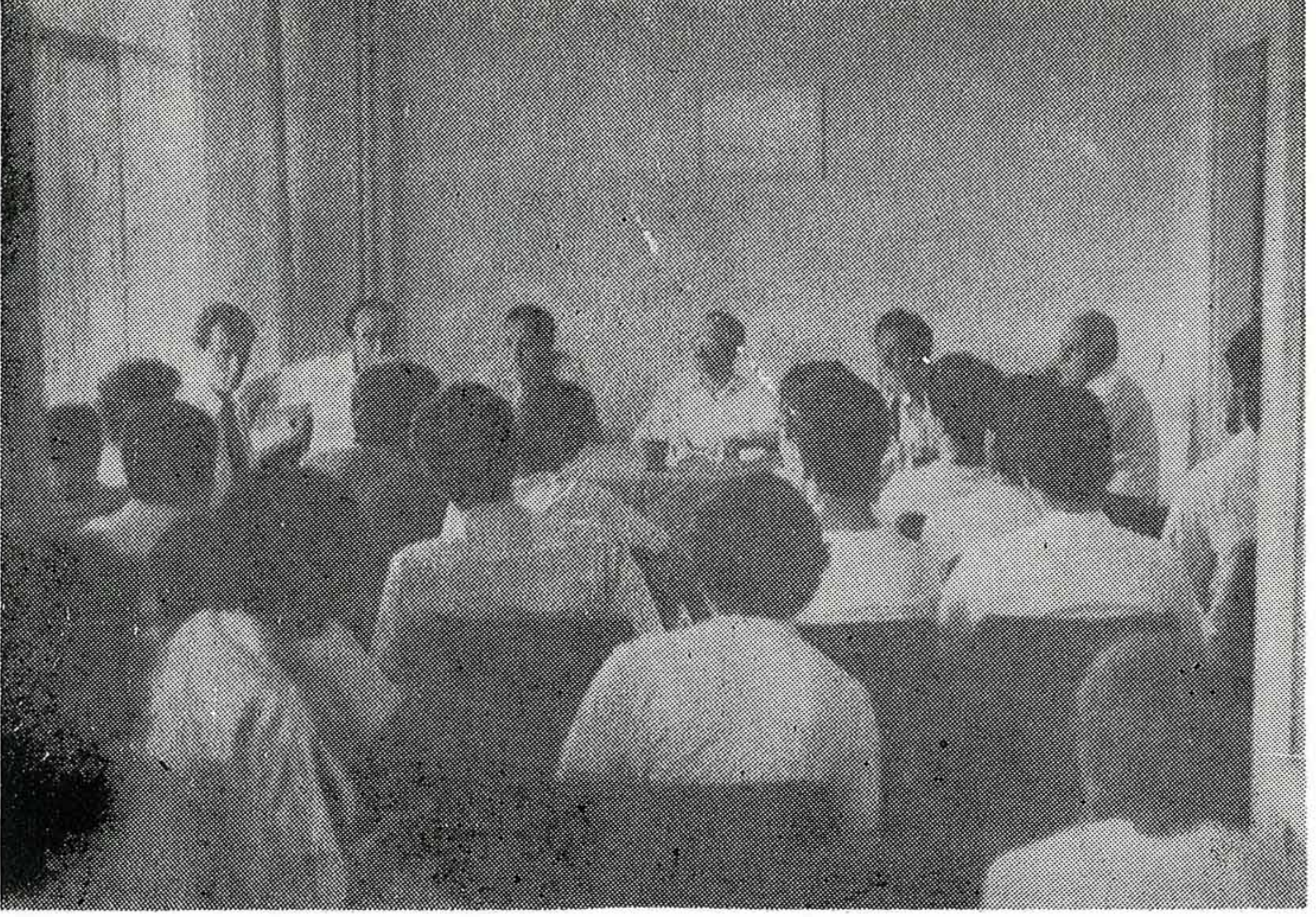


FOTO 2.

mezunlarına Odamızda çay ve söyleşi verilmiştir. Söyleşiye farklı alanlarda çalışan İstinye Tersanesi Müdürü Fehmi Güngör, ABS Baş Sörveyörü Behçet Tuğlan, Ulaştırma Bakanlığı Sörveyörü Mehmet Bayır, Paşabahçe Şişe Cam A.Ş.'den Kürşat K. Yanmaz konuşmacı olarak katılmışlardır. Konuşmacılar çalıştıkları alanlar konusunda genç mühendisleri bilgilendirmişlerdir.

● Deniz Otobüsleri konusunda hazırladığımız kapsamlı rapor Yasama ve Yürütme erkindeki gerekli yerlere ve basına sunulmuştur.

● 25/05/1988 tarihinde düzenlenmiş «Genişletilmiş Üye Toplantısı» üyelerimizin ilgi göstermemesi nedeniyle gerçekleştirilememiştir.

● IMO Komitesi ile Oda düzenleme ve Yönlendirme Komisyonu çalışmaya başlamıştır. IMO komitesi; Demir Sindel, Tunçsel Timur, Ömer Gören, Kemal Akşar, Ayhan Sarıdikmen, M. Ali Koçyatağı

(ve Danışmanlar Rıza Heleteli ile Nurettin Gürpınar'dan) oluşmuştur. Oda düzenleme ve yönlendirme komisyonu; Seyhan Ersoy, T. Nezih Özdemir, Nacettin Candan, İsmail Yalçın, Can Çilmi'den oluşmuştur.

● Oda Yönetim Kurulumuz Gemi İnşaatı ile ilgili çeşitli Kuruluşlara ziyaretler gerçekleştirmiştir. İ.T.Ü. Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi Dekanlığı ve Türk Loydundan sonra, Türkiye Gemi Sanayii A.Ş. ile Gemi Sanayicileri Birliği Başkanlığı ziyaret edilmiş ve yararlı görüş alış - verişinde bulunulmuştur. Öte yandan Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi Dekanı Prof. Dr. Reşat Baykal Odamızı ziyaret nezaketinde bulunmuştur.

● İzmir Temsilciliğimizin çağırısı üzerine Oda Başkanı Naci Çankaya İzmir Temsilciliğini ziyaret etmiştir. İzmir temsilciliğinde başarılı ve özverili çalışmalarını izlediğimiz Hüsnü Yurttaş, Alparslan Tekoğul ve Gökdeniz Neş'er Temsilcilik çalışmaları hakkında bilgiler vermişlerdir.

ÜYELERİMİZDEN HABERLER

● Üyelerimizden Ayhan Sarıdikmen ile Özden Korkmaz 7/06/88 tarihinde, Selçuk Sarp ile Meral Sarp 15/07/1988 tarihinde, Murat Keçeci ile İnci Yoluş 16/06/1988 tarihinde evlendiler. Tüm yeni evlilere mutluluklar dileriz.

● Üyelerimizden Ertuğrul Altuğ Çelik ile Ercan Türkoğlu'nun kızları olmuş-

tur. Bebeklerimize barış içinde mutlu yaşamlar diliyoruz.

● Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi Öğrencilerinden Himmet Tunçez 20 Haziran - 3 Temmuz arasında Gülhane Parkı - Sanatçılar çarşısında resim sergisi açtı.

TÜRKİYE GEMİ SANAYİİ A.Ş.

TURKISH SHIPBUILDING INDUSTRY INC.

*Gemi inşa sanayiinde
Türkiye'nin en güçlü kuruluşu*



- 75.000 DWT'a kadar her tip gemi imalatı
- 35.000 DWT'a kadar her tip geminin havuzlanması
- Sualtı ve suüstü bakım ve onarım çalışmaları
- Her çeşit konstrüksiyon işleri ve SULZER lisansı ile 2100 BHP gücüne kadar dizel motorları imalatı

Beş TERSANE ve bir MOTOR fabrikası ile hizmetinizdeyiz.

- Pendik Tersanesi
- Motor Fabrikası
- Haliç Tersanesi
- Camialtı Tersanesi
- İstinye Tersanesi
- Alaybey Tersanesi/İZMİR

TÜRKİYE GEMİ SANAYİİ A.Ş. Meclisi Mebusan Cad. No.66 80040 Salıpazarı-İstanbul/TURKEY

Tel: 149 83 17 - 145 81 87

Telex: 25487 tges tr - 25622 ges tr